

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

**на тему: «Аналіз причин руйнування робочих коліс
відцентрового компресора на основі дослідження
їх напружено-деформованого стану»**

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерна механіка

Виконав: студент групи КМ.м-11

Пунько В.В.

Керівник: доц. Савченко Є.М.

Суми 2022

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра: 72 стор., 24 рис., 6 табл., 18 дж.

Метою даної роботи є дослідження з використанням можливостей сучасного обчислювального комплексу ANSYS CFX причин руйнування робочих коліс у відцентровому компресорі з урахуванням нестационарності процесів у проточній частині компресора.

Об'єктом дослідження є процес руйнування робочих коліс відцентрового компресора.

Предмет дослідження – причини руйнування робочих коліс відцентрового компресора на основі різних запропонованих концепцій, зокрема, з урахуванням нестационарності процесів у його проточній частині.

Методи дослідження – аналіз, моделювання, метод прогнозування.

Актуальність теми полягає в підвищенні експлуатаційної надійності відцентрових компресорів за рахунок збільшення ресурсу робочих коліс ротора шляхом забезпечення їх безрезонансної роботи.

Наукова новизна полягає в розгляді впливу на втомну міцність робочих коліс різних процесів в проточній частині відцентрового компресора з урахуванням їх нестационарності.

У роботі проведено аналіз причин руйнування робочого колеса компресора з урахуванням нестационарності. Показано, що у відцентрових компресорах переважно спостерігаються аеродинамічні нестационарні процеси, виникнення аеропружних нестационарних процесів можна чекати в компресорах високого і надвисокого тисків і в ступенях з напіввідкритими вісерадіальними колесами. Побудована кінцево-елементна модель робочого колеса, проведені розрахунки на міцність. Наведено результати чисельного аналізу статичного та динамічного стану робочого колеса, а також аналіз взаємодій між роторними та статорними елементами компресора, які дозволяють краще зрозуміти процеси, що відбуваються в змінній проточній частині в результаті вихроутворення та пульсації тиску.

ВІДЦЕНТРОВИЙ КОМПРЕСОР, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ЗМІННА ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИЙ АГРЕГАТ, ВЛАСНІ ЧАСТОТИ, ФОРМИ КОЛИВАНЬ, МОДАЛЬНИЙ АНАЛІЗ, КОЛИВАННЯ ТАЙЛЕРА-СОФРИНА, НЕСТАЦІОНАРНІСТЬ.

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	6
1. Огляд робіт по дослідженню збуджуючих дій на робоче колесо	14
1.1 Основні теоретичні положення, використані при аналізі вимушених коливань, викликаних потоком газу	14
1.2 Вихроутворення	19
1.3 Взаємодія між ротором і статором	22
1.4 Акустичні резонанси у відцентрових компресорах	24
1.5 Двохвимірна аналітична модель для акустичного аналізу бічних порожнин компресора	25
1.6 Нестационарні процеси.....	26
1.6.1 Види нестационарних процесів.....	26
1.6.2 Нестационарні процеси, викликані глобальною втратою стійкості.....	29
1.7 Висновки.....	30
2. Метод скінченних об'ємів: суть метода та його застосування в роботі.....	32
2.1 Суть метода скінченних об'ємів.....	32
2.2 Моделювання в ANSYS CFX 12.0 робочого колеса для аналізу збуджуючих впливів.....	35
2.3 Висновки.....	37
3. Результати розрахунків.....	38
3.1 Описання об'єкта дослідження.....	38
3.2 Основні конструктивні параметри ЗПЧ.....	40
3.3 Розрахунок робочого колеса на статичну міцність.....	42
3.4 Розрахунок власних частот та форм коливань робочого колеса 3- го ступеня.....	46
3.5 Визначення порядку моди окружних коливань, які виникають в	

результаті взаємодії між ротором та статором (коливання Тайлера-Софріна).....	49
3.6 Побудова діаграми взаємодії.....	50
3.7 Побудова діаграм для аналізу гармонічних збуджуючих дій ...	54
3.8 Нестационарний процес.....	60
3.9 Висновки.....	63
Висновки.....	65
Перелік посилань.....	67
Додаток 1.....	69
Додаток 2.....	71

ВСТУП

Компресори, широко вживані в народному господарстві машини, призначені для підвищення тиску газів і їх переміщення.

Велике місце серед компресорів, що випускаються, займають відцентрові компресори (ВК) різних типів. Відцентрові компресори широко використовуються в хімічній, нафтовій і газовій промисловості, в автомобільному і авіаційному виробництві, в різних холодильних установках.

Відцентрові компресори, на відміну від інших, працюють лише в сухому режимі, наявність масла в газі або парі не дає жодного позитивного ефекту. Відцентрові компресори можуть бути одно- або двоступеневими, з відкритим або герметичним приводом. Відношення тиску 3...4 вважається оптимальним. Герметичні установки стали популярними, оскільки у них висока швидкість обертання не пов'язана з проблемою ущільнень. Застосовуються також багатоступеневі компресори. Окремі ступені можна зв'язувати за допомогою зовнішніх трубопроводів (що дозволяє застосовувати проміжне охолодження, але здорожує конструкцію).

Ці компресори придатні для великих потужностей і великих об'ємних витрат, малих різниць температури і малих відношень тиску.

У відцентровому компресорі потік повітря входить в робоче колесо (РК) уздовж осі двигуна, а в робочому колесі відбувається поворот потоку в радіальному напрямі. Таким чином, в робочому колесі за рахунок відцентрової сили створюється додаткове зростання повного тиску. Тобто частки робочого тіла отримують додаткову кінетичну енергію.

Відцентрові компресори — не об'ємні пристрої. Вони не виробляють пульсацію потоку, оскільки у них немає всмоктуючих і нагнітальних клапанів. Потік через відцентровий компресор безперервний. У відцентрового компресора може бути одне або більше робочих коліс, встановлених на одному валу двигуна.

Робочим колесом відцентрового компресора є диск або ж складне тіло обертання, на якому встановлені лопатки, що розходяться від центру до країв диска. Міжлопатковий канал у відцентровому робочому колесі, так само, як і в осьовому — дифузорний. За типом використовуваних лопаток робочі колеса кваліфікуються на радіальні (профіль лопатки рівний) і реактивні (профіль лопатки зігнутий). Реактивні робочі колеса мають вищий ККД і ступінь стискування, але складніші у виготовленні, і як результат - дорожчі. Потік газу потрапляє в робоче колесо відцентрового компресора, де часткам газу передається кінетична енергія колеса, що обертається, дифузорний міжлопатковий канал створює гальмування руху часток газу відносно колеса, що обертається, відцентрова сила додає додаткову кінетичну енергію часткам робочого тіла і направляє їх в радіальному напрямі. Після виходу з робочого колеса частки робочого тіла потрапляють в дифузор, де відбувається їх подальше гальмування, з перетворенням їх кінетичної енергії у внутрішню.

У зв'язку з широкою сферою застосування даних компресорів, вимоги до надійності компресорної установки і її окремих вузлів постійно зростають.

У компресорній установці, що розглядається в даній роботі, застосуються робочі колеса закритого типу. Конструкції цих коліс містять три основні елементи: основний, покривний диски і розміщені між ними лопатки. Лопатки дозволяють умовно розділити колесо на відсіки.

Характерними конструктивними особливостями робочого колеса є просторовість форми всіх елементів і наявність зон різкої зміни форми в місцях переходу від лопатки до диска, тобто конструктивних концентраторів напружень. Геометрія концентраторів залежить від технології виготовлення робочого колеса. Найбільше вживаними в даний час є способи з'єднання елементів колеса за допомогою паяння і зварювання, а так само виготовлення робочих коліс, що цілісно фрезеруються.

Поломка колеса під час роботи машини призводить, в основному, до повного збою роботи всієї машини. Збитки із-за простою компресорів особливо великі на підприємствах газової і нафтової галузей промисловості, оскільки такі

підприємства розраховані на безперервну роботу компресорного обладнання, з перервами лише для технічного обслуговування такого обладнання.

Вимушені коливання в проточних частинах (ПЧ) відцентрових компресорів інколи призводять до поломки робочих коліс і деяких елементів проточної частини.

Для уникнення руйнування РК доводиться закладати деякі конструктивні елементи на дисках РК, такі як «ромашка», технологічно незручну і трудомістку операцію, що приводить до погіршення газодинамічних показників ВК.

Уміння правильно відбудуватися від резонансних частот в проточній частині ВК дозволить значну частину РК виконувати без «ромашок», а це зменшить можливість передчасного руйнування РК.

Часто причиною виникнення вимушених коливань є коливання тиску при обертанні ротора компресора, викликані взаємодією між ротором і нерухомими елементами компресора (відомі як коливання Тайлера-Софріна), частота яких відповідає частоті слідування лопаток ротора при обертанні, а також наступні процеси в проточних частинах ВК, викликаних потоком газу, такі як аероакустичні, вихроутворення, помпаж і зрив потоку з обертанням.

У даній роботі зупинимося на вивченні виникнення вимушених коливань у проточних частинах компресорів від взаємодії статорних і роторних деталей компресора (коливання Тайлера-Софріна) і від аероакустичних процесів у порожнинах робочого колеса.

Досвід експлуатації та лабораторні дослідження зламів зруйнованих коліс показують, що надійність робочих коліс істотно залежить від геометрії коліс, рівня та частотного спектру зовнішніх аеродинамічних напружень потоку, демпфування, напруженого стану в полі відцентрових сил та ін.. Таким чином грамотне проектування робочих коліс повинно включати оцінку їх динамічної та втомної міцності. В роботі розглянуто дві концепції, які пояснюють причини руйнування коліс. У відповідності до них можна запропонувати два підходи до вирішення цієї складної задачі.

Перша концепція передбачає, що руйнування коліс відбувається на резонансних або близьких до них режимах роботи робочого колеса. Роботи в цьому напрямку ведуться в нашій країні з п'ятдесятих років. Раніше вони полягали в основному в експериментальному знаходженні резонансних станів коліс на розгінних стендах за спеціальною методикою. На даний момент рівень розвитку техніки дозволяє зробити все це аналітичним шляхом, за допомогою потужних розрахункових програмних комплексів, таких як ANSYS, NASTRAN, Космос та ін. Розв'язання задачі моделювання динамічних процесів в колесах можливе за умови успішного вирішення ряду самостійних задач:

- визначення спектру власних коливань колеса;
- визначення спектру збуджуючих аеродинамічних напружень на колесо;
- розрахунок вимушених коливань (розрахунок динамічних напружень), визначення збудженості власних форм коливань та виділення небезпечних режимів експлуатації;
- експериментальна перевірка методики розрахунку динамічних напружень.

Друга концепція, навпаки, виходить з того, що оскільки для паяних та зварених РК робота на резонансних режимах малоімовірна, зважаючи на особливості амплітудно-частотних характеристик цих коліс, руйнування відбувається через циклічний характер напруг і високу їх концентрацію в місцях утворення та розвитку втомних тріщин. Такий підхід до вирішення завдання циклічної міцності робочих коліс вимагає дослідження інших аспектів проблеми:

- дослідження напружено-деформованого стану робочого колеса з урахуванням відцентрових сил і розподілу тиску в робочій ступені машини;
- дослідження концентрації напружень в зонах освіти втомних тріщин;
- розробка моделі втомного руйнування колеса та методики розрахунку колеса на втому.

Необхідність дослідження нестационарних процесів в турбомашинах пов'язана з проблемами забезпечення надійної роботи установок, які вимагають

розв'язання задач стійкості роботи компресора і виникнення обертового зриву і помпажа. Завдання підвищення надійності компресорних агрегатів призвели до необхідності дослідження нестационарних процесів в проточній частині ВК. Дослідження нестационарних процесів дозволяють визначити можливі причини появи динамічних напружень в РК і нерухомих елементах ПЧ, а також вібрацій і підвищеного шуму. Такими причинами є:

- нерівномірність статичного тиску в просторі, що оточує РК, викликана наявністю ребер у всмоктуючому патрубку, равлику, зміщення половин горизонтального роз'єму, протікання через ущільнення і т.д.;

- обертові сліди за РК;
- обертовий зрив в ПЧ ВК
- відривні, акустичні та псевдозвукові явища в РК та в інших елементах ПЧ;

- помпаж;

- стоячі (біжачі) хвилі на бічних поверхнях робочого колеса;

- аеропружні явища.

При створенні нових ефективних конструкцій ЦК необхідний розвиток більш досконалих методів розрахунково-теоретичного аналізу елементів ПЧ, заснованих на експериментальній перевірці досліджуваних варіантів, а також отримання дослідних даних з конкретних питань проектування при умовах експерименту, близьких до натурних умов роботи машини. Дослідження на натурних установках з вимірюванням швидкозмінних аеродинамічних величин дають корисну, але обмежену інформацію із за відсутності можливості розміщення датчиків в необхідних місцях. Вартість експерименту вельми висока. Для компресорів високого тиску, компресорів хімічних виробництв, які працюють на газах з фізичними властивостями, відмінними від повітря, необхідне створення унікальних установок замкнутого контуру. Експериментальне дослідження аеропружних явищ, обертового зриву і помпажа на натурних установках практично утруднене через високу ймовірність аварій. Прагнення експериментатора отримати детальну

інформацію про стан потоку призводить до великого захаращення проточної частини, що особливо неприпустимо при дослідженні навколосвукових і трансзвукових компресорів.

Сучасні обчислювальні комплекси дозволяють ставити завдання створення віртуальних стендів для дослідження періодичних нестационарних процесів (обертових слідів, нерівномірностей розподілу по просторовій координаті, обертового зриву) по всій аеродинамічній характеристиці від максимальної витрати до кордону помпажа.

Нестационарні процеси в турбомашині можна розділити на дві групи:

- аеродинамічні процеси, для яких несуттєва зв'язок між аеродинамічними і пружними характеристиками системи;
- аеропружні процеси, для яких основну роль грає зв'язок між аеродинамічними характеристиками елементів ПЧ і характеристиками пружності елементів конструкції компресора.

Розробка віртуального стенду для дослідження нестационарних процесів у відцентрових компресорах - актуальне завдання, оскільки дозволяє при використанні верифікованої програмної системи і кластерної технології обчислень отримувати дані про нестационарні процеси практично в будь-якому місці проточної частини. У той же час очевидно, що достовірність отриманих результатів вимагає перевірки зіставленням з надійними дослідними даними. Відзначимо, що такі віртуальні стенди в принципі дозволяють отримати результати поведінки компресора при помпажі і досліджувати аеропружні ефекти, оскільки експериментальні дослідження помпажу і, наприклад, флаттера дуже скрутні через високу ймовірність руйнування компресора.

Переважає більшість сучасних числових досліджень турбомашин заснована на розв'язанні стаціонарного рівняння Нав'є - Стокса (RANS), часто для прискорення рахунку використовується фізично не виправдане припущення про періодичність завдання, а розрахунок виконується для одиночного каналу решітки. Роботи по застосуванню нестационарного розв'язку рівняння Нав'є - Стокса (URANS) для всієї області течії (повного кута охоплення 2π) вельми

нечисленні.

Для обробки величезної кількості інформації потрібно розробка і застосування складних багатоканальних інформаційно-вимірювальних систем реального часу. Одночасне багатоточкове вимірювання параметрів нестационарного потоку (статичного і повного тиску, вектора швидкості та ін.) практично дуже важке. Експериментальне дослідження деяких видів нестационарних процесів також досить важке, оскільки висока ймовірність поломок елементів конструкції, зокрема робочого колеса, лопаточного апарату, опор і ущільнень.

Дотепер нестационарні процеси у відцентрових компресорах розглядаються лише як якась небажана добавка, яка іноді призводить до аварій. Практично вся практика проектування та дослідження турбокомпресорів побудована на припущенні про стаціонарність термодинамічних параметрів проточної частини, за винятком перехідних режимів при зміні частоти обертання.

Тому метою даної роботи є дослідження з використанням можливостей сучасного обчислювального комплексу ANSYS CFX 12.0 причин руйнування робочих коліс у відцентровому компресорі на основі врахування нестационарності процесів у проточній частині компресора, а також зіставлення результатів розрахунку з наявними експериментальними даними.

Для досягнення поставленої в роботі мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Виконати аналіз робіт по збуджуючих діях на робоче колесо в проточних частинах відцентрового компресора.
2. Для перевірки різних концепцій руйнування робочих коліс провести комплекс числових досліджень їх характеристик міцності та провести модальний аналіз їх коливань.
3. Розглянути вплив нестационарності процесів у проточній частині компресора на можливість руйнування робочих коліс.

Об'єктом дослідження є процес руйнування робочих коліс відцентрового компресора.

Предметом дослідження є причини руйнування робочих коліс відцентрового компресора на основі різних запропонованих концепцій, зокрема, з урахуванням нестационарності процесів у його проточній частині.

Для досягнення вказаної раніше мети, необхідні наступні основні методи дослідження:

- аналіз – полягає у виділенні основних частин дослідження та їх подальшого вивчення;
- моделювання – створення моделі РК, що імітує оригінал, за допомогою програмного комплексу ANSYS;
- метод прогнозування – висновок базується на аналізі тенденцій в розвитку предмета дослідження.

Структура роботи:

- у першій главі проведено аналіз робіт, в яких досліджували збуджуючі дії на робоче колесо в проточних частинах відцентрового компресора;
- у другій главі викладена суть методу скінченних об'ємів та змодельовано робоче колесо в ANSYS CFX 12.0;
- у третьому розділі проведено кінцеві розрахунки.

1 ОГЛЯД РОБІТ ПО ДОСЛІДЖЕННЮ ЗБУДЖУЮЧИХ ДІЙ НА РОБОЧЕ КОЛЕСО

1.1 Основні теоретичні положення, використовувані при аналізі вимушених коливань, викликаних потоком газу

При аналізі робіт, пов'язаних з акустичними явищами, стосовно умов, характерних для промислових підприємств, зазвичай розглядається вплив шуму, що виникає при роботі механічного устаткування. Зниження рівня шуму, що генерується механічним устаткуванням, можливо за допомогою глушників. Проте ситуація істотно змінюється, якщо акустичні резонансні коливання виникають усередині елемента устаткування, наприклад, компресора. У таких умовах коливання тиску в компресорі можуть виявитися настільки великими, що виникає небезпека для роботи всього устаткування, пов'язаного з компресором. Такі умови є неприйнятними для підприємств, що експлуатують компресорне устаткування, оскільки переривання роботи або навіть пошкодження компресора може викликати збитки, що становлять сотні тисяч доларів. Збитки із-за простою компресорів особливо великі на підприємствах газової і нафтової галузей промисловості, оскільки такі підприємства розраховані на безперервну роботу компресорного устаткування, з перервами лише для технічного обслуговування такого устаткування. При розробці методів, що дозволяють підвищити експлуатаційну надійність компресорів, необхідно враховувати аероакустичні процеси, тому важливим є знання характеристик таких процесів.

Як видно з інформації, викладеної в існуючих літературних джерелах, дослідження аероакустичних процесів в турбокомпресорному устаткуванні були зосереджені на осьових турбокомпресорах. Автори основоположної статті [1] обговорюють процеси взаємодії ротора і статора та коливання, пов'язані з обертанням, виникаючі в результаті такої взаємодії, стосовно осьового компресора. Дослідження проводилися для аналізу шуму, але

коливання тиску при обертанні ротора компресора, викликані взаємодією між ротором і нерухомими елементами компресора, (відомі як коливання Тайлера-Софріна) можуть стати джерелом інтенсивних вимушених коливань в компресорі, частота яких відповідає частоті слідування лопаток ротора при обертанні. Інші опубліковані статті відносилися до осьових турбокомпресорів, і лише декілька статей відносилися до відцентрових компресорів. Один випадок пошкодження компресора був розглянутий в статтях [2] і [3]. Відповідно до результатів дослідження, проведеного авторами цих статей, було встановлено, що причиною пошкодження закриваючого диска робочого колеса відцентрового компресора були аеропружні автоколивання. Автори статті [4] досліджували акустичні резонансні коливання в спіральному вхідному каналі турбокомпресора. Вони встановили, що основною причиною підвищених вібрацій в турбокомпресорі була взаємодія між коливаннями, викликаними вихроутворенням, і стаціонарною хвилею в кільцевій камері. Автори статті [5] досліджували процеси взаємодії між ротором і статором і результуючі форми коливань в реверсивному турбонасосному агрегаті. Вони запропонували метод визначення критичних робочих режимів компресора, в яких можливі резонансні явища, викликані акустичними коливаннями. Основна увага при аналізі приділялася взаємодії між акустичними коливаннями і механічними коливаннями елементів конструкції. Інше джерело збудження коливань в турбокомпресорах, також пов'язаний з акустичними коливаннями, був досліджений Паркером (Parker) і іншими фахівцями. Паркер, почавши з фундаментальних досліджень плоских пластин, показав, що вихроутворення на передніх кромках лопаток компресора може викликати резонансні акустичні коливання в просторі між лопатками. Результуючі коливання мають різні форми α , β , γ , і δ та відомі як коливання Паркера. Ці коливання виникають в просторі між лопатками і лише при чималому відношенні хорди лопатки до кроку лопаток.

З огляду різних літературних джерел видно, що повне розуміння аероакустичних і аеропружних процесів у відцентрових компресорах відсутнє.

Для розуміння складних процесів взаємодії, які можуть викликати вимушені коливання робочого колеса компресора, необхідно розробити розширену програму внутрішніх наукових досліджень, призначену для дослідження різних процесів збудження вимушених коливань, викликаних потоком газу, у відцентрових компресорах. На першому етапі досліджень акустичні характеристики, динамічні характеристики газу і механічні характеристики елементів компресора розглядатимемо незалежно, із застосуванням аналітичних, чисельних і, по можливості, експериментальних методів. Автори статті [6] представили перші результати досліджень по вказаному напрямку, які відносилися до дослідження взаємодії між ротором і статором і процесів збудження вимушених коливань робочого колеса компресора. Якщо розподіл тиску, викликаний взаємодією між ротором і статором, викликає збудження власних акустичних коливань в сполучених порожнинах компресора, то резонансні явища можуть викликати підвищення рівня шуму і, істотніше, підвищення амплітуди вібрацій до рівня, при якому, в деяких режимах роботи компресора, можливе пошкодження компресора. Недавні дослідження із застосуванням чисельних методів аналізу [7] відносяться до досліджень власних акустичних коливань в бічних порожнинах відцентрових компресорів. Результати досліджень показали, що для здобуття достовірних результатів при визначенні частот власних акустичних коливань в порожнинах компресора необхідне інтенсивне моделювання.

Загалом, будь-яка порожнина турбокомпресора може розглядатися як акустичний резонатор. Враховуючи складні геометричні характеристики турбокомпресорів, очевидною є наявність труднощів при аналізі різних порожнин, які можуть бути джерелами збудження вимушених коливань. Критичні режими роботи компресора виникають тоді, коли збуджуються власні акустичні коливання, зазвичай в результаті нестійкості потоку газу, і частота збуджених акустичних коливань, зазвичай в результаті нестійкості потоку газу, і частота збуджених акустичних коливань збігається з частотою власних механічних коливань елементів конструкції. Крім того, для наявності взаємодії

між акустичними коливаннями і елементами конструкції необхідно, щоб форми механічних і акустичних коливань були схожими. Важливо також визначити всі можливі джерела збудження вимушених коливань, які можуть викликати резонансні акустичні процеси. У перерахованих статтях представлений огляд різних джерел збудження вимушених коливань, до яких відносяться коливання Тайлера-Софріна (Tyler/sofrin), і вихороутворення, а також джерел акустичних коливань на лопатках робочого колеса або направляючого апарату (коливань Паркера) і в порожнинах компресора. Повне розуміння фізичних процесів і взаємодій у зв'язку з акустичними коливаннями необхідне для проектування турбокомпресорів з врахуванням вимог надійності.

У статті [8] представлені результати аналізу пошкоджень робочих коліс компресорів та результати інтенсивних наукових досліджень, виконаних за допомогою експериментальної установки на основі компресора високого тиску, розробленого компанією SIEMENS. Результати досліджень показали, що резонансні акустичні явища в бічних порожнинах коліс можуть робити критичний вплив на пошкодження робочого колеса компресора. Отримані дані були використані для аналізу пошкодження робочого колеса п'ятиступінчастого одновального компресора, призначеного для експлуатації на підприємствах газової і нафтової промисловості. Були розроблені діаграми аероакустичного збудження вимушених коливань, які дозволили визначити критичні режими роботи компресора. Розроблений новий метод аналізу був використаний для визначення причини пошкодження робочого колеса компресора. На думку авторів статті новий метод дозволяє відповісти на питання, на які раніше не було відповіді. Метод може стати основою для проектування компресорів з врахуванням вимог надійності.

Визначення взаємодії між елементами турбокомпресора зв'язане з труднощами, як видно з рисунку 1.1. До двох об'єктів аналізу, які, як правило, розглядаються незалежно, відносяться потік газу і елементи конструкції компресора. Хоча чисельний розрахунок взаємодії між потоком газу і елементами конструкції принципово можливий, методи розрахунку практично

непридатні для турбокомпресорів, що працюють в дійсних умовах експлуатації. Фізичний процес взаємодії між потоком газу і елементами конструкції полягає в тому, що потік газу створює періодична силова дія на обмежуючі елементи конструкції, що викликає коливання тиску. Коливання тиску викликають вібрації деталей, що обертаються або нерухомі. Якщо амплітуда вібрацій чимала, виникає зворотний зв'язок між вібраціями і потоком газу (збудження вимушених коливань під дією вібрацій). Наявність такого зворотного зв'язку перетворює систему, елементами якої є потік газу і елементи конструкції, в складну нелінійну зв'язану систему. В цьому випадку потік газу і елементи конструкції не можна розглядати незалежно, оскільки вказана система із зворотним зв'язком характеризується як система з двосторонніми зв'язками. Характерним для системи з аеропружними двосторонніми зв'язками є виникнення нестійких коливань. Один з прикладів двостороннього зв'язку між потоком газу і елементами конструкції, який ілюструє явища у відцентровому турбокомпресорі, приведений в статті [2]. У статті розглядається пошкодження робочого колеса відцентрового вентилятора в результаті аеропружного збудження вимушених коливань, відповідно до якого акустичні коливання в бічній порожнині вентилятора викликають вібрації робочого колеса. В результаті таких вібрацій виникають коливальні зміни витрати газу через ущільнення, викликані зміною зазору в ущільненнях. Коливання витрати газу через ущільнення самі по собі можуть збуджувати акустичні коливання. В результаті такого зворотного зв'язку виникають інтенсивні вібрації робочого колеса вентилятора.

Навіть якщо двосторонній зв'язок, вказаний вище, не враховувати, потік газу може надавати дію на елементи конструкції, досить сильну для того, щоб викликати пошкодження. Коливання, викликані потоком газу, можна розділити на дві категорії: акустичні коливання (пов'язані із стисливістю газу) і чисто гідродинамічні коливання (див. рисунок 1.1). Гідродинамічні коливання можуть бути широкосмуговими або виникати на певних дискретних частотах в результаті впливу періодичних дій. Гідродинамічні коливання обох вказаних

типів можуть викликати власні акустичні коливання і, отже, умови для резонансу. Якщо, в результаті таких умов для резонансу, амплітуда акустичних коливань перевищує певне граничне значення, то класичні методи лінійної акустики виявляються непридатними для аналізу. У таких випадках акустичні коливання не можна відокремлювати від коливань, викликаних турбулентністю і ентропією газу, і система потоку газу і елементів конструкції є повністю зв'язаною системою (системою з двостороннім зв'язком).

На рисунку 1.1 показано, що існують декілька явно виражених явищ, характерних для акустичних і гідродинамічних процесів. Ці процеси можуть взаємодіяти, як показано стрілками, які позначають двосторонній або однобічний зв'язок. У даній роботі явища, пов'язані з динамікою газів, акустичні явища і механічні явища розглядаються незалежно один від одного. Таке спрощення необхідне тому, що метою досліджень є розробка методів, придатних для використання при проектуванні промислового компресорного устаткування.

1.2 Вихроутворення

Інтерес до дослідження вихроутворення в турбокомпресорах викликаний тим, що це явище може стати причиною утворення аероакустичних зв'язків в турбокомпресорі. Такі зв'язки можуть підсилювати амплітуди коливань, викликаних вихроутворенням. Результатом такого посилення амплітуд коливань може бути пошкодження елементів конструкції. Загалом, під впливом потоку газу, будь-яке погано обтічне тіло і будь-яка порожнина викликає утворення вихрів. До погано обтічних тіл, характерних для турбокомпресорів, відносяться чутливі елементи вимірювальних датчиків, теплообмінники і лопатки. Лопатки можуть бути нерухомими (лопатки направляючого апарату статора) або такими, що обертаються (лопатки робочого колеса). Порожнини в турбокомпресорах присутні обов'язково. Причиною утворення вихорів в порожнинах є природна нестійкість пограничного шару газу по краях



Рисунок 1.1 – Взаємодія між потоком газу і елементами конструкції

порожнини. Детальний опис різних процесів вихороутворення стосовно турбокомпресорів наведено в довіднику [9].

Загалом, частоту коливань, викликаних вихороутворенням, можна визначити за допомогою безрозмірного числа Струхалія:

$$St = \frac{fL}{c}, \quad (1.1)$$

де L, m – довжина;
 $f, \text{рад/с}$ – частота коливань;
 $c, \text{м/с}$ – швидкість потоку газу.

Число Струхаля визначає зв'язок між характеристичною довжиною L , частотою коливань f , викликаних вихороутворенням, і швидкістю потоку газу c . У практичних умовах визначення числа Струхаля, дійсних геометричних параметрів і швидкості потоку газу зв'язано з труднощами.

1.3 Взаємодія між ротором і статором

Можна показати, що взаємодія між ротором і статором викликає різні коливання, пов'язані з обертанням, з частотами, кратними одній частоті. Теоретична основа для аналізу таких коливань була вперше представлена у відомій статті [1]. В даний час коливання, взаємодії, що виникають в результаті, між ротором і статором відомі як коливання Тайлера-Софріна (Tyler/sofrin).

Спектр шуму, що генерується при взаємодії ротора з нерівномірним сталим потоком газу, наприклад потоком в безвихровому полі статора, є дискретним, із спектральними лініями, відповідними частоті дотримання лопаток при обертанні і гармонійним складовим з частотами, кратними частоті дотримання лопаток при обертанні. Відповідне поле взаємодій для певної гармонійної складової h_B з частотою, кратній частоті дотримання лопаток при обертанні, є накладення безконечної кількості діаграм розподілу коливань, що обертаються. Кількість окружних пелюсток кожної діаграми характеризується порядком моди окружних коливань m_{TS} , який можна визначити, при припущенні досконалої періодичності взаємодії між ротором і статором, з наступного вираження:

$$m_{TS} = h_B z_B + h_V z_V \quad (1.2)$$

де z_B - кількість лопаток робочого колеса, що обертається;

h_V - показник охоплює всі позитивні і негативні цілі числа;

z_V - кількість нерухомих направляючих лопаток статора.

Таким чином, вираження (1.2) визначає підсумовування і віднімання творів $h_V z_V$ по відношенню до твору $h_B z_B$. Кожна пелюстка діаграми розподілу коливань з номером m_{TS} обертається з певною окружною фазовою швидкістю, що відрізняється від інших фазових швидкостей, в нерухомій системі відліку. Ця фазова швидкість зазвичай перевищує окружну швидкість, що відповідає кутовій швидкості вала ротора, і може бути навіть надзвуковою:

$$\omega_{ph,TS}^S = \frac{h_B z_B}{m_{TS}} \omega_{shaft}^S. \quad (1.3)$$

Позитивні значення параметра m_{TS} відносяться до мод коливань, які обертаються в напрямленні обертання ротора (позитивні значення параметра $\omega_{ph,TS}^S$), а негативні значення m_{TS} відносяться до мод коливань, які обертаються в напрямленні, протилежному напрямленню обертання ротора (негативні значення параметра $\omega_{ph,TS}^S$).

Якщо коливання тиску в відповідності з обертальною діаграмою розподілення коливань, відповідної для моди коливань з номером m_{TS} та частотою ω_{TS}^S (індекс S означає нерухому систему відліку), діють на статор, що має z_{V2} направляючих лопаток, тоді генеруються додаткові моди коливань:

$$\omega_{TS}^{S*} = \omega_{TS}^S, \quad (1.4)$$

$$m_{TS}^* = m_{TS} + h_{V2} z_{V2}, h_{V2} = \dots, -2, -1, 0, 1, 2, \dots, \quad (1.5)$$

$$\omega_{ph,TS}^{S*} = \frac{\omega_{TS}^{S*}}{m_{TS}^*} \quad (1.6)$$

В системі відліку що обертається, частоти коливань, виникаючі в результаті взаємодії між обертаючими лопатками ротора та нерухомими направляючими лопатками статора, можна визначити з наступного виразу:

$$\omega_{TS}^R = |(\omega_{ph,TS}^S - \omega_{shaft}^S) \cdot m_{TS}^*| = |\omega_{TS}^S - \omega_{shaft}^S \cdot m_{TS}^*| = |h_B z_B - m_{TS}^*| \cdot \omega_{shaft}^S = |h_{V1} z_{V1} + h_{V2} z_{V2}| \cdot \omega_{shaft}^S. \quad (1.7)$$

Для того щоб виключити негативні частоти, в виразі необхідно (1.7) прийняти тільки абсолютні значення різниць та сум.

Приклад, який підтверджує генерування вказаних вторинних коливань, приведений в статті [10]. Принципово, існує можливість великої кількості взаємодій між ротором та статором, викликаючи такі коливання. Якщо один ротор (або декілька роторів з однаковою кількістю лопаток та однаковою частотою обертання) взаємодіє з направляючими лопатками статора, розташованими в декілька рядків, то, на основі вищевикладених результатів аналізу, порядок моди окружних коливань можна визначити з наступного виразу:

$$m_{TS} = h_B z_B + \sum_{i=1}^{N_V} h_{V_i} z_{V_i}, \quad (1.8)$$

де N_V – кількість рядів направляючих лопаток.

Як і в відповідності з виразом (1.7), ці коливання Тайлера-Софріна характеризуються частотами в обертальній системі відліку, пов'язаній з робочим колесом, знайденими з виразу (1.9) (параметр ω_{shaft}^S означає кутову швидкість валу ротора в нерухомій системі відліку):

$$\omega_{TS}^R = \omega_{shaft}^S \cdot \left| \sum_{i=1}^{N_V} h_{V_i} z_{V_i} \right|, \quad (1.9)$$

В нерухомій системі відліку вказані частоти відповідають частоті слідування лопаток при обертанні та частотам гармонічних складових.

Так як генерування коливань Тайлера-Софріна в результаті взаємодій між ротором та статором не можна виключити в умовах експлуатації компресорів, то необхідно знати фізичні процеси при генеруванні таких коливань, щоб виключити вплив коливань на експлуатаційну надійність та можливі пошкодження компресорів.

1.4 Акустичні резонанси в відцентрових компресорах

Акустичні резонанси можуть бути причиною виникнення інтенсивних коливань тиску газу в замкнутій порожнині, котрі викликають підвищений шум та, в найбільш несприятливих випадках, пошкодження елементів конструкції компресора. Із-за великої кількості порожнин та характерної не стаціонарності потоків газу в турбокомпресорах, машини особливо чутливі до акустичних резонансів. В частково або повністю зачинених порожнинах існують умови для виникнення власних коливань з характерними частотами, а складне розподілення швидкостей та тисків в потоці газу сприяє утворенню великої кількості джерел виникнення вимушених коливань. Збудження вимушених коливань можливе в результаті вихроутворення або взаємодії між ротором та статором (коливання Тайлера-Софріна). Якщо частота вимушених коливань близька до однієї з частот власних акустичних коливань, необхідно провести ретельний аналіз такого стану. Взагалі, саме спів падання частот не є критичним. Критичні умови виникають при існуванні зв'язку між вимушеними коливаннями та акустичними коливаннями (наприклад повинна бути однакова кількість діаметральних вузлових ліній). Чим сильніший зв'язок, тим більша амплітуда передбачуваних коливань тиску. Діаграми розподілення та частоти коливань Тайлера-Софріна добре знайдені. В нерухомій системі відліку діаграми розподілення та частоти коливань залежать від частоти слідування лопаток при обертанні та частот гармонічних складових. Кількість

діаметральних вузлових ліній повинна знаходитись по кількості лопаток робочого колеса та кількості відповідних направляючих лопаток статора. Коливання, викликані вихроутворенням, не можна характеризувати одною визначеною частотою (через неточності при визначенні числа Струхалія) або конкретною діаграмою розподілення тисків. В будь-якому випадку, першочерговою задачею при аналізі можливих умов для акустичного резонансу є визначення власних акустичних коливань в порожнинах компресора.

1.5 Двохвимірна аналітична модель для акустичного аналізу бокових порожнин компресора

Процедура розрахунку власних акустичних коливань, розроблена для кільцевих каналів з жорсткими стінками, відома та викладена в різноманітних навчальних посібниках. Якщо вхідний та вихідний ділянках каналу обмежені суцільними стінками, відображення на границях поверхонь можуть викликати стоячі хвилі в осьовому напрямку. Таке ж явище характерно для замкнутих кільцевих порожнин. Математичний вираз, який описує власні акустичні коливання, має наступний вигляд [11]:

$$\omega_{acmj}^S = a \left[\left(\frac{S_{mn}}{R_2} \right)^2 \cdot (1 - M_{ax}^2) + \left(\frac{j\pi(1 - M_{ax}^2)}{l_{ax}} \right)^2 \right]^{1/2} + m_{ac} \omega_{swirl}^S, \quad (1.10)$$

В цьому виразі $\omega_{ac}^S = \omega_{acmj}^S$ - частота власних коливань в порожнині, при спостереженні в нерухомій системі відліку, з $m \cong m_{ac}$ діаметральними вузловими лініями, $n = n_{ac}$ вузловими колами та $j \cong j_{ac}$ осьовими вузлами. Значення параметра m_{ac} можуть бути позитивними та негативними. Негативне значення показує на обертання моди коливань в напрямку, протилежному напрямку обертання ротора (відносно системи відліку, пов'язаної з обертальною модою акустичних коливань). Параметр a означає швидкість

звучу, котра вважається постійною в газовому середовищі, M_{ax} - постійне число Маха для коливань в осьовому напрямку, l_{ax} – осьова довжина камери, S_{mn} – корінь характеристичного рівняння. В статті [11] цей вираз визначає граничні умови для жорсткої стінки на внутрішньому та зовнішньому радіусах. Для камери, що представляє бічну порожнину відцентрового компресора, граничні умови на зовнішньому радіусі R_2 апроксимуються краще граничними умовами для нежорсткої стінки (вузол тиску) [7].

Важливим фактором для відцентрового компресора є обертання газу в бічних порожнинах. В виразі (1.10) явище обертання газу враховується добутком $m_{ac} \omega_{swirl}^S$, де параметр ω_{swirl}^S - кутова швидкість обертання газу в бічній порожнині. В статті [11] цей параметр пов'язується з вихровим обертанням газу в осьових турбокомпресорах. Вплив обертання газу можна представити як перетворення ядра потоку газу в обертальній системі відліку в ядро потоку газу в нерухомій системі відліку. Зазвичай достатнім є припущення, що ядро потоку газу обертається з окружною швидкістю, яка дорівнює половині окружної швидкості ω_{shaft}^S ротора [12], тобто $\omega_{swirl}^S = 0,5 \omega_{shaft}^S$. У всіх попередніх дослідженнях, відомих авторам основної статті, вплив обертання газу не враховується, особливо для вищих мод коливань з порядком m_{ac} та великих частот обертання.

1.6 Нестационарні процеси

1.6.1 Види нестационарних процесів

Історично склалося так, що теорія і практика поршневих компресорів з самого початку враховували нестационарність робочих процесів. Основними перевагами турбокомпресорів в порівнянні з поршневими тривалий час вважалися саме рівномірність подачі газу, відсутність вібрацій фундаменту і т. п. Відомий і добре описаний в літературі лише один вид нестационарності -

помпаж, при появі якого нормальна експлуатація турбокомпресора практично неможлива.

Тривале нехтування нестационарними процесами в турбокомпресорах, особливо відцентрових, пояснювалося порівняльній тихихідних установок, невисоким рівнем тисків, великими запасами міцності елементів конструкції і відсутністю до недавнього часу технічних засобів, що дозволяють досліджувати високочастотні нестационарні процеси. Технічна необхідність дослідження нестационарних процесів у відцентрових компресорах з'явилася при створенні нагнітачів турбореактивних двигунів і магістральних газопроводів. У перших зразках таких нагнітачів спостерігалися поломки робочих коліс, що відбуваються через причини аеродинамічного характеру. Тензометрування робочих коліс, вимірювання осьових зусиль, що діють на ротор, і нестационарних тисків у робочих колесах показують, що окружна нерівномірність тиску в лопаткових диффузорах і спірального відводу так званого бездифузороного типу є основною причиною появи високих динамічних напружень в елементах ротора, що призводять в остаточному підсумку до поломок конструкції.

Дослідження, проведені в області осьових і відцентрових компресорів, дозволяють класифікувати нестационарні явища в проточній частині турбокомпресорів.

Нестационарні процеси в турбомашині можна розділити на дві групи:

- аеродинамічні процеси, для яких несуттєвий зв'язок між аеродинамічними і пружними характеристиками системи;
- аеропружні процеси, в яких велику роль відіграє взаємозв'язок аеродинамічних характеристик елементів проточної частини і пружних характеристик елементів конструкції.

У відцентрових компресорах переважно спостерігаються аеродинамічні нестационарні процеси; можна чекати виникнення аеропружних нестационарних процесів в компресорах високого і надвисокого тисків і в ступенях з напіввідкритими вісерадіальними колесами.

Подібно до того як це прийнято в сучасній теорії шумів, нестационарні процеси можна розбити на два класи: детерміновані і випадкові. Детерміновані процеси діляться, у свою чергу, на перехідні і періодичні. Перехідні (несталі) процеси відбуваються при зміні режиму роботи компресора, який визначається частотою обертання, опором мережі і т. п. Ці процеси відіграють велику роль при роботі компресорів транспортних установок металургійних і хімічних виробництв.

Періодичні процеси діляться на три групи.

Перша група включає процеси, викликані нерівномірністю розподілу параметрів потоку по окружній координаті. Як відомо, розподіл швидкостей, тисків та інших параметрів по кроку міжлопатковому каналів робочих коліс, дифузорів, вхідних і зворотних напрямних апаратів, а також по куту охоплення вхідних і вихідних патрубків та спірального відводу нерівномірно. Обертання ротора перетворює просторову (окружну) нерівномірність в нестационарність потоку. Важливо підкреслити, що цей вид нестационарності існує практично завжди, в тому числі і на так званих стійких (стаціонарних) режимах.

Друга група включає процеси, викликані втратою стійкості течії в проточній частині (що обертається зрив) або у всій системі компресор - мережа (помпаж). Обертаний зрив в ступені відцентрового компресора проявляється у вигляді хвиль тиску (швидкості), що переміщуються по колу з кутовою частотою, як правило, відрізняється від частоти обертання ротора. У зв'язку з цим частоти пульсацій в робочому колесі і нерухомих елементах в загальному випадку не кратні частоті обертання ротора.

Третя група періодичних нестационарних процесів - когерентні структури, що існують у вигляді великих вихорів, вихрових доріжок і організованих структур, зокрема, викликаних відривним обтіканням решітки.

Випадкові процеси представлені двома типами явищ: турбулентністю і відривом потоку. Для них характерні широкосмуговий спектр пульсацій і відсутність впорядкованості течії.

Нестаціонарні процеси в проточній частині турбокомпресорів викликають додаткові втрати, впливають на напірних ступенів і компресорів, обмежують область стійкої надійної роботи компресора по продуктивності, є джерелом шуму і нестаціонарних аеродинамічних сил, що діють на елементи машини. Нестаціонарні обурення поширюються вниз і вгору по потоку від місця виникнення, затухаючи у зв'язку з розсіюванням енергії у в'язкому потоці. За певних умов має місце збільшення амплітуди коливань (так званий акустичний резонанс).

1.6.2 Нестаціонарні процеси, викликані глобальною втратою стійкості

Один з основних видів нестаціонарних процесів цього типу - помпаж. Він пов'язаний з втратою стійкості руху у всій системі компресор - мережа. Питання стійкості компресора розглянуті в роботі. Відзначимо, що при помпажі спостерігаються суттєві навантаження на робочі колеса і підшипники, у зв'язку з чим помпаж неприпустимий при нормальній експлуатації компресора.

Помпажу, як правило, передуює обертовий зрив, який не супроводжується такими характерними змінами шуму і вібрації, як при помпажі. Проте небезпека обертового зриву полягає насамперед у збільшенні навантажень на робочі колеса компресора.

Обертовий зрив - складний автоколивальний процес, існуючий в проточній частині компресора у вигляді хвиль тиску (швидкості), що переміщуються з кутовою частотою, не рівною частоті обертання ротора. Тому частоти пульсацій тиску і швидкості в робочому колесі в нерухомих елементах ступеня різні.

Досить важливе питання при дослідженні обертового зриву - це визначення причин появи зриву. Аналіз функціональної схеми проточної частини показує, що обертовий зрив може виникнути в будь-якому елементі проточної частини через тривимірний відрив, ініційований відривом за витратною складовою швидкості при наявності закрученого потоку. Механізм відриву в решітці профілів (обертової або нерухомої) аналогічний утворенню обертового зриву в

осьових решітках, і в першому наближенні як критерій відриву можна прийняти кут атаки. Для елементів типу безлопаточного дифузора і торцевих зазорів у робочого колеса критерієм відриву можна вважати кут нахилу донної лінії струму. Завдання визначення критерію відриву ускладнюється взаємодією течії в різних елементах проточної частини, тобто перебудовою течії в елементах проточної частини через появу відриву в якому-небудь з елементів.

На підставі великої кількості експериментів, проведених в проміжних і кінцевих ступенях з робочими колесами з циліндричними лопатками, можна стверджувати, що робоче колесо більш стійке до зриву, ніж лопаточні і особливо безлопаточні дифузори. Практично в таких ступенях обертовий зрив завжди виникає в безлопаточному дифузори при $\alpha_3 \leq 10 \div 12^\circ$ і в лопатковому дифузори (на вході в решітку) при $i_3 \geq 7 \div 10^\circ$. У ступенях з вісерадіальними колесами обертовий зрив виникає в області входу в робоче колесо при $i_1 \geq 8 \div 9^\circ$.

1.7 Висновки

З огляду різноманітних літературних джерел видно, що повне розуміння аероакустичних та аеропружних процесів у відцентрових компресорах відсутнє.

Визначення взаємодії між елементами турбокомпресора пов'язано з труднощами. До двох об'єктів аналізу, які, як правило, розглядаються незалежно, відносяться потік газу та елементи конструкції компресора.

Акустичні резонанси можуть бути причиною виникнення інтенсивних коливань тиску газу в замкнутій порожнині, які викликають підвищений шум та, в найбільш неприємних випадках, пошкодження елементів конструкції компресора.

В дійсності розподілення швидкостей та тисків в потоці газу та геометричні характеристики бічних порожнин відцентрового компресора більш складні, ніж прийняті в аналітичній моделі. Результати аналізу декількох

компресорів з урахуванням обертання газу показали, що в деяких випадках точність спрощеної моделі двовимірної моделі досить достатня.

Дослідження підтверджують існування нестационарних явищ в проточній частині турбокомпресорів, які можна розділити на дві групи:

- аеродинамічні процеси, для яких несуттєвий зв'язок між аеродинамічними і пружними характеристиками системи;

- аеропружні процеси, в яких велику роль відіграє взаємозв'язок аеродинамічних характеристик елементів проточної частини і пружних характеристик елементів конструкції.

У відцентрових компресорах переважно спостерігаються аеродинамічні нестационарні процеси, виникнення аеропружних нестационарних процесів можна чекати в компресорах високого і надвисокого тисків і в ступенях з напіввідкритими вісерадіальними колесами.

2 МЕТОД СКІНЧЕННИХ ОБ'ЄМІВ: СУТЬ МЕТОДА ТА ЙОГО ЗАСТОСУВАННЯ В РОБОТІ

2.1 Суть метода скінченних об'ємів

Явище перенесення в пористих середовищах займає важливе місце в багатьох практично значущих процесах: фільтрація в'язкої рідини через пори в гірських породах, розробка родовищ вуглеводневої сировини, хроматографія, каталіз і т.д.

Виділяють три підходи до дослідження течій у таких областях:

- теорія фільтрації;
- сіткові моделі;
- пряме чисельне моделювання.

У теорії фільтрації вважають, що рідина або газ заповнюють всю пористе середовище безперервним чином. При визначенні фізичних характеристик течії замість істинних значень гідромеханічних параметрів вводять фіктивні величини, які «розмазуються» по всьому об'єму безперервним чином. Пориста середовище характеризується такими параметрами, як пористість, просвітні і т.д., а для опису течії використовується закон Дарсі.

Ідея методу, заснованого на використанні сіткових моделей, полягає в представленні складного порового простору у вигляді простої мережі, що зберігає геометричну структуру середовища. Сама мережа являє собою сукупність вузлів і з'єднуючих їх каналів. Для моделювання течії в такій мережі до кожного вузла застосовують закон збереження маси, внаслідок чого отримують систему лінійних алгебраїчних рівнянь щодо тиску в кожному вузлі, яка вирішується з урахуванням заданих граничних умов.

При прямому чисельному моделюванні розглядається течія безпосередньо в даному пористому середовищі без будь-яких додаткових припущень. При дослідженні явищ переносу в пористому середовищі даний підхід є найбільш

суворим, тому в цьому випадку рівняння законів збереження маси, імпульсу і енергії використовуються для опису поведінки течій прямо у вихідних областях.

В останньому випадку течія рідини чи газу описується за допомогою системи рівнянь гідромеханіки, яка далі вирішується яким-небудь чисельним методом. В даний час можна виділити два класи таких методів:

- метод скінченних елементів;
- метод скінченних різниць.

Перевагою методу скінченних елементів є можливість його застосування для областей зі складною геометрією, зокрема для багатозв'язних областей. Однак цей метод поступається методу скінченних різниць по ефективності і по точності. До того ж для визначення гідродинамічних параметрів при використанні цього методу необхідно вирішувати систему лінійних рівнянь, що може стати проблемою з точки зору необхідного часу рахунку при розгляді нестационарних задач, а також викликає труднощі з ефективним розпаралелюванням завдання при застосуванні багатопроцесорної техніки.

До теперішнього часу методи скінченних різниць являють собою добре розроблену частину обчислювальної гідромеханіки. Залежно від характеру завдання, дослідники можуть використовувати явні чи неявні різницеві схеми, схеми з розщепленням по фізичним процесам або по просторовим змінним і т.д. Але незважаючи на це, в результаті необхідності використання структурованої сітки у методі скінченних різниць є істотний недолік: метод можна застосовувати лише до областей з відносно простою просторовою геометрією. Цей недолік в значній мірі можна компенсувати за допомогою переходу до криволінійній системі координат. Але й це не вирішує проблему, коли область є багатозв'язною (рисунок 2.1).

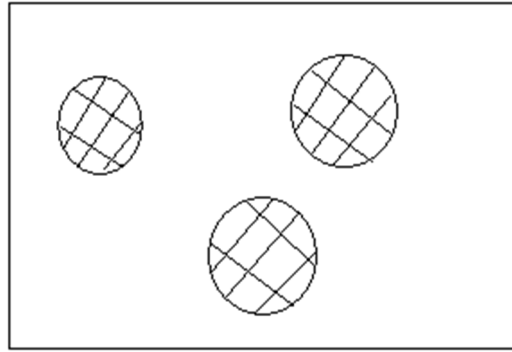


Рисунок 2.1 – Приклад багатозв'язної області
(прямокутник з трьома отворами)

Для вирішення даної проблеми можна використовувати метод, заснований на скінченних об'ємах (метод скінченних об'ємів, МСО, автор - Ліпанов А.М.). Відповідно до цього методу вихідна область зі складною геометрією представляється у вигляді сукупності декількох простих підобластей (кінцевих об'ємів, КО). У кожній такій підобласті вводиться своя локальна система координат (декартова і криволінійна), в якій записуються рівняння гідромеханіки. Далі, після організації відповідного механізму обміну інформацією між сусідніми КО рівняння гідромеханіки вирішуються за допомогою того чи іншого чисельного методу скінченних різниць в цих підобластях окремо.

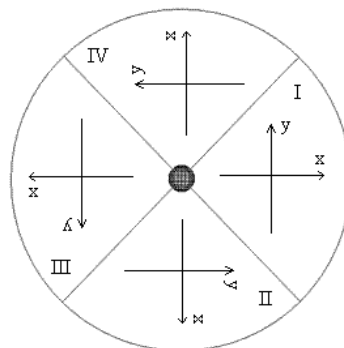


Рисунок 2.2 – Приклад розділення області на кінцеві об'єми

Метод скінченних об'ємів об'єднує деякі риси методу скінченних елементів та методу скінченних різниць. Так, подібно методу скінченних елементів тут також відбувається розбиття області на деяке число підобластей, які можна вважати досить великими скінченними елементами. Далі аналогічно методу скінченних різниць в кожному отриманому кінцевому обсязі вводиться сітка і система рівнянь гідромеханіки замінюється яким-небудь її різницевим аналогом.

Метод скінченних об'ємів дозволяє розглядати течію газу або рідини в областях досить складної структури. Приклад такої області наведено на рисунку 2.3. Цю область можна розглядати як найпростішу модель пористого середовища.

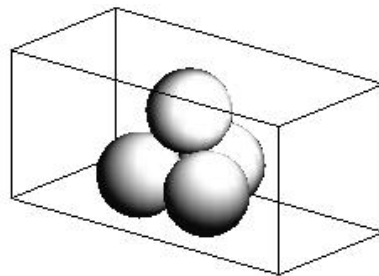


Рисунок 2.3 – Приклад найпростішої моделі пористого середовища

2.2 Моделювання в ANSYS CFX 12.0 робочого колеса для аналізу збуджуючих впливів

У зв'язку зі складністю геометричних характеристик закритих робочих коліс відцентрових компресорів, зокрема робочих коліс з лопатками з тривимірною поверхнею, потрібно застосування чисельних методів аналізу напружень і методів модального аналізу. До сучасних стандартним методом аналізу напружень відноситься метод скінченних елементів. Фотореалістичне зображення робочого колеса компресора (тривимірна модель) і розподіл статичних напружень в секторі робочого колеса в результаті дії навантаження від відцентрових сил, як показано на рисунках 2.4 та 2.5, отримані за результатами аналізу методом скінченних елементів.

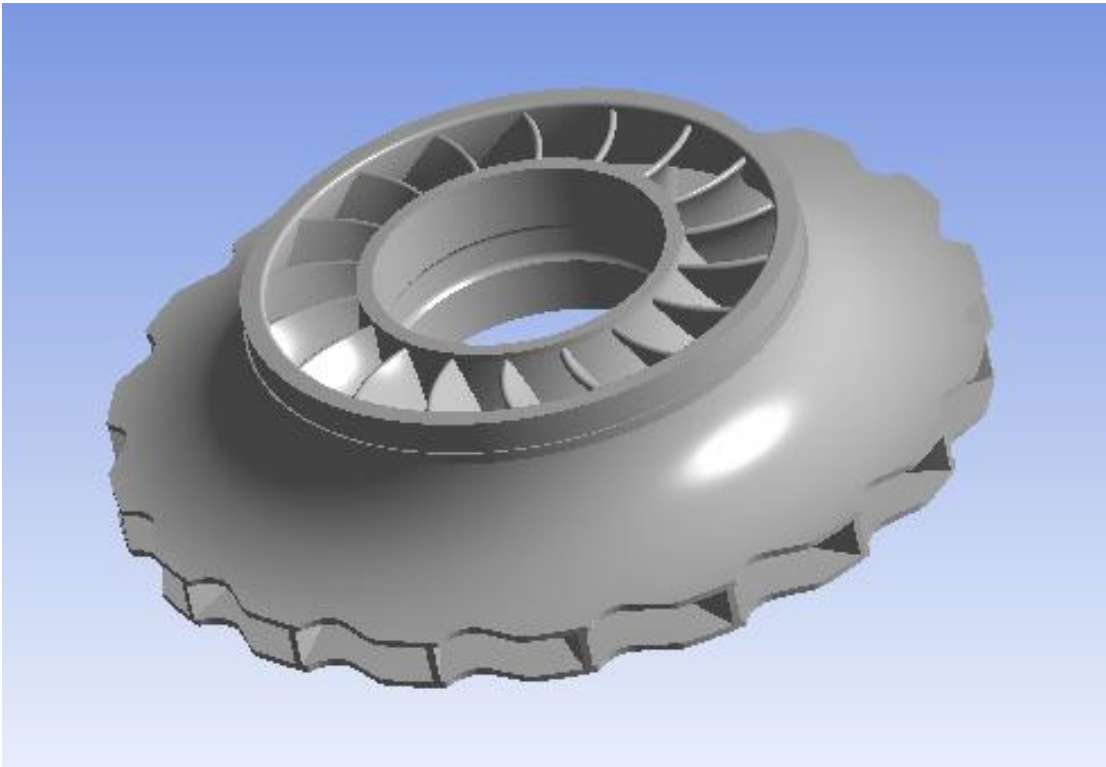


Рисунок 2.4.- Тривимірний модель робочого колеса

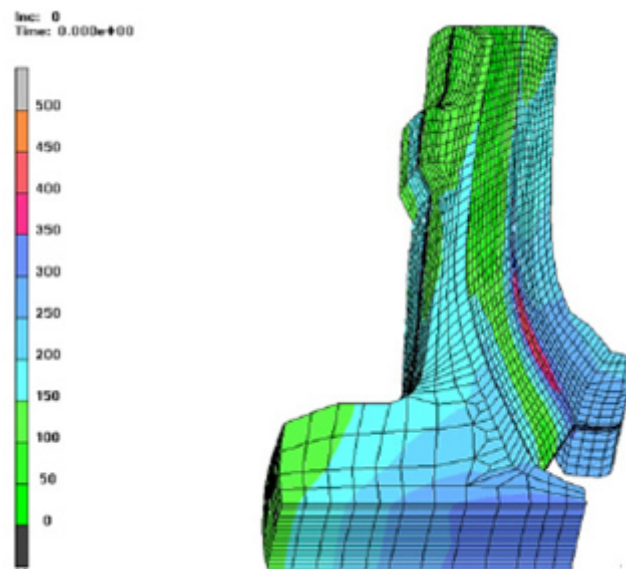


Рисунок 2.5 – Розподілення статичних напружень в секторі робочого колеса

З розподілу статичних напружень видно, що по зовнішньому діаметру закриває диска робочого колеса діють тільки малі статичні напруги. Це означає,

що, відповідно до діаграми Гудмена (Goodman) або Сміта (Smith), на цій ділянці зовнішнього діаметра покривного диска робочого колеса діють відносно великі динамічні напруги, тобто основний вплив на втомне руйнування матеріалу на цій ділянці повинні надавати інтенсивні вимушені коливання.

На рисунку 2.6 показані приклади форм коливань з двома, трьома і п'ятьма діаметральними вузловими лініями.

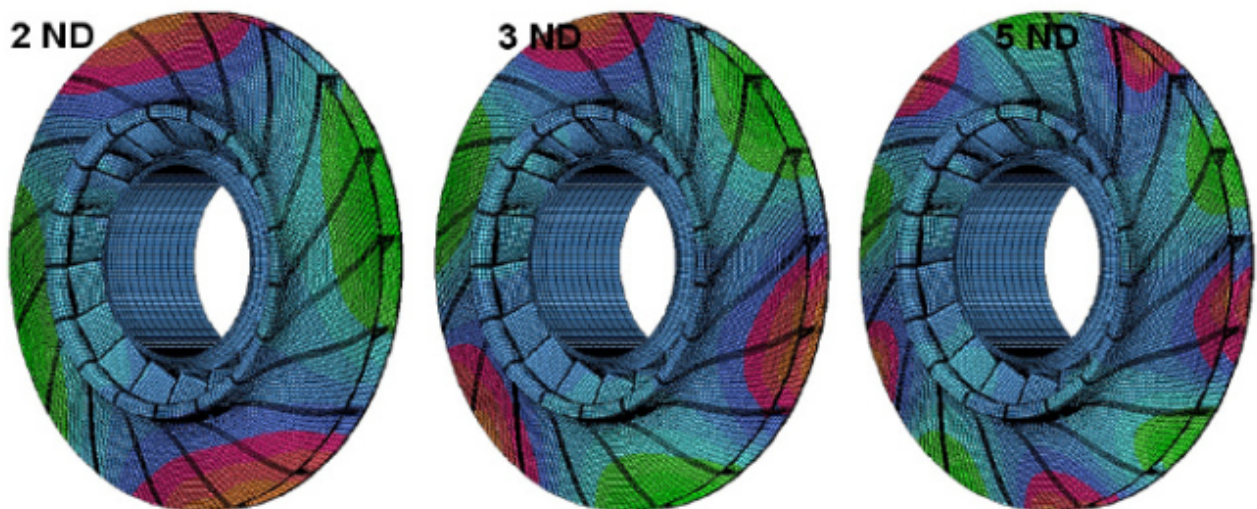


Рисунок 2.6 – Форми коливань з двома, трьома та п'ятьма діаметральними вузловими лініями ($ND = m_{struct}$)

2.3 Висновки

Метод скінченних об'ємів об'єднує деякі риси методу скінченних елементів та методу скінченних різниць.

У зв'язку зі складністю геометричних характеристик закритих робочих коліс відцентрових компресорів, зокрема робочих коліс з лопатками з тривимірною поверхнею, потрібно застосування чисельних методів аналізу напружень і методів модального аналізу.

3 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ

3.1 Описання об'єкта дослідження

Розглядається аварійний п'ятиступеневий компресор зі змінною проточною частиною (ЗПЧ) ЗПЧ-294ГЦ2-750/7-21 (рис. 3.1), який працює в складі газоперекачувального агрегату (ГПА) на компресорній станції (КС) для утилізації конденсатного попутного газу (УКПГ) Ямбургського нафтогазоконденсатного родовища (НГКМ). Компресор призначений для підвищення тиску газу з 0.687 МПа (7 кг/см²) до 2.060 МПа (21 кг/см²).

Основні технічні характеристики ЗПЧ-294ГЦ2-750/7-21 представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики для ЗПЧ-294ГЦ2-750/7-21

Параметр	Номінальний режим
Продуктивність об'ємна, приведена до початкових умов, м ³ /с (м ³ /хв), не менше	12.52 (751.1)
Тиск початковий, абсолютний, МПа (кгс/см ²) номінальний	0.687 (7)
Тиск кінцевий, абсолютний, МПа (кгс/см ²) номінальний	2.060 (21)
Відношення тисків (розрахункове)	3.00
Політропний ККД компресора, %, не менше	77
Частота обертання ротора компресора, номінальна, с ⁻¹ (об/хв)	88.33 (5300)
Діапазон зміни частоти обертання ротора компресора, с ⁻¹ (об/хв)	92.75 ÷ 61.83 (5565 ÷ 3710)
Номінальна (розрахункова) потужність, використовувана компресором, МВт	14.850
Температура газу на вході в компресор, розрахункова, К (°С)	276.1 (3)
Підвищення температури газу в компресорі на номінальному режимі, (розрахункове), °С	105.7
Коефіцієнт стиснення в умовах входу в компресор	0.984

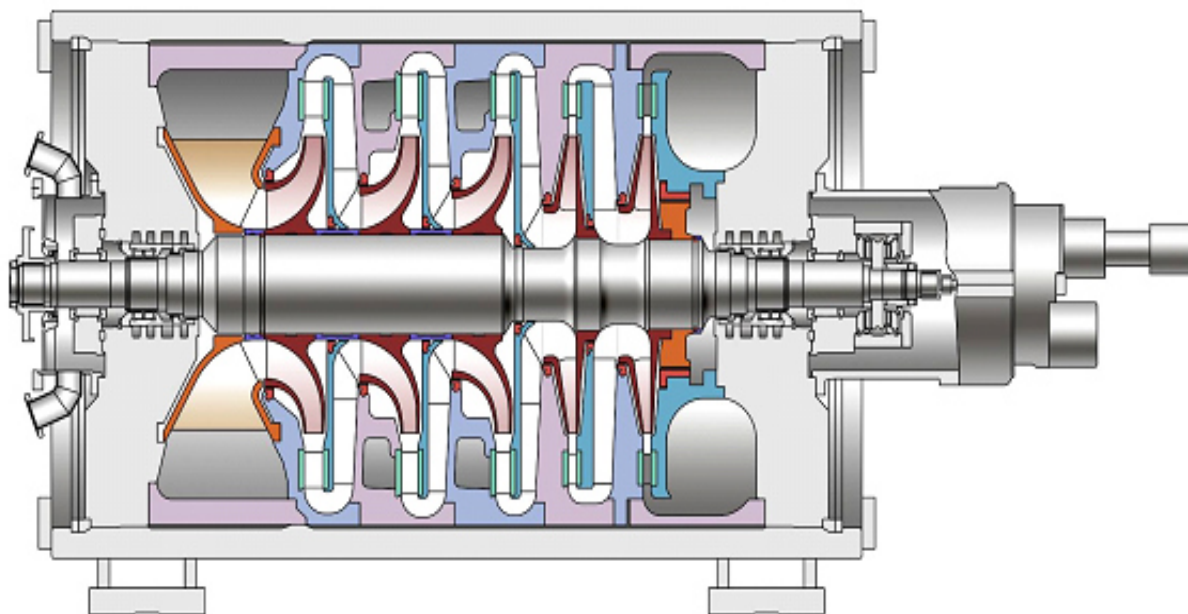


Рисунок. 3.1 - Схема ЗПЧ-294ГЦ2-750/7-21 УКПГ-2 Ямбургського НГКМ



Рисунок 3.2 - Ротор ЗПЧ-294ГЦ2-750/7-21 та фрагменти пошкодженого колеса 3-го ступеня

Під час роботи компресора в режимі «Магістраль» 16 квітня 2011 року сталася аварійна зупинка ГПА №221 по причині небезпечної вібрації. Після розтину ГПА в нагнітаючому трубопроводі були знайдені металічні предмети розміром до 6-8 см, котрі є частиною робочого колеса. Напрацювання ЗПЧ на момент зупинки становила 1211 годин.

На рисунку 3.2 показано ротор ЗПЧ-294ГЦ2-750/7-21 та фрагменти пошкодженого колеса 3-го ступеня компресора.

Об'єктом дослідження є робочі колеса ротора ЗПЧ-294ГЦ2-750/7-21 компресора агрегата ГПА №221 УКПГ-2 Ямбургського НГКМ.

3.2 Основні конструктивні параметри ЗПЧ

Основні конструктивні параметри ЗПЧ приведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Основні конструктивні параметри ЗПЧ 294ГЦ2-750/7-21

Параметр	Одиниці вимірювання	Номер ступеня				
		1	2	3	4	5
d_{BT}	мм	333.5	333.5	333.5	220	240
D_0	мм	570	542	521	432	432
D_2	мм	900	900	900	900	900
D_3	мм	1017.9	1016.5	1016.5	1026	1026
D_4	мм	1229.7	1268.5	1268.5	1210	1210
D_5	мм	1210	1255	1255	1210	-
D_6	мм	696	721.6	721.6	450	-
b_2	мм	56.1	48.7	42.4	26.1	24.3
$b_3 = b_4$	мм	65.6	57.2	49.8	27.6	25.7
b_5	мм	69	60.4	52.9	65.4	-
b_6	мм	83.0	74.5	66.9	78.4	-
$Z_{1,2}$	шт	18	18	18	25	25
$Z_{3,4}$	шт	36	36	36	23	23
$Z_{5,6}$	шт	16	16	16	16	-

Схема проточної частини робочого колеса показана на рисунку 3.3.

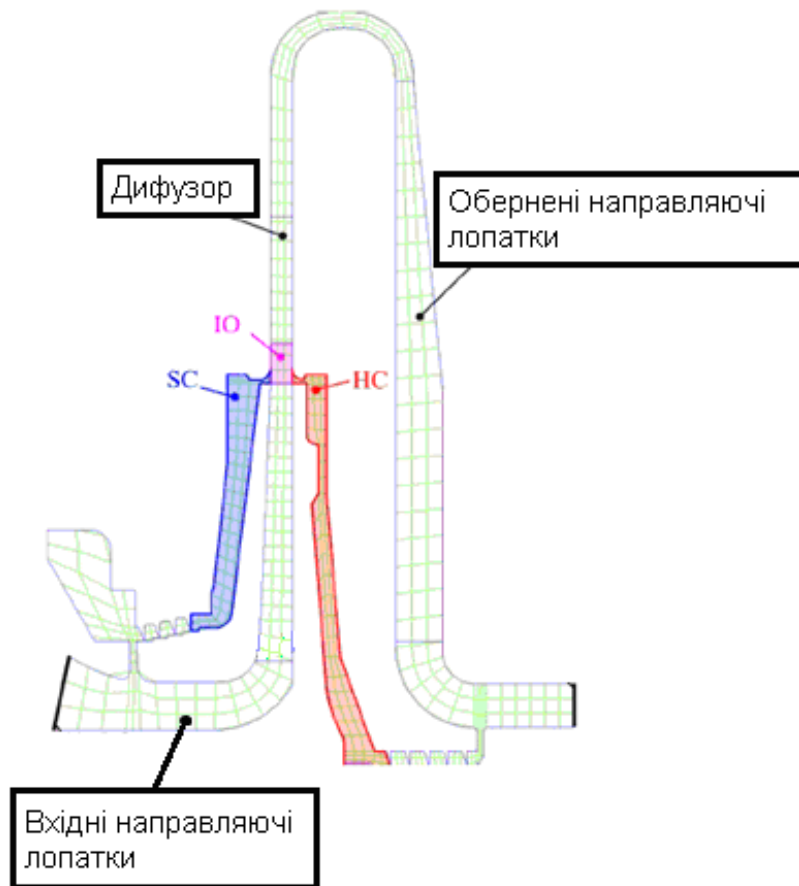


Рисунок 3.3 - Схема проточної частини робочого колеса

Конструктивні параметри проточної частини компресора показані в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 - Конструктивні параметри проточної частини робочого колеса 3-го ступеня

Кількість лопаток колеса	18
Кількість лопаток дифузора	36
Кількість лопаток на оберненому направляючому апараті	16
Кількість лопаток на вхідному направляючому апараті	16

3.3 Розрахунок робочого колеса на статичну міцність

Для пояснення причин поломки робочих коліс ЗПЧ-294ГЦ2-750/7-21 необхідно провести комплекс чисельних досліджень міцнісних характеристик коліс, модальний аналіз, аналіз взаємодії між ротором та статором, відомі як коливання Тайлера-Софріна, а також, на першому етапі, по відомим залежностям, визначити значення акустичних частот, виникаючих в пазухах РК. Проведення даних досліджень дозволить побудувати діаграми взаємодії та діаграми для аналізу гармонічних збуджуючих дій та робоче колесо центр обіжного компресора. По побудованим діаграмам можна буде провести попередню оцінку причин пошкодження робочих коліс компресора.

На першому етапі такі дослідження проведемо для робочого колеса 3-го ступеня ЗПЧ-294ГЦ2-750/7-21.

Матеріал колеса	- сталь X3CrMo 13-4 EN 100 28
Границя міцності	- $\sigma_B = 805$ МПа
Границя текучості	- $\sigma_T = 700$ МПа
Максимальна кутова швидкість обертання	- $\omega_{\max} = 583$ рад/с

Розрахунок напружено-деформованого стану (НДС) робочого колеса компресора проводиться за допомогою програмного комплексу ANSYS. В якості розрахункової схеми розглядалась тривимірна модель колеса, приведена на рис. 3.1.

Конструкція навантажена вісесиметричним навантаженням від дії центр обіжних сил та контактним тиском від натягу при посадці колеса на вал. Розрахунок зводиться до визначення мінімального натягу, який забезпечує щільність посадки колеса на вал, та перевірці міцності колеса при максимальному натягу в робочих умовах.

Значення мінімального діаметрального натягу вибираємо рівним

$$\Delta_{\min} = 0,52 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad (3.1)$$

Максимальний діаметральний натяг дорівнює

$$\Delta_{\max} = \Delta_{\min} + \Delta T_D + \Delta T_d = (0,52 + 0,032 + 0,052) \cdot 10^{-3} = 0,604 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad (3.2)$$

де $\Delta T_D = 0,032 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – різниця допусків для отвору;

$\Delta T_d = 0,052 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – різниця допусків для вала.

Для максимального натягу розраховано НДС робочого колеса. Результати розрахунку НДС в вигляді розподілення радіальних, окружних та осьових напружень показані відповідно на рисунках 3.4, 3.5 та 3.6, деформований стан показано на рисунку 3.7.

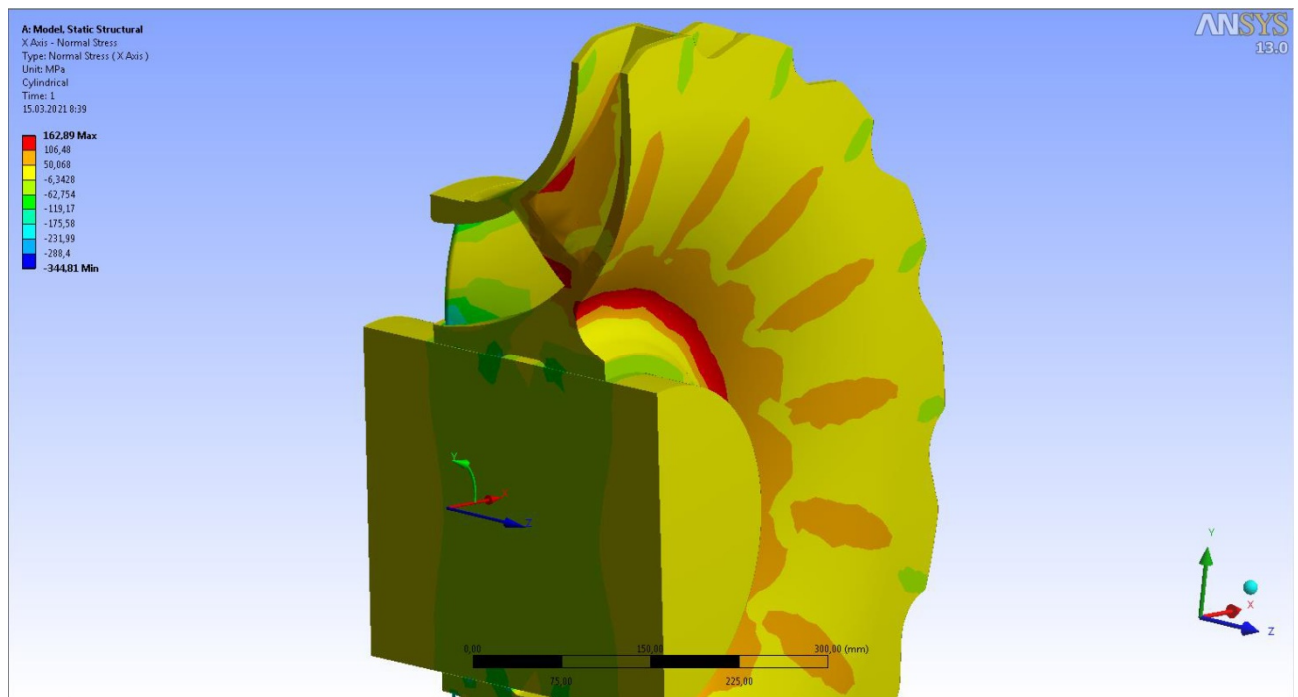
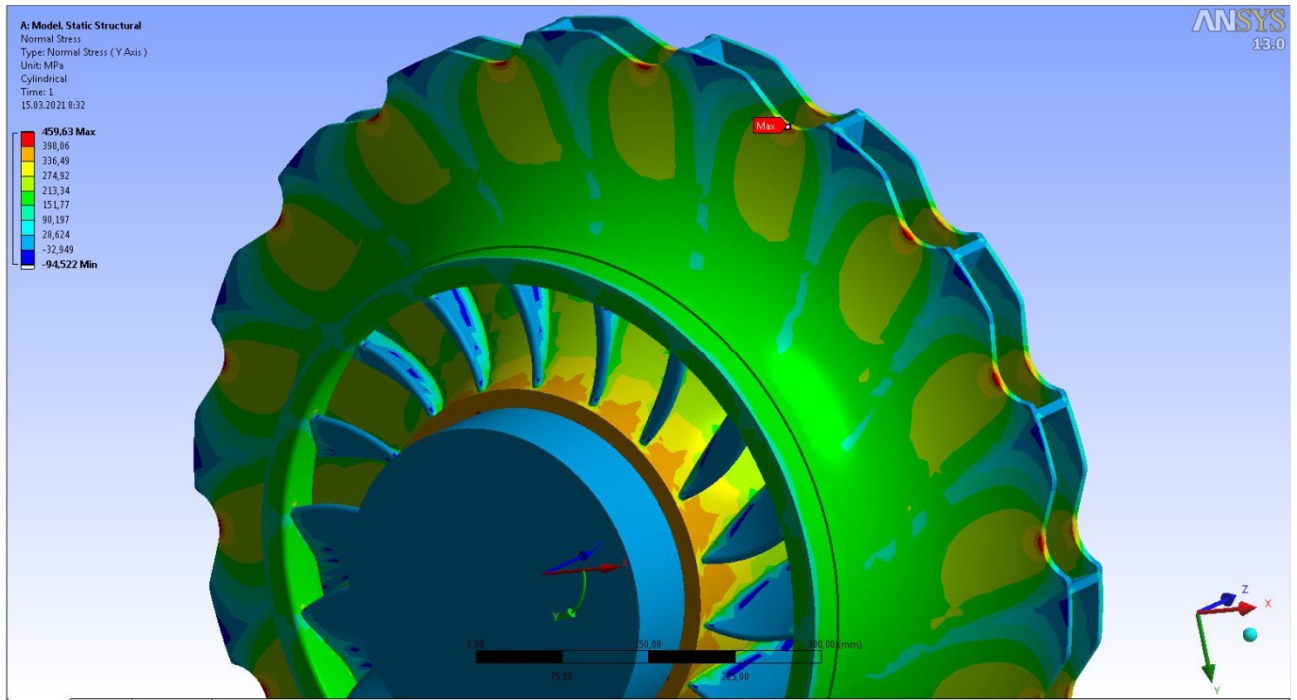
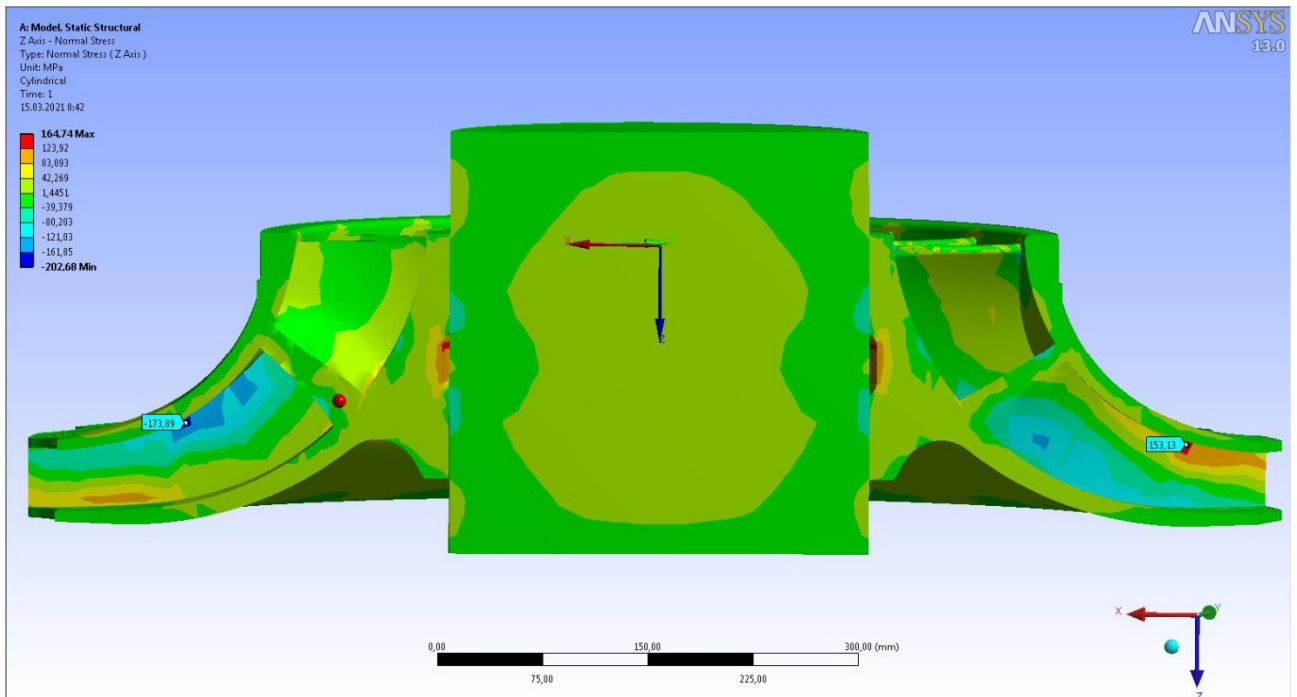


Рисунок 3.4 - Радіальні напруження σ_R , Па

Рисунок 3.5 - Окружні напруження σ_{ϕ} , ПаРисунок 3.6 - Осьові напруження σ_z , Па

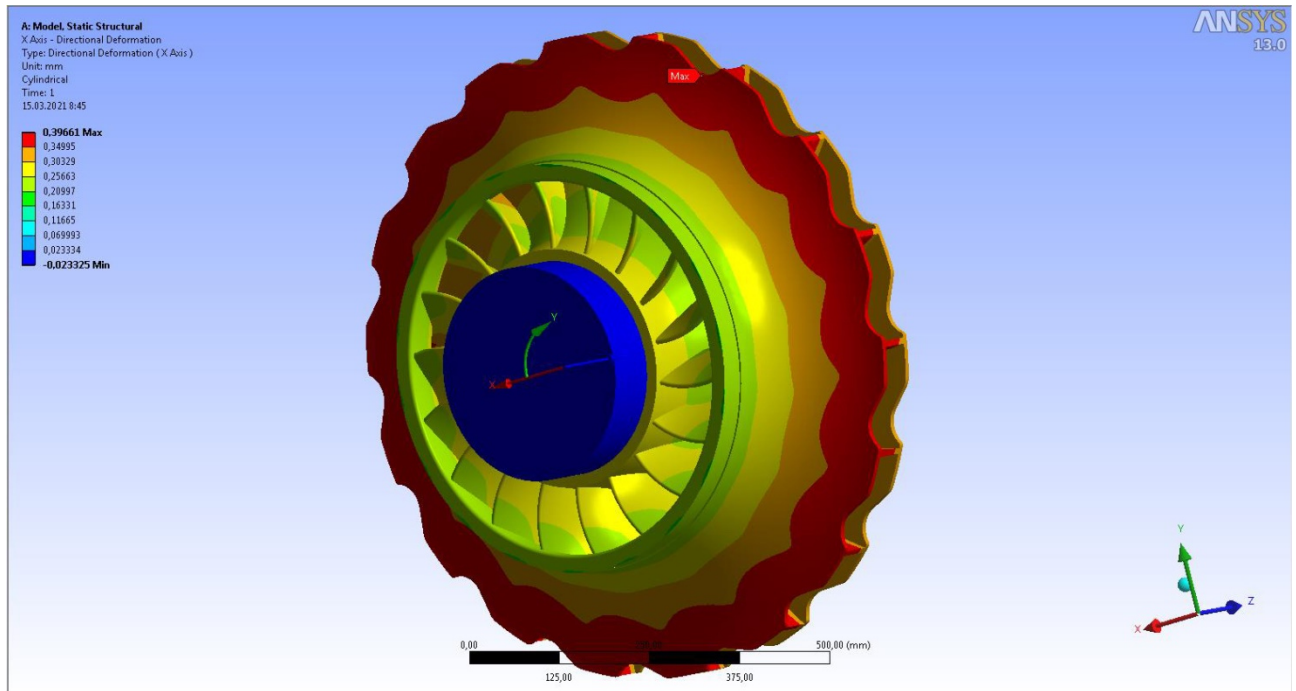


Рисунок 3.7 - Радіальні переміщення U_R , м

Результати розрахунку НДС колеса показують, що максимальні напруження виникають на краю ступиці основного диску (див. рис. 3.3) і дорівнює $\sigma_F = 459,6$ МПа.

Умова міцності на краю ступиці виконується:

$$\sigma_F \leq [\sigma] \quad (3.3)$$

$$459,6 \text{ МПа} < 467 \text{ МПа}$$

де $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{700}{1,5} = 467$ МПа – допустимі напруження на краю ступиці;

$n = 1,5$ – запас міцності по границі текучості на краю ступиці.

Рівень радіальних (рисунок 3.4) та осьових напружень (рисунок 3.6) менше, ніж окружних.

Аналіз результатів розрахунку показує, що статична міцність колеса забезпечується.

Із розподілення статичних напружень видно, що по зовнішньому діаметру покривного диску робочого колеса діють тільки малі статичні напруження. Це означає що на зовнішньому діаметрі покривного диску РК діють відносно невеликі динамічні напруження, тобто основний вплив на втомне руйнування матеріалу на цій області повинні надавати інтенсивні вимушені коливання.

3.4 Розрахунок власних частот та форм коливань робочого колеса 3-го ступеня

Так як багатоциклові втомні навантаження передбачають присутність високочастотних вимушених коливань, які можуть підвищуватися в умовах резонансу, за рахунок власних коливань робочого колеса, то зазвичай необхідний модальний аналіз коливань. При аналізі буде перевірятися співпадання частот власних коливань робочого колеса з частотами відомих вимушених взаємодій. Для проведення модального аналізу виконано розрахунок власних частот робочого колеса.

Для аналізу форм коливань колеса 3-го ступеня ЗПЧ візьмемо дев'ять форм коливань з діаметральними вузловими лініями, які дорівнюють половині числа лопаток, та зонтичну форму коливань.

Приклади форм коливань показані на рисунках 3.8, 3.9.

В таблиці 3.4 приведені результати розрахунку власних частот робочого колеса, що відповідають різноманітним модам та гармонікам (діаметральним вузловим лініям).

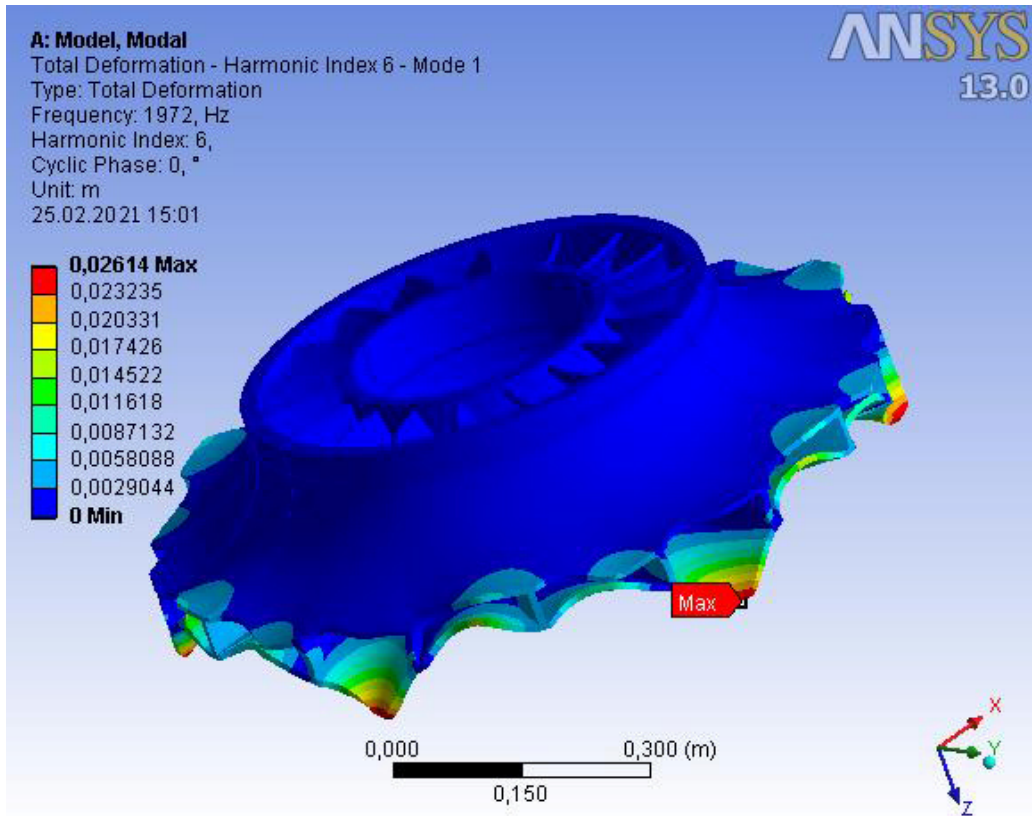


Рисунок 3.8 – Приклад форми коливань: 6 форма, 1 мода

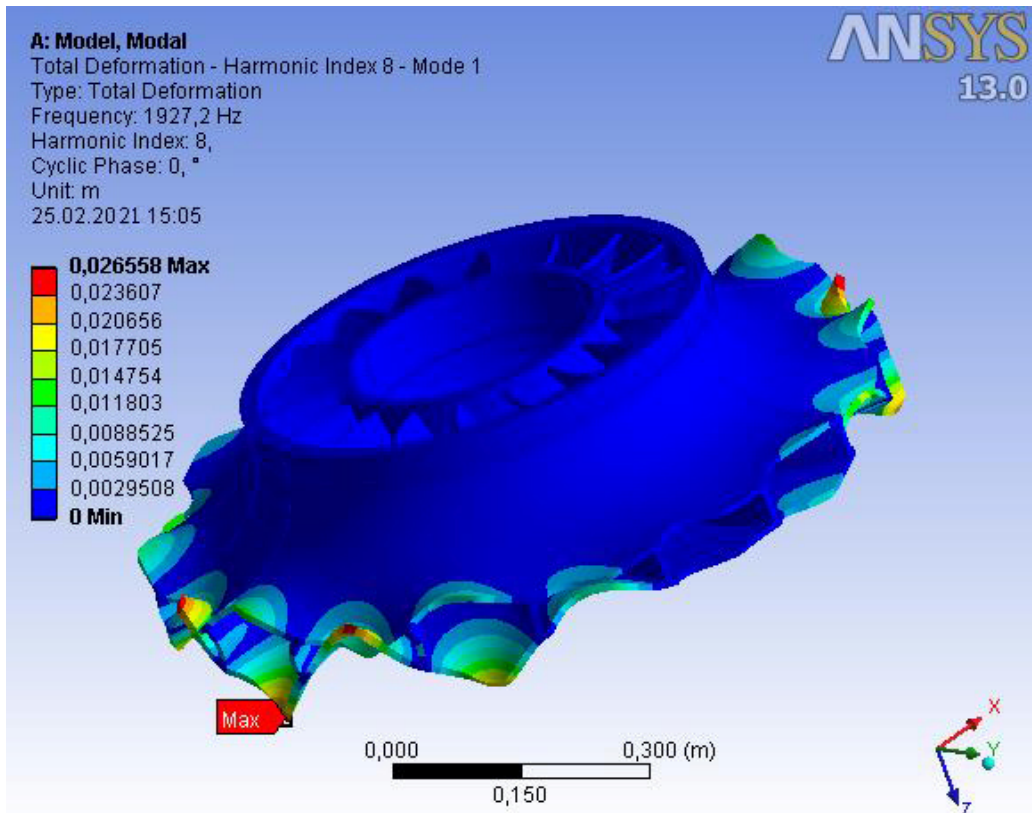


Рисунок 3.9 – Приклад форми коливань: 8 форма, 1 мода

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку власних частот робочого колеса

№ форми коливань	№ моди	Власні частоти, Гц	№ форми коливань	№ моди	Власні частоти, Гц
		3 ступінь			3 ступінь
0	1	838,13	5	1	1860,5
	2	1104,6		2	1860,5
	3	2190,1		3	2240,1
	4	2672,		4	2240,1
	5	2929,4		5	2943,2
	6	3830,8		6	2943,2
	7	3969,4		7	3624,9
	8	4425,4		8	3624,9
	9	4670,2		9	4238,7
	10	4890,5		10	4238,7
1	1	946,61	6	1	1978,4
	2	946,61		2	1978,4
	3	1915,6		3	2185,9
	4	1915,6		4	2185,9
	5	2616,2		5	3006,1
	6	2616,2		6	3006,1
	7	2840,3		7	3792,1
	8	2840,3		8	3792,1
	9	3039,5		9	4172,2
	10	3039,5		10	4172,2
2	1	1005,4	7	1	1969,4
	2	1005,4		2	1969,4
	3	2474,7		3	2219,7
	4	2474,7		4	2219,7
	5	2766,7		5	3023,4
	6	2766,7		6	3023,4
	7	3137,6		7	3938,
	8	3137,6		8	3938,
	9	3828,4		9	4156,8
	10	3828,4		10	4156,8
3	1	1305,6	8	1	1932,2
	2	1305,6		2	1932,2
	3	2426,4		3	2264,2
	4	2426,4		4	2264,2
	5	2763,9		5	3031,
	6	2763,9		6	3031,
	7	3544,5		7	3913,7
	8	3544,5		8	3913,7
	9	3972,7		9	4284,9
	10	3972,7		10	4284,9
4	1	1625,7	9	1	1917,1
	2	1625,7		2	2280,3
	3	2337,2		3	3034,7
	4	2337,2		4	3889,4
	5	2830,7		5	4349,4
	6	2830,7		6	4951,6
	7	3576,1		7	5207,9
	8	3576,1		8	5333,3
	9	4214,7		9	5932,5
	10	4214,7		10	6322,5

3.5 Визначення порядку моди окружних коливань, які виникають в результаті взаємодії між ротором та статором (коливання Тайлера-Софріна)

Порядок моди окружних коливань m_{TS} (позитивне значення порядку моди відповідає кількості діаметральних вузлових ліній форми коливань) визначаємо за формулою (1.8).

В обертальній системі відліку, частоти коливань, що виникають в результаті взаємодії між лопатками ротора що обертаються та нерухомими направляючими лопатками статора, визначаємо за формулою (1.9).

Порядок моди окружних коливань m_{TS} визначаємо для третього ступеня ЗПЧ-294ГЦ2-750/7-21 для якого обернений направляючий апарат (ОНА) другого ступеня є вхідним направляючим апаратом (ВНА).

Основні дані для розрахунку мод та частот коливань будуть наступні: кількість лопаток РК – 18; кількість лопаток дифузора – 36; кількість лопаток ОНА – 16; кількість лопаток ВНА – 16; показник h , котрий охоплює позитивні та негативні цілі числа, - 2; кількість форм коливань РК – 9. Розрахункові дослідження проводимо для двох режимів роботи компресора – з частотою обертання ротора – 5200 об/хв та з частотою обертання ротора – 4900 об/хв.

Результати розрахунку мод та частот гармонічних взаємодій представлені в (додатку 1) та в (додатку 2). Основні результати цих розрахунків, необхідні для аналізу діаграм, приведені в таблиці 3.5 та таблиці 3.6, де m^R_{TS} - номер частоти гармонічної складової; ω^R_{TS} – частота гармонічної взаємодії.

Таблиця 3.5 – Результати розрахунків

m_{TS}	h_{PK}	$h_{дифф}$	$h_{ОНА}$	$h_{ВНА}$	m^R_{TS}	ω^R_{TS}
-6	1	-2	1	2	24	2080.00
-2	1	-1	-1	2	20	1733.33
2	1	0	-2	1	16	1386.67
6	1	1	-2	-1	12	1040.00
-4	2	-2	0	2	40	3466.67
0	2	-1	-2	2	36	3120.00
4	2	0	-2	0	32	2773.33
8	2	1	-2	-2	28	2426.67

Таблиця 3.6 – Результати розрахунків

m_{TS}	h_{PK}	h_{diff}	$h_{ОНА}$	$h_{ВНА}$	m^R_{TS}	ω^R_{TS}
-6	1	-2	1	2	24	1960.00
-2	1	-1	-1	2	20	1633.33
2	1	0	-2	1	16	1306.67
6	1	1	-2	-1	12	980.00
-4	2	-2	0	2	40	3266.67
0	2	-1	-2	2	36	2940.00
4	2	0	-2	0	32	2613.33
8	2	1	-2	-2	28	2286.67

3.6 Побудова діаграми взаємодії

Діаграма взаємодій будується за результатами аналізу форм і частот, отриманих методом кінцевих елементів з допомогою програмного комплексу ANSYS. На лівій вертикальній осі вказуються абсолютні значення частоти, в герцах (Гц), прогнозованих власних коливань, а на правій вертикальній осі вказуються нормовані значення частоти вимушених коливань, виражені номерами гармонійних складових із частотами, кратними номінальній частоті обертання компресора. На нижній горизонтальній осі вказуються значення форм коливань робочого колеса з урахуванням нульової форми коливань (парасольної). До кожного значення форми коливань у вертикальному напрямі відкладаються значення власних частот, отриманих у результаті розрахунку. Точки блакитної лінії відповідають номерам гармонійних складових періодичного вимушуючого впливу, викликаного періодичною взаємодією між ротором і статором компресора, які відповідають діаметральним вузловим лініям для певної форми коливань робочого колеса. У будь-якій точці діаграми, розташованої близько до точки на ламаній лінії, що відповідає певному діапазону частот власних коливань, вказаному на лівій вертикальній осі, періодичний вимушуючий вплив, частота якого дорівнює номеру гармонійної складової, зазначеному на правій вертикальній осі для відповідної точки на формі коливань та частоті власних коливань робочого колеса і, таким чином, теоретично може збуджувати вимушені коливання. Розглянуту процедуру

аналізу необхідно виконати для всього діапазону частот обертання ротора компресора, тобто для компресорів з регульованою частотою обертання необхідна не одна ламана лінія діаграми, а кілька ліній, відповідних певному діапазону частот обертання.

На рисунку 3.10 наведена діаграма взаємодій, побудована для робочого колеса третього ступеня частоти обертання ротора компресора 5200 об/хв.

Розглянутий метод побудови діаграм взаємодії зазвичай використовується для перевірки можливості збудження резонансних коливань робочого колеса компресора при певній кількості лопаток направляючих апаратів, лопаткового дифузора (ЛД) статора компресора і їх різному поєднанні. У даному випадку компресор містить лопатковий дифузор з 36 лопатками, зворотний напрямний апарат з 16 лопатками і вхідний напрямний апарат, в ролі якого виступає зворотний напрямний апарат попереднього ступеня СПЧ, також 16 лопаток, які можуть викликати власні коливання з різними діаметральними вузловими лініями.

З рис. 3.10 та табл. 3.5 слідує, що гармонійна складова з номером 16 може викликати резонансні коливання з двома діаметральними вузловими лініями при частоті коливань 1005 Гц, а гармонійна складова з номером 32 може викликати резонансні коливання з чотирма діаметральними вузловими лініями при частоті коливань 2831 Гц. Гармонійна складова з номером 24 може викликати резонансні коливання з шістьма діаметральними вузловими лініями при частотах коливань 1978 Гц або 2186 Гц, а гармонійна складова з номером 28 може викликати резонансні коливання з вісьма діаметральними вузловими лініями при частоті 2.

На рис. 3.11 наведена діаграма взаємодій, побудована для робочого колеса третього ступеня частоти обертання ротора компресора 4900 об/хв.

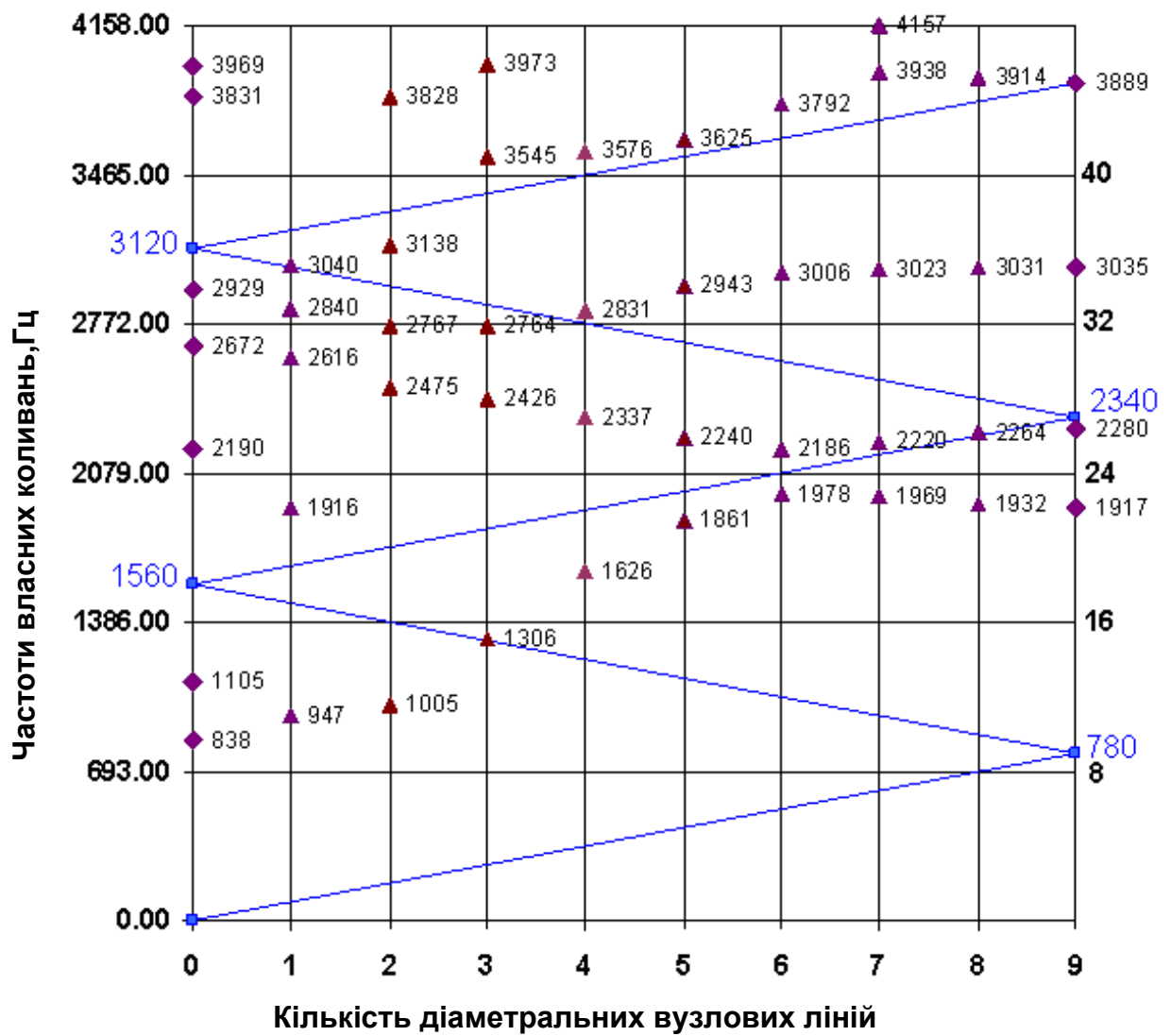


Рис. 3.10 Діаграма взаємодій для робочого колеса третього ступеня компресора для $n=5200$ об/хв

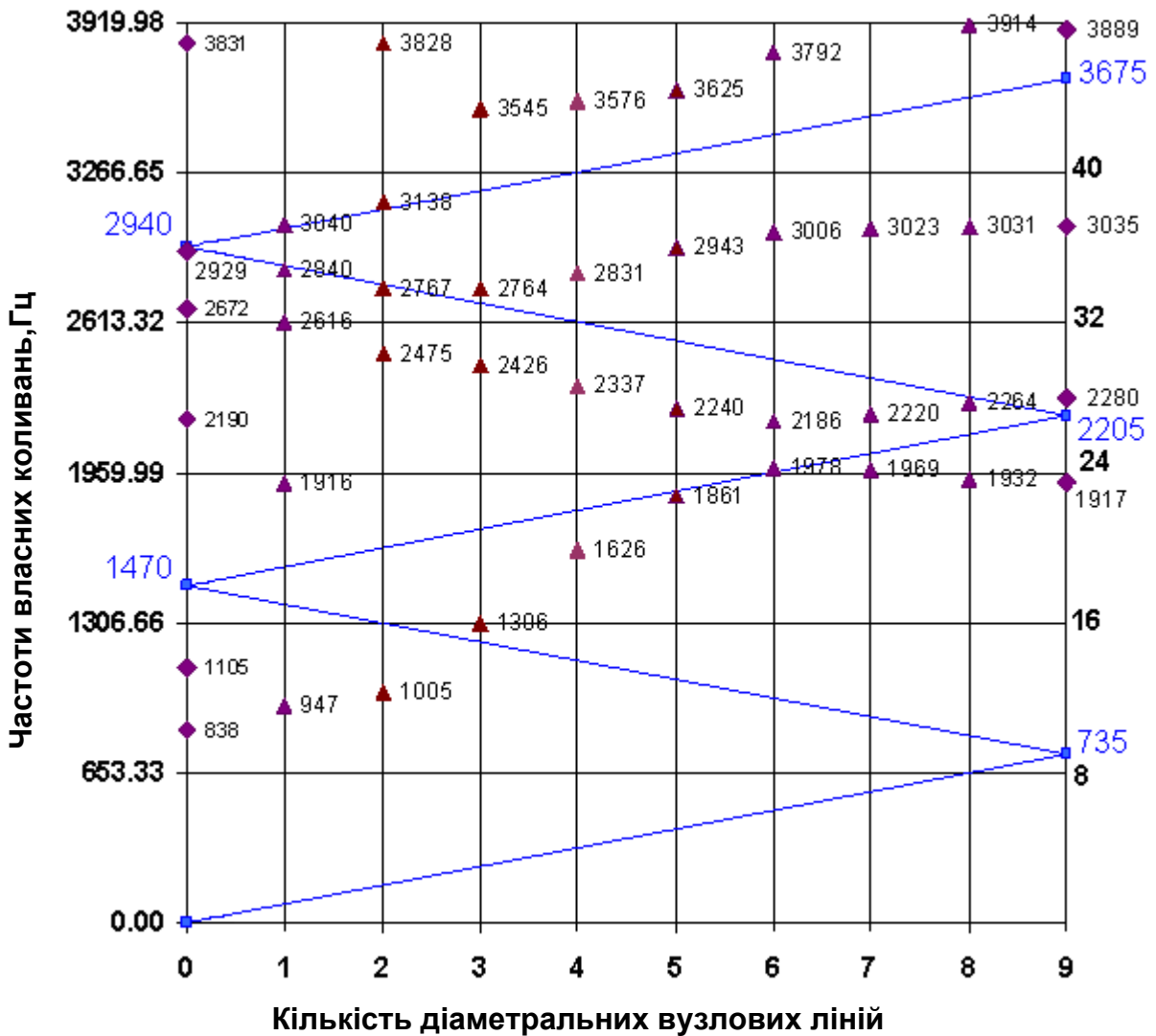


Рис. 3.11 Діаграма взаємодій для робочого колеса третього ступеня компресора для $n=4900$ об/хв.

З рис. 3.11 та табл. 3.6 слідує, що для частоти обертання 4900 об/хв гармонійні складові з номерами 16 і 32 можуть викликати резонансні коливання з тими ж формами коливань і на тих же частотах коливань, що і для частоти обертання 5200 об/хв. У той же час, гармонійна складова з номером 24 може викликати резонансні коливання з шістьма діаметральними вузловими лініями при частоті коливань до частот збудження резонансних коливань (1960.00 Гц та 2286.67 Гц, відповідно). Тому надалі основну увагу будемо приділяти моді з порядком $m_{TS} = 6$ та моді з порядком $m_{TS} = 8$.

На жаль, хоча теоретичні положення, на яких заснований метод побудови діаграм взаємодії та їх аналіз, є правильними та відповідають сучасному технічному рівню, вони не дозволяють пояснити причини пошкоджень робочих коліс компресорів або причини, за якими пошкодження робочих коліс відсутні.

3.7 Побудова діаграм для аналізу гармонічних збуджуючих дій

Результати чисельного аналізу статичного і динамічного стану робочого колеса, а також аналізу взаємодій між роторними і статорними елементами компресора, розглянуті в попередніх розділах, дозволяють краще зрозуміти процеси, що проходять в СПЛ і визначити за допомогою діаграм взаємодії деякі небезпечні гармонійні впливи під дією коливань Тайлера-Софріна. Для практичних цілей необхідно розробити на основі нових отриманих результатів методи, що дозволяють безпосередньо визначати критичні робочі режими компресора. Для цього призначений графічний аналіз частот власних акустичних коливань, процесів збудження гармонійних впливів, що змушують під дією коливань Тайлера-Софріна і частот власних коливань робочого колеса компресора за допомогою діаграми для аналізу гармонічних збудливих впливів.

Рис. 3.13 і 3.14 ілюструють основний принцип побудови діаграми. Для існування сильної взаємодії між акустичними коливаннями та механічними коливаннями елементів конструкції необхідні дві умови:

- 1) в одній і тій же системі відліку, частоти власних акустичних та механічних коливань повинні збігатися або щонайменше бути досить близькими;
- 2) кількість діаметральних вузлових ліній має бути однаковою для обох мод коливань.

Якщо обидві умови виконуються, інтенсивність взаємодії залежить від радіального розподілу форм коливань. Взаємодія мод коливань ілюструється у чотирикутнику на рис. 3.12. У цьому прикладі обидві моди коливань характеризуються п'ятьма діаметральними вузловими лініями ($|m_{ac}| = |m_{struct}| =$

5). Для виникнення критичного робочого режиму компресора необхідно збудження акустичних коливань за допомогою змущуючого впливу. У попередніх розділах показано, що одним з джерел такого змущуючого впливу є коливання Тайлера-Софріна, викликані взаємодією між ротором і статором компресора. Ці коливання добре характеризуються певними частотами та формами коливань. Як і взаємодія між акустичними та механічними коливаннями, взаємодія між коливаннями Тайлера-Софріна та власними акустичними коливаннями виникає тоді, коли відповідні порядки та частоти мод окружних коливань збігаються. Математичні висловлювання для критичної взаємодії між коливаннями Тайлера-Софріна, власними акустичними коливаннями та механічними коливаннями елементів конструкції мають вигляд:

$$m_{TS} = m_{ac} = m_{struct} , \quad (3.4)$$

$$\omega_{TS}^R \approx \omega_{ac}^R \approx \omega_{struct}^R . \quad (3.5)$$



Рис. 3.12 - Ілюстрація основного принципу взаємодії між модами коливань

Робочі режими компресора, при яких можлива зазначена взаємодія між трьома модами коливань, розглядаються як критичні стосовно можливого пошкодження робочого колеса компресора.

Діаграма для аналізу гармонійних збуджуючих впливів, побудована для моди з порядком $m_{TS} = -6$, показана на рис. 3.13. Усі частоти визначено у системі відліку, пов'язаній з ротором. Частота в системі відліку, пов'язаній з робочим

колесом, відображається по горизонтальній осі X , а частота обертання ротора відображається по вертикальній осі Y . Червоні вертикальні лінії позначають частоти власних механічних коливань робочого колеса, які передбачаються постійними для різних частот обертання ротора (без урахування підвищення жорсткості конструкції). Чорні лінії позначають частоти вимушених коливань, викликаних коливаннями Тайлера-Софріна, у системі відліку, пов'язаної з ротором. Перша чорна лінія (лінія з найбільшою крутістю) відповідає другій гармонійній складовій частоти обертання ротора, кут нахилу якої визначається точкою $Y = 5200$ $X = 2080.0$ (на діаграмі показана точка з координатами $Y = 6000$ $X = 2400$). Наступна чорна лінія відповідає третій гармонійній складовій частоти обертання ротора, кут нахилу якої визначається точкою $Y = 5200$ $X = 4160.0$ (на діаграмі показана точка з координатами $Y = 6000$ $X = 4800$). Фіолетова лінія позначає частоти власних акустичних коливань у системі відліку, пов'язаній з ротором. Частоти власних акустичних коливань, що у бічних порожнинах робочого колеса третього ступеня компресора, у разі визначалися приблизно за формулами (3.4) і (3.5).

Робочі режими компресора, які можуть розглядатися як критичні, виникають при збігу частоти вимушених коливань Тайлера-Софріна, частоти власних механічних коливань елементів конструкції і частоти власних акустичних коливань.

На діаграмі, що показана на рис. 3.13 критичний робочий режим може виникнути для форми коливань із шістьма діаметральними вузловими лініями. У цьому випадку збіг частот вимушених коливань Тайлера-Софріна, власних акустичних частот та механічних коливань передбачається основною причиною пошкодження робочого колеса компресора. Дві перші вертикальні червоні лінії, показані на діаграмі, позначають дві перші частоти власних механічних коливань робочого колеса, яким відповідає форма із шістьма діаметральними вузловими лініями. Перша із зазначених червоних ліній перетинає першу чорну лінію, що визначає частоти коливань Тайлера-Софріна, при частоті обертання ротора 4900 об/хв. Чорна лінія відповідає моді коливань Тайлера-Софріна з такою самою

кількістю діаметральних вузлових ліній, як і мода власних механічних коливань елементів конструкції. У даному випадку коливання Тайлера-Софріна генеруються в результаті складної взаємодії між 18 лопатками робочого колеса, 36 лопатками дифузора, 16 лопатками ОНА і 16 лопатками ВНА, в результаті чого $m_{TS} = -6$ (див. додаток 2). Найбільш вірогідною є наступна взаємодія $m_{TS} = 1 \cdot 18 - 2 \cdot 36 + 0 \cdot 16 + 3 \cdot 16 = -6$, оскільки робоче колесо взаємодіє з найближчими лопатками ВНА та дифузора. Перша червона лінія перетинає також фіолетову лінію, що відповідає акустичним коливанням, у точці, що відповідає частоті обертання 4900 об/хв. Ця ділянка фіолетової лінії відповідає пов'язаній моді власних коливань у бічній порожнині РК із шістьма діаметральними вузловими лініями. Якщо частота обертання ротора компресора близька до частоти обертання 4900 об/хв, то резонанс, що виникає, може викликати сильні знакозмінні напруги в робочому колесі і, як наслідок, пошкодження робочого колеса.

Діаграма для аналізу гармонійних збуджуючих впливів, побудована для моди з порядком $m_{TS} = 8$, показана на рис. 3.14.

Аналіз гармонійних збуджуючих впливів для моди з порядком $m_{TS} = 8$ показує, що критичний режим роботи компресора може виникнути при частоті обертання ротора 4900 об/хв у точці перетину другої червоної лінії, що відповідає другій критичній частоті для форми коливання з вісьмома діаметральними вузловими лініями чорної лінії, що відповідає змушуючим коливанням Тайлера-Софріна.

З двох критичних режимів, описаних вище, найімовірнішим є режим моди з порядком $m_{TS} = -6$. На даному режимі змушуючі коливання Тайлера-Софріна, збігаються з першою власною частотою колеса, яка є найбільш збудливою в порівнянні з другою частотою для моди з порядком $m_{TS} = 8$.

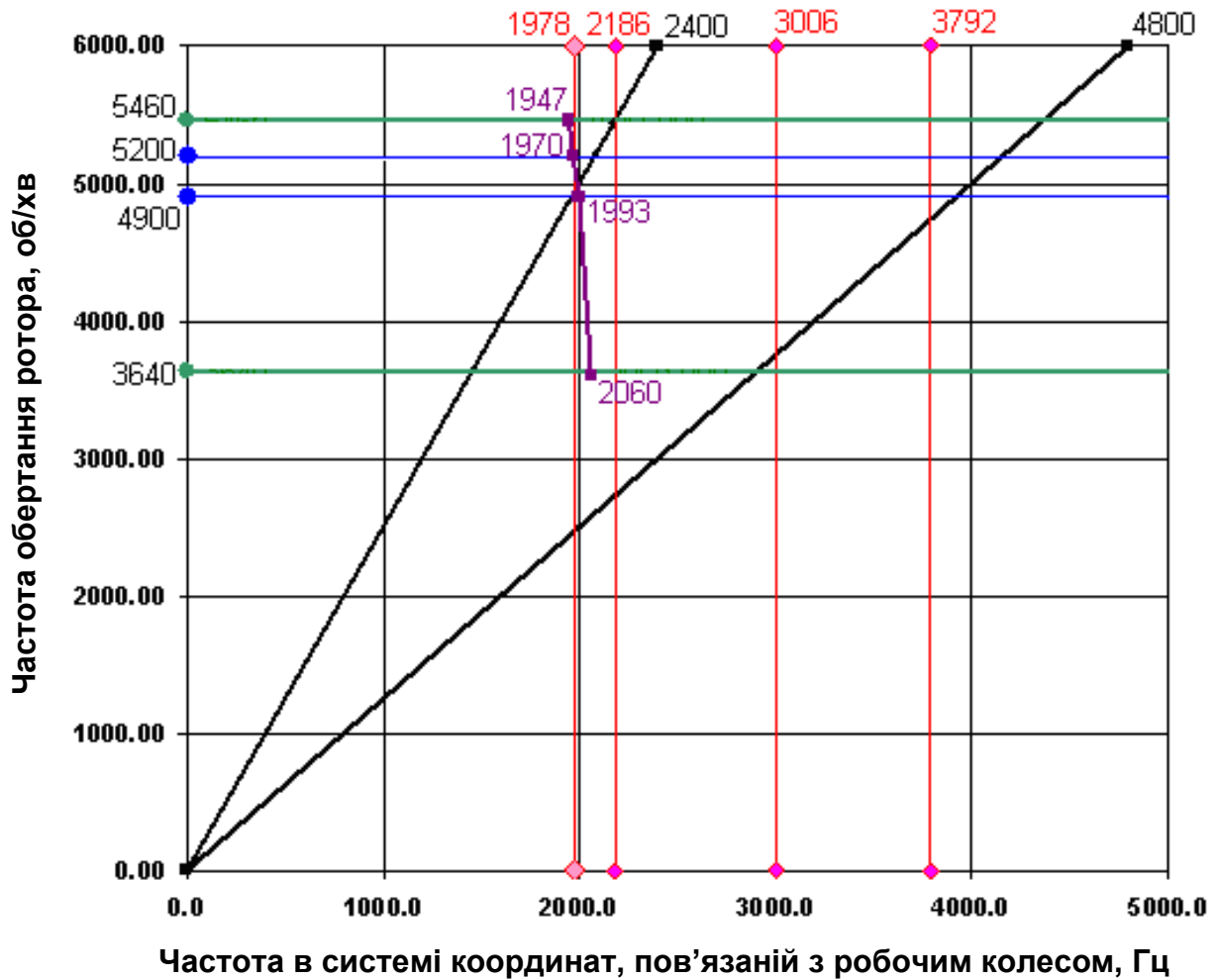


Рис. 3.13 - Діаграма для аналізу гармонійних збуджуючих впливів для моди з порядком $m_{TS} = -6$

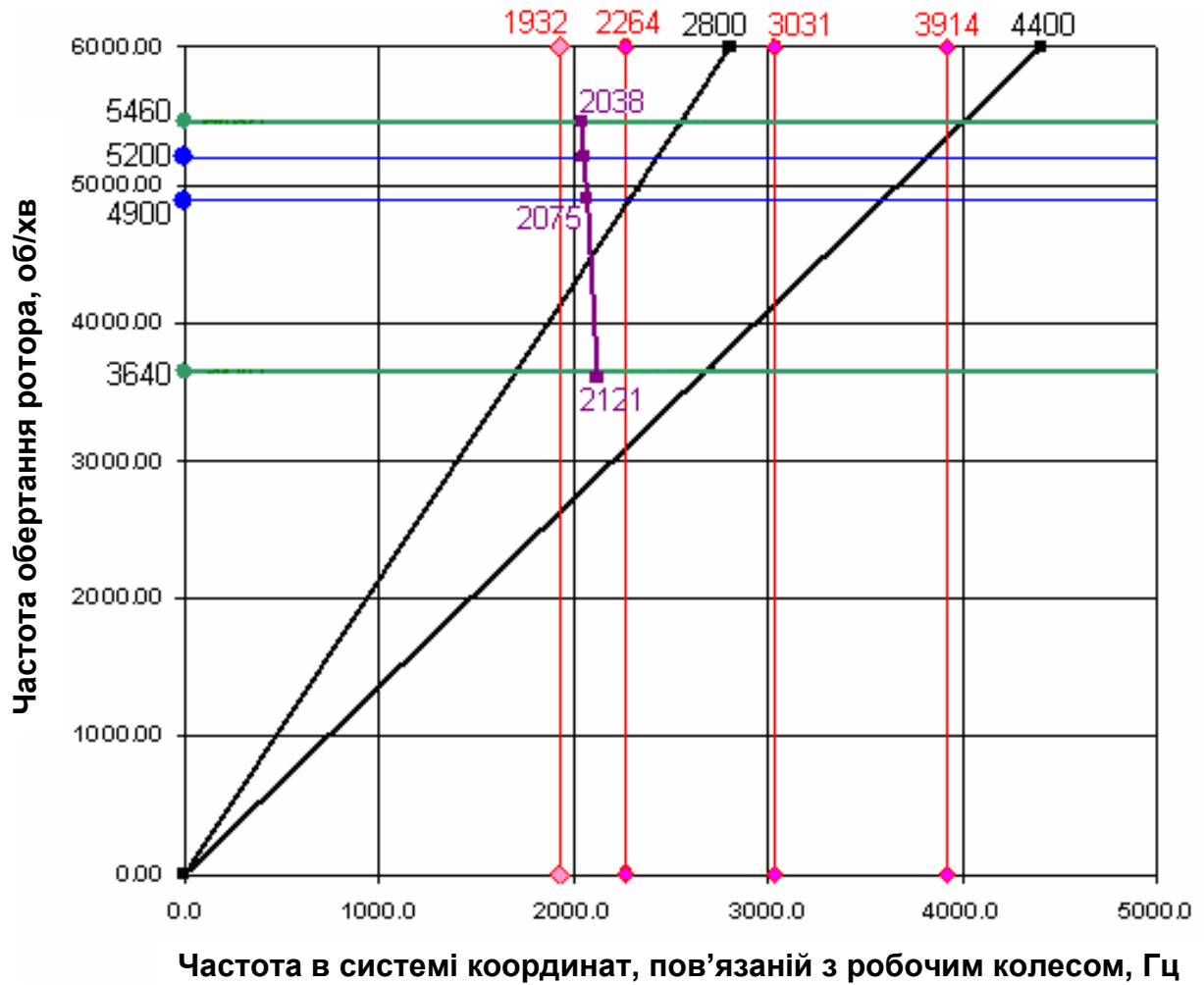


Рис. 3.14- Діаграма для аналізу гармонійних збуджуючих впливів для моди з порядком $m_{TS} = 8$

3.8 Нестационарний процес

Результати дослідження нестационарних процесів у відцентрових компресорах взято з матеріалів дисертації [18]. Дослідження виконувалися на спеціалізованому стенді, де були виконані великі цикли досліджень з вимірюванням швидкозмінних величин (пульсацій статичного тиску, в тому числі в робочих колесах, миттєвих швидкостей за допомогою термоанемометрів) в типових ступенях. Для даного стенду є технічна документація, що дозволяє побудувати відповідну використаної в експерименті повну геометричну модель проточної частини, а також докладні протоколи аеродинамічних випробувань.

Модельна ступінь ЕЦК-1 (проміжна) складається з осьового всмоктуючого патрубку, робочого колеса, безлопаточного дифузора, поворотного коліна, зворотного направляючого апарату і повороту, що імітує вхід в наступну ступінь. На рисунку 3.15 представлені схеми (ліворуч) віртуального стенду ЕЦК-1МН і (праворуч) тривимірна модель. Розрахункова область включає в себе робоче колесо (синій колір), інтерфейсну секцію (зелений) і безлопаточний дифузор (червоний). Для спрощення розрахунків та економії машинного часу течія в лабіринтових ущільненнях і в торцевих зазорах не розглядається.

Був використаний наступний метод представлення параметрів нестационарного потоку в робочому колесі і дифузорі. Моделювалися вимірювання з використанням точки обчислення параметрів потоку, як показано на рисунку 3.16, де представлені схеми розстановки точок вимірювання/обчислення параметрів потоку в РК і БЛ.Д в абсолютному та відносному русі в просторі залежно від часу. Ця схема відповідає розстановці датчиків тиску для вимірювання пульсацій параметрів нестационарного потоку в експерименті.

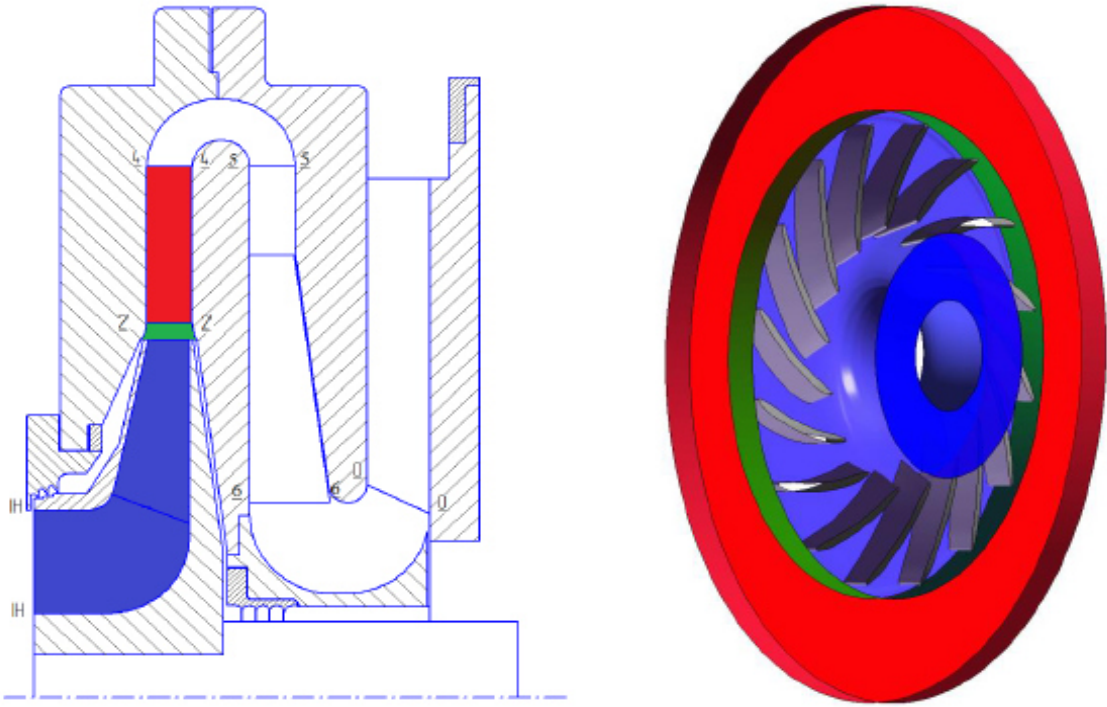


Рисунок 3.15 – Геометрія проточної частини

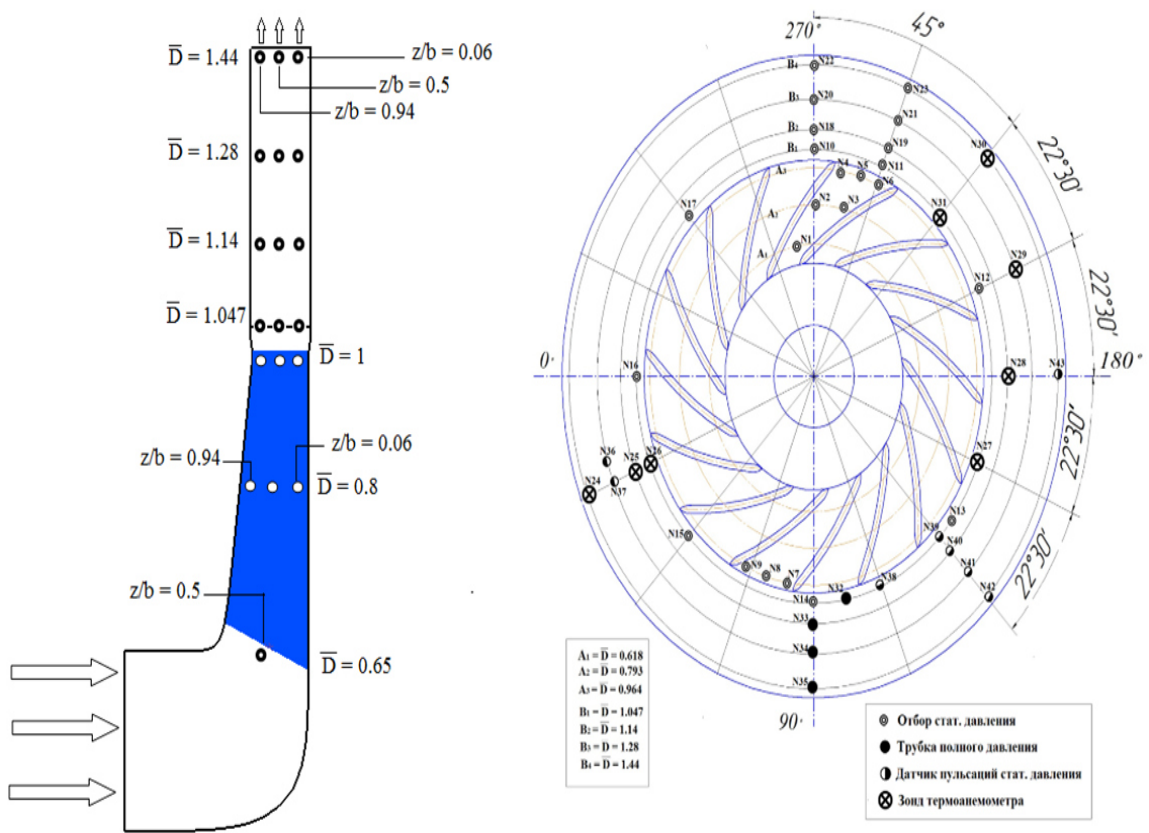


Рисунок 3.16 - Точки подання даних в робочому колесі і безлопаточному дифузори

Використання моделі SST демонструє фізично неправдоподібне синусоїдальне коливання другої кратності по відношенню до періоду обороту колеса по всьому каналу РК. На периферії РК біля задньої сторони лопатки тиск нижче, ніж у передній стороні лопатки і в середині міжлопаточного каналу, що відповідає моделі «струмінь - слід» і картині течії (в робочому колесі) за Фішером і Тома. Хаотичні широкосмугові флуктуації тиску, характерні для обтікання решітки з позитивним кутом атаки, не спостерігаються.

Картина розподілу тиску в РК при оптимальних витратах показує, що розрідження біля задньої сторони лопатки на середньому по діаметру перетині відсутнє. Однак необхідно відзначити, що при максимальних витратах пульсації тиску другої кратності раніше отримувалися лише при використанні моделі SST.

На периферії РК тиск біля задньої сторони лопатки (рисунок 3.17) нижче в порівнянні з тиском у передньої сторони лопатки і в середині міжлопаточного каналу.

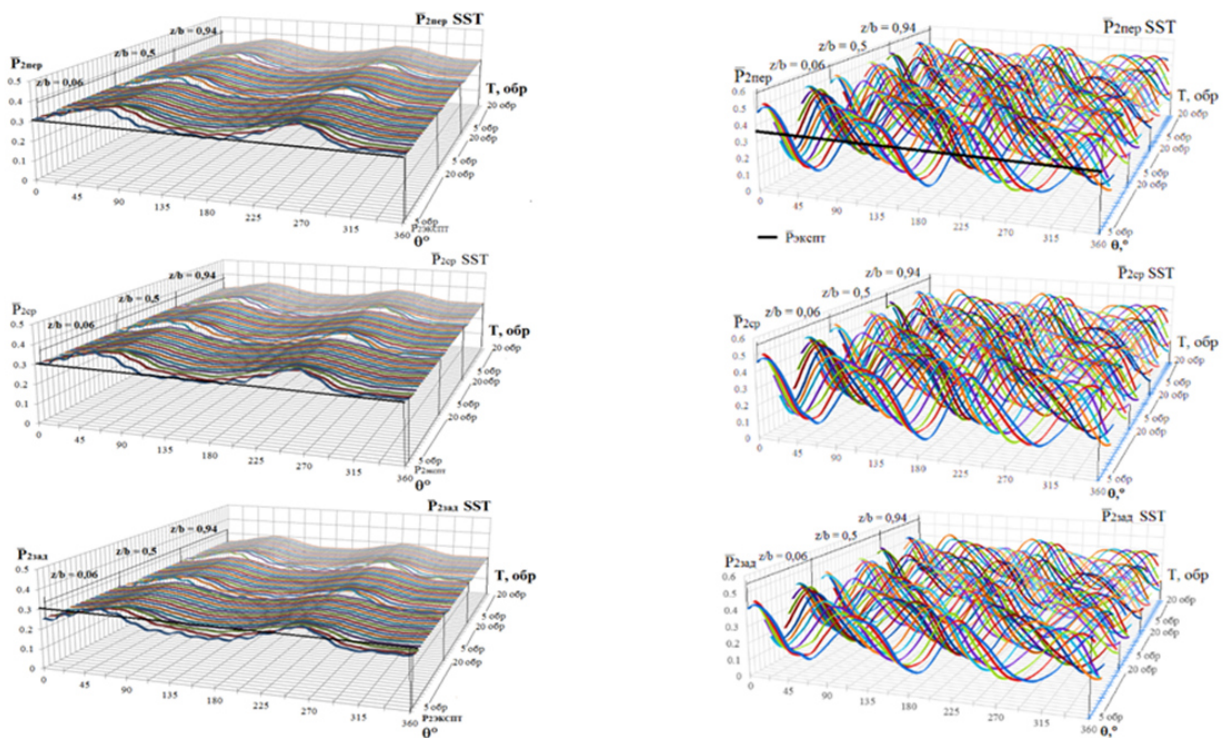


Рисунок 3.17 – Результати розрахунків:
 а) статичний тиск на периферії РК; б) пульсації P_2 на периферії РК

3.9 Висновки

Аналіз результатів розрахунку показує, що статична міцність колеса забезпечується.

Багатоциклові втомні навантаження передбачають присутність високочастотних вимушених коливань, які можуть підвищуватися в умовах резонансу, за рахунок власних коливань робочого колеса, тому необхідний модальний аналіз коливань, при якому перевіряється співпадання частот власних коливань робочого колеса з частотами відомих вимушених взаємодій.

Для проведення модального аналізу виконано розрахунок власних частот робочого колеса. Для аналізу форм коливань колеса розглянуто дев'ять форм коливань з діаметральними вузловими лініями, які дорівнюють половині числа лопаток, та зонтичну форму коливань. Отримано результати розрахунку власних частот робочого колеса, що відповідають різноманітним модам та гармонікам (діаметральним вузловим лініям).

Аналізуючи діаграми взаємодій, бачимо що для режиму роботи компресора з частотою обертання ротора 4900, гармонійна складова з номером 24 може викликати резонансні коливання з шістьма діаметральними вузловими лініями при частотах коливань 1978 Гц, а гармонійна складова з номером 28 може викликати резонансні коливання з вісьмома діаметральними вузловими лініями при частоті коливань 2264 Гц, які лежать ближче до збуджуючих впливів. Тривала робота на цьому режимі може спричинити пошкодження робочого колеса третього ступеня компресора.

Діаграма для аналізу гармонійних збуджувальних впливів дає повне уявлення про можливі збуджені вимушені коливання робочого колеса компресора, викликаних аероакустичними процесами, для певного порядку моди окружних коливань і якщо збуджуючі впливи досить точно визначені. Однак при цьому залишаються деякі невизначеності. Насамперед, не зрозуміло, які моди коливань найбільш суттєві для збудження вимушених коливань робочого колеса. Ступінь невизначеності зменшується, якщо прийняти, що

моди коливань, порядок яких перевищує половину кількості лопаток (загальноприйнятою практикою при аналізі облапачених елементів конструкції компресора є обмеження модами коливань, яким відповідає кількість діаметральних вузлових ліній менше $zB/2$) можуть викликати пошкодження робочого колеса компресора. Деякі ушкодження, описані в [10], показують, що такі моди коливань вищого порядку можуть бути суттєвими, хоча вони не враховуються в сучасних процедурах аналізу. Усі питання виникають у зв'язку зі значимістю різних коливань залежно від своїх амплітуд. Наскільки більша амплітуда коливань, викликаних взаємодією між ротором і статором? Яка амплітуда коливань необхідна для порушення акустичного резонансу? Наскільки інтенсивними є результуючі коливання тиску при акустичному резонансі? Можливі також інші питання. Відповіді на ці питання можна отримати лише після проведення спеціальних чисельних та експериментальних досліджень, які дозволять пояснити складні процеси у компресорах, пов'язані з акустичними коливаннями.

Інша задача виникає в зв'язку з визначенням числа Струхалія для режимів потоку газу, характерних для точної оцінки вихроутворення. Крім цього необхідно навчитися оцінювати вплив пульсації тиску від зовнішніх джерел на вході в компресор, так і від нестационарних процесів, які відбуваються в проточній частині центр обіжного компресора. Лише при наявності такої інформації можливе надійне прогнозування процесів збудження коливань в результаті вихроутворення та пульсації тиску.

ВИСНОВКИ

В результаті роботи були вивчені проблеми поломок робочих коліс компресорів. Розглянуті концепції, які пояснюють причини даних поломок.

Для пояснення причин поломок робочих коліс проведений комплекс чисельних досліджень міцнісних характеристик коліс, модальний аналіз, аналіз взаємодій між ротором та статором.

Аналіз результатів статичного розрахунку показує, що міцність колеса забезпечується. Це означає, що колесо витримує діючі на нього напруження в статиці і для дослідження причин поломки доцільно розглянути динамічні взаємодії. Багатоциклові втомні навантаження передбачають присутність високочастотних вимушених коливань, які можуть підвищуватися в умовах резонансу, за рахунок власних коливань робочого колеса, тому необхідний модальний аналіз коливань, при якому перевіряється співпадання частот власних коливань робочого колеса з частотами відомих вимушених взаємодій.

Для проведення модального аналізу виконано розрахунок власних частот робочого колеса. Для аналізу форм коливань колеса розглянуто дев'ять форм коливань з діаметральними вузловими лініями, які дорівнюють половині числа лопаток, та зонтичну форму коливань. Отримано результати розрахунку власних частот робочого колеса, що відповідають різноманітним модам та гармонікам (діаметральним вузловим лініям).

Побудовано діаграми взаємодії між робочим колесом та внутрішніми елементами компресора, а також діаграми для аналізу гармонійних збуджуючих впливів на робоче колесо від внутрішніх елементів компресора та від аероакустичного впливу.

Для точної оцінки вихроутворення необхідно навчитися оцінювати вплив пульсації тиску як від зовнішніх джерел на вході в компресор, так і від нестационарних процесів, які відбуваються в проточній частині відцентрового компресора. Лише при наявності такої інформації можливе надійне

прогнозування процесів збудження коливань в результаті вихроутворення та пульсації тиску.

Дослідження підтверджують існування нестационарних явищ в проточній частині турбокомпресорів, які можна розділити на дві групи:

- аеродинамічні процеси, для яких несуттєвий зв'язок між аеродинамічними і пружними характеристиками системи;

- аеропружні процеси, в яких велику роль відіграє взаємозв'язок аеродинамічних характеристик елементів проточної частини і пружних характеристик елементів конструкції.

У відцентрових компресорах переважно спостерігаються аеродинамічні нестационарні процеси, виникнення аеропружних нестационарних процесів можна чекати в компресорах високого і надвисокого тисків і в ступенях з напіввідкритими вісерадіальними колесами.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Tyler, J. M. and Sofrin. T. G., 1961 “Axial Flow Compressor Noise Studies” SAE Transactions, 70, pp. 309-332.
2. Eckert, L., 1999, «High Cycle Fatigue Cracks at Radial Fan Impellers Caused by Aeroclastic Self-Excited Impeller Vibration, Part 1: Case History, Root Cause Analysis Vibration Measurements» DETC99/VIB-8261.
3. Ni, A., 1999, «High Cycle Fatigue Cracks at Radial Fan Impellers Caused by Aeroclastic Self-Excited Impeller Vibration, Part 2: Mechanisms and Mathematical Model» DETC99/VIB-8262.
4. Ziada S., Oengoren A., and Vogel, A., 2002. «Acoustic Resonance in the Inlet Scroll of a Turbo Compressor» Journal of Fluids and Structures, 16,(3), pp.361-373.
5. Franke G., Fisher R., Powell C., Seidel U. and Koutnik J., 2005, “On Pressure Mode Shapes Arising from Rotor/Stator Interactions”, Sound & Vibration Magazine, 39 pp 14-18.
6. Petry N., Benra K.F., König S. and Woiczinski C., 2009, “Interaction Between Aerodynamic Phenomena and Impeller Structure of High Pressure Radial Compressors”, 8th European Turbo machinery Conference.
7. König S., 2009, “Acoustic Eigen modes in the Side Cavities of Centrifugal Compressors”, ASME Paper GT2009-39650.
8. Свен Кониг (Sven König), «АЭРОАКУСТИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРАХ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ» Нико Петри (Nico Petry), Норберт Г. Вагнер (Norbert G. Wagner); Компания Siemens, Дуйсбург, Германия -2009. – 52с.
9. Раер Г.А. Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. - Л.: Машиностроение, 1968.-260 с.
10. Konnepohl F., Kahl G. and Heinig K., 2001, “Turbine Blade/Vane Interaction Noise: Calculation with a 3D Time-Linearized Euler Method”, AIAA-2011-2152.

11. Ehrich F. F., 1969, "Acoustic Resonances and Multiple Pure Tone Noise in Turbo machinery Inlets", ASME journal of Engineering for Power, pp 253-262.
12. Schlichting H., 1965, "Grenzschicht-Theorie", Verlag G. Braun.
13. Научно-исследовательская работа «Разработка методики и программы расчета вынужденных колебаний и усталостной прочности рабочих колес ЦКМ» г.Сумы 1988 Надзин А.Н. , Териков Ю.П., Раб В.М., Гадяка В.Г. , Стрелец В.В., Науменко В.В., Ройченко И.Ю. , Соколов Г.Н. , Шатохин А.Н., Фокина О.И., Старцева В.И.
14. Редько В.П. Исследование усталостной прочности и определение ресурса лопаток осевых компрессоров стационарных газотрубных установок: Дис. Канд. Техн. Наук: 01.02.86. – Л.,1983.-183с.
15. Материалы ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air GT2010, Глазго, Великобритания 2010, Глазго Великобритания, 2010 – 22с.
16. Материалы ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air GT2009, Орландо, штат Флорида, США, 2009 – 17 с.
17. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практик. руководство. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
18. Доминггус Л.Х. Виртуальный стенд для исследования нестационарных процессов в ступени центробежного компрессора: Дис. Канд. Техн. Наук: 05.04.06 / Л.Х.Доминггус. – С.-Пб.,20014. –162с.

Додаток 1

Частота вращения = 5200
 Число лопаток РК= 18
 Число лопаток дифф = 36
 Число лопаток ОНА = 16
 Число лопаток ВНА = 16

Показатель h= 3 Количество диаметров MODE= 8

M_ts=	6	1	-3	3	3 M_tsR=	12 W_tsR=	1040.000
M_ts=	-2	1	-1	-2	3 M_tsR=	20 W_tsR=	1733.333
M_ts=	-2	1	-1	-1	2 M_tsR=	20 W_tsR=	1733.333
M_ts=	-2	1	-1	0	1 M_tsR=	20 W_tsR=	1733.333
M_ts=	-2	1	-1	1	0 M_tsR=	20 W_tsR=	1733.333
M_ts=	-2	1	-1	2	-1 M_tsR=	20 W_tsR=	1733.333
M_ts=	-2	1	-1	3	-2 M_tsR=	20 W_tsR=	1733.333
M_ts=	2	1	0	-3	2 M_tsR=	16 W_tsR=	1386.667
M_ts=	2	1	0	-2	1 M_tsR=	16 W_tsR=	1386.667
M_ts=	2	1	0	-1	0 M_tsR=	16 W_tsR=	1386.667
M_ts=	2	1	0	0	-1 M_tsR=	16 W_tsR=	1386.667
M_ts=	2	1	0	1	-2 M_tsR=	16 W_tsR=	1386.667
M_ts=	2	1	0	2	-3 M_tsR=	16 W_tsR=	1386.667
M_ts=	6	1	1	-3	0 M_tsR=	12 W_tsR=	1040.000
M_ts=	6	1	1	-2	-1 M_tsR=	12 W_tsR=	1040.000
M_ts=	6	1	1	-1	-2 M_tsR=	12 W_tsR=	1040.000
M_ts=	6	1	1	0	-3 M_tsR=	12 W_tsR=	1040.000
M_ts=	-8	2	-3	1	3 M_tsR=	44 W_tsR=	3813.333
M_ts=	-8	2	-3	2	2 M_tsR=	44 W_tsR=	3813.333
M_ts=	8	2	-3	2	3 M_tsR=	28 W_tsR=	2426.667
M_ts=	-8	2	-3	3	1 M_tsR=	44 W_tsR=	3813.333
M_ts=	8	2	-3	3	2 M_tsR=	28 W_tsR=	2426.667
M_ts=	-4	2	-2	-1	3 M_tsR=	40 W_tsR=	3466.667
M_ts=	-4	2	-2	0	2 M_tsR=	40 W_tsR=	3466.667
M_ts=	-4	2	-2	1	1 M_tsR=	40 W_tsR=	3466.667
M_ts=	-4	2	-2	2	0 M_tsR=	40 W_tsR=	3466.667
M_ts=	-4	2	-2	3	-1 M_tsR=	40 W_tsR=	3466.667
M_ts=	0	2	-1	-3	3 M_tsR=	36 W_tsR=	3120.000
M_ts=	0	2	-1	-2	2 M_tsR=	36 W_tsR=	3120.000
M_ts=	0	2	-1	-1	1 M_tsR=	36 W_tsR=	3120.000
M_ts=	0	2	-1	0	0 M_tsR=	36 W_tsR=	3120.000
M_ts=	0	2	-1	1	-1 M_tsR=	36 W_tsR=	3120.000
M_ts=	0	2	-1	2	-2 M_tsR=	36 W_tsR=	3120.000
M_ts=	0	2	-1	3	-3 M_tsR=	36 W_tsR=	3120.000
M_ts=	4	2	0	-3	1 M_tsR=	32 W_tsR=	2773.333
M_ts=	4	2	0	-2	0 M_tsR=	32 W_tsR=	2773.333
M_ts=	4	2	0	-1	-1 M_tsR=	32 W_tsR=	2773.333
M_ts=	4	2	0	0	-2 M_tsR=	32 W_tsR=	2773.333
M_ts=	4	2	0	1	-3 M_tsR=	32 W_tsR=	2773.333
M_ts=	-8	2	1	-3	-2 M_tsR=	44 W_tsR=	3813.333
M_ts=	8	2	1	-3	-1 M_tsR=	28 W_tsR=	2426.667
M_ts=	-8	2	1	-2	-3 M_tsR=	44 W_tsR=	3813.333
M_ts=	8	2	1	-2	-2 M_tsR=	28 W_tsR=	2426.667
M_ts=	8	2	1	-1	-3 M_tsR=	28 W_tsR=	2426.667
M_ts=	-6	3	-3	0	3 M_tsR=	60 W_tsR=	5200.000
M_ts=	-6	3	-3	1	2 M_tsR=	60 W_tsR=	5200.000
M_ts=	-6	3	-3	2	1 M_tsR=	60 W_tsR=	5200.000
M_ts=	-6	3	-3	3	0 M_tsR=	60 W_tsR=	5200.000

M_ts=	-2	3	-2	-2	3	M_tsR=	56	W_tsR=	4853.333
M_ts=	-2	3	-2	-1	2	M_tsR=	56	W_tsR=	4853.333
M_ts=	-2	3	-2	0	1	M_tsR=	56	W_tsR=	4853.333
M_ts=	-2	3	-2	1	0	M_tsR=	56	W_tsR=	4853.333
M_ts=	-2	3	-2	2	-1	M_tsR=	56	W_tsR=	4853.333
M_ts=	-2	3	-2	3	-2	M_tsR=	56	W_tsR=	4853.333
M_ts=	2	3	-1	-3	2	M_tsR=	52	W_tsR=	4506.667
M_ts=	2	3	-1	-2	1	M_tsR=	52	W_tsR=	4506.667
M_ts=	2	3	-1	-1	0	M_tsR=	52	W_tsR=	4506.667
M_ts=	2	3	-1	0	-1	M_tsR=	52	W_tsR=	4506.667
M_ts=	2	3	-1	1	-2	M_tsR=	52	W_tsR=	4506.667
M_ts=	2	3	-1	2	-3	M_tsR=	52	W_tsR=	4506.667
M_ts=	6	3	0	-3	0	M_tsR=	48	W_tsR=	4160.000
M_ts=	6	3	0	-2	-1	M_tsR=	48	W_tsR=	4160.000
M_ts=	6	3	0	-1	-2	M_tsR=	48	W_tsR=	4160.000
M_ts=	6	3	0	0	-3	M_tsR=	48	W_tsR=	4160.000
M_ts=	-6	3	1	-3	-3	M_tsR=	60	W_tsR=	5200.000

Частота вращения = 4900
 Число лопаток РК= 18
 Число лопаток дифф = 36
 Число лопаток ОНА = 16
 Число лопаток ВНА = 16

Показатель h= 3 Количество диаметров MODE= 8

M_ts=	6	1	-3	3	3 M_tsR=	12 W_tsR=	980.0000
M_ts=	-6	1	-2	0	3 M_tsR=	24 W_tsR=	1960.000
M_ts=	-6	1	-2	1	2 M_tsR=	24 W_tsR=	1960.000
M_ts=	-6	1	-2	2	1 M_tsR=	24 W_tsR=	1960.000
M_ts=	-6	1	-2	3	0 M_tsR=	24 W_tsR=	1960.000
M_ts=	-2	1	-1	-2	3 M_tsR=	20 W_tsR=	1633.333
M_ts=	-2	1	-1	-1	2 M_tsR=	20 W_tsR=	1633.333
M_ts=	-2	1	-1	0	1 M_tsR=	20 W_tsR=	1633.333
M_ts=	-2	1	-1	1	0 M_tsR=	20 W_tsR=	1633.333
M_ts=	-2	1	-1	2	-1 M_tsR=	20 W_tsR=	1633.333
M_ts=	-2	1	-1	3	-2 M_tsR=	20 W_tsR=	1633.333
M_ts=	2	1	0	-3	2 M_tsR=	16 W_tsR=	1306.667
M_ts=	2	1	0	-2	1 M_tsR=	16 W_tsR=	1306.667
M_ts=	2	1	0	-1	0 M_tsR=	16 W_tsR=	1306.667
M_ts=	2	1	0	0	-1 M_tsR=	16 W_tsR=	1306.667
M_ts=	2	1	0	1	-2 M_tsR=	16 W_tsR=	1306.667
M_ts=	2	1	0	2	-3 M_tsR=	16 W_tsR=	1306.667
M_ts=	6	1	1	-3	0 M_tsR=	12 W_tsR=	980.0000
M_ts=	6	1	1	-2	-1 M_tsR=	12 W_tsR=	980.0000
M_ts=	6	1	1	-1	-2 M_tsR=	12 W_tsR=	980.0000
M_ts=	6	1	1	0	-3 M_tsR=	12 W_tsR=	980.0000
M_ts=	-6	1	2	-3	-3 M_tsR=	24 W_tsR=	1960.000
M_ts=	-8	2	-3	1	3 M_tsR=	44 W_tsR=	3593.333
M_ts=	-8	2	-3	2	2 M_tsR=	44 W_tsR=	3593.333
M_ts=	8	2	-3	2	3 M_tsR=	28 W_tsR=	2286.667
M_ts=	-8	2	-3	3	1 M_tsR=	44 W_tsR=	3593.333
M_ts=	8	2	-3	3	2 M_tsR=	28 W_tsR=	2286.667
M_ts=	-4	2	-2	-1	3 M_tsR=	40 W_tsR=	3266.667
M_ts=	-4	2	-2	0	2 M_tsR=	40 W_tsR=	3266.667
M_ts=	-4	2	-2	1	1 M_tsR=	40 W_tsR=	3266.667
M_ts=	-4	2	-2	2	0 M_tsR=	40 W_tsR=	3266.667
M_ts=	-4	2	-2	3	-1 M_tsR=	40 W_tsR=	3266.667
M_ts=	0	2	-1	-3	3 M_tsR=	36 W_tsR=	2940.000
M_ts=	0	2	-1	-2	2 M_tsR=	36 W_tsR=	2940.000
M_ts=	0	2	-1	-1	1 M_tsR=	36 W_tsR=	2940.000
M_ts=	0	2	-1	0	0 M_tsR=	36 W_tsR=	2940.000
M_ts=	0	2	-1	1	-1 M_tsR=	36 W_tsR=	2940.000
M_ts=	0	2	-1	2	-2 M_tsR=	36 W_tsR=	2940.000
M_ts=	0	2	-1	3	-3 M_tsR=	36 W_tsR=	2940.000
M_ts=	4	2	0	-3	1 M_tsR=	32 W_tsR=	2613.333
M_ts=	4	2	0	-2	0 M_tsR=	32 W_tsR=	2613.333
M_ts=	4	2	0	-1	-1 M_tsR=	32 W_tsR=	2613.333
M_ts=	4	2	0	0	-2 M_tsR=	32 W_tsR=	2613.333
M_ts=	4	2	0	1	-3 M_tsR=	32 W_tsR=	2613.333
M_ts=	-8	2	1	-3	-2 M_tsR=	44 W_tsR=	3593.333
M_ts=	8	2	1	-3	-1 M_tsR=	28 W_tsR=	2286.667
M_ts=	-8	2	1	-2	-3 M_tsR=	44 W_tsR=	3593.333
M_ts=	8	2	1	-2	-2 M_tsR=	28 W_tsR=	2286.667

M_ts=	8	2	1	-1	-3	M_tsR=	28	W_tsR=	2286.667
M_ts=	-6	3	-3	0	3	M_tsR=	60	W_tsR=	4900.000
M_ts=	-6	3	-3	1	2	M_tsR=	60	W_tsR=	4900.000
M_ts=	-6	3	-3	2	1	M_tsR=	60	W_tsR=	4900.000
M_ts=	-6	3	-3	3	0	M_tsR=	60	W_tsR=	4900.000
M_ts=	-2	3	-2	-2	3	M_tsR=	56	W_tsR=	4573.333
M_ts=	-2	3	-2	-1	2	M_tsR=	56	W_tsR=	4573.333
M_ts=	-2	3	-2	0	1	M_tsR=	56	W_tsR=	4573.333
M_ts=	-2	3	-2	1	0	M_tsR=	56	W_tsR=	4573.333
M_ts=	-2	3	-2	2	-1	M_tsR=	56	W_tsR=	4573.333
M_ts=	-2	3	-2	3	-2	M_tsR=	56	W_tsR=	4573.333
M_ts=	2	3	-1	-3	2	M_tsR=	52	W_tsR=	4246.667
M_ts=	2	3	-1	-2	1	M_tsR=	52	W_tsR=	4246.667
M_ts=	2	3	-1	-1	0	M_tsR=	52	W_tsR=	4246.667
M_ts=	2	3	-1	0	-1	M_tsR=	52	W_tsR=	4246.667
M_ts=	2	3	-1	1	-2	M_tsR=	52	W_tsR=	4246.667
M_ts=	2	3	-1	2	-3	M_tsR=	52	W_tsR=	4246.667
M_ts=	6	3	0	-3	0	M_tsR=	48	W_tsR=	3920.000
M_ts=	6	3	0	-2	-1	M_tsR=	48	W_tsR=	3920.000
M_ts=	6	3	0	-1	-2	M_tsR=	48	W_tsR=	3920.000
M_ts=	6	3	0	0	-3	M_tsR=	48	W_tsR=	3920.000
M_ts=	-6	3	1	-3	-3	M_tsR=	60	W_tsR=	4900.000