ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»
НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МАШИНОБУДУВАННЯ ім. А.М.ПІДГОРНОГО

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Третяк Олексій Володимирович
(прізвище, ім'я, по батькові)

УДК 539.3:534.1

ДИСЕРТАЦІЯ

МІЦНІСТЬ ВУЗЛІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ І ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ

05.02.09 – динаміка та міцність машин

(галузь знань)

Подається на здобуття наукового ступеня доктора техніних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

О.В. Третяк
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий консультант Аврамов Констянтин Віталійович
доктор технічних наук, професор

Харків – 2020

АНОТАЦІЯ

Третяк О.В. Міцність вузлів турбогенераторів і гідрогенераторів великої потужності. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 «Динаміка та міцність машин». – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків, 2020.

В останні десятиліття спостерігається тенденція не тільки до збільшення коефіцієнту корисної дії (ККД) електричних машин (ЕМ), а також до зменшення його масо-габаритних показників на одиницю потужності. Як правило, це обумовлено збільшенням потужності обчислювальної техніки та появою нових матеріалів, що дозволяє більш точно змоделювати електромагнітні, механічні, температурні та вентиляційні процеси в ЕМ і зменшити вагу вузлів машини.

На сьогодні, в Україні основну частину електричної енергії виробляють на теплових, атомних та гідроелектростанціях, де працюють турбо- та гідрогенератори відповідно. Більшість агрегатів вже відпрацювали свій нормативний термін, а ще частина знаходиться на межі закінчення терміну, що пов’язано з недостатнім фінансуванням енергетичної галузі. При цьому режими роботи ЕМ ускладнюють нерівномірні навантаження в електричній мережі, що спричиняють як перевантаження генераторів (перехід у аварійні режими роботи, у зв’язку з несправністю генераторів на станціях або збільшенням кількості споживаної енергії), так і їх зупинку (зменшення кількості споживаної енергії). Вирішенням даної проблеми є часткова модернізація вже існуючих агрегатів зі збільшення їх потужності та паралельна поетапна заміна іншої частини застарілих машин більш потужними та легшими.

Загалом, при модернізації найчастіше збільшують кількість міді в обмотці за рахунок зменшення товщини ізоляції (застосування нових матеріалів) та скорочення довжини осердь статору і ротору, а також намагаються полегшити допоміжні вузли в агрегаті та вдосконалити системи вентиляції машини. Тому при модернізації можуть змінитися параметри температурних і силових навантажень на елементи конструкцій, що вимагає проведення перевірочних розрахунків їх міцності.

В більшості випадків, для розрахунку вентиляційних та теплових процесів, а також міцності конструкції використовуються спрощенні методики, де вирішуються одно- або двовимірні задачі. В результаті отримуються середні значення параметрів на певних ділянках і порівнюються зі значеннями поданими у нормативній документації. При цьому можливі неточності розрахунку компенсуються введенням підвищених коефіцієнтів запасу, які вибираються на основі досвіду експлуатації ЕМ. Тому розробка єдиної методології розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) генераторів великої потужності, що базується на поєднані аналітичних та тривимірних розрахунків, які дозволяють підвищити точність обчислення задачі, має великий науковий і практичний інтерес.

Метою дисертаційної роботи є розробка ефективних методів оцінки НДС елементів конструкцій турбо- і гідрогенераторів, генераторів-двигунів високої потужності у номінальних та аварійних режимах на основі сучасних методів тривимірного комп'ютерного моделювання, що дозволить провести уточнений аналіз міцності елементів конструкцій генератора і сприятиме підвищенню надійності експлуатації електричних машин великої потужності.

Перший розділ дисертаційної роботи присвячений аналізу світових тенденцій розвитку генераторобудування та сучасного стану енергогенеруючого обладнання в Україні. Основна увага приділяється аналізу основних пошкоджень вузлів генераторів, що призводять до несправності та проблемі створення експертної системи контролю проблемних вузлів ЕМ на станціях для розпізнавання та попередження аварійних ситуацій. Проведено

огляд існуючих математичних моделей і методів розрахунків НДС елементів конструкцій генераторів. На практиці для розрахунку складного термопружного стану елементів конструкцій генераторів, як правило, використовуються інженерні методи, що ґрунтуються на спрощених аналітичних методиках як до геометрії пружних тіл, так і до визначення граничних умов температурної задачі. Це пояснюється технічною складністю проведення чисельного моделювання газодинамічної задачі для всього генератора в цілому.

Огляд існуючих досліджень НДС конструкційних елементів синхронних машин великої потужності, показав що досліджень у тривимірній постановці задач надзвичайно мало. Найчастіше досліджуються лише окремі конструктивні елементи, в цілому ж конструкція зазвичай не розглядається. Для розгляду тривимірних задач для розрахунку НДС елементів конструкцій та системи охолодження генератора, найбільш перспективним є метод скінченних елементів (МКЕ).

У другому розділі представлена загальна методологія міцнісного розрахунку вузлів і деталей електрогенераторів великої потужності, яка враховує особливості роботи генератора і заснована на розв’язанні комплексу задач – термопружності, теплопровідності і газодинаміки – в рамках єдиної методології, що пропонується. Задача припускається незв'язаною і тому засновується на послідовному розв'язанні задач з їх ітераційним уточненням. Розв’язання задач проводиться в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

На відміну від класичної методики тут розглядається тривимірна задача газодинаміки для генератора в цілому з урахуванням турбулентності течії. Це дозволяє отримати уточнені локальні характеристики тепловіддачі, а не усереднені за характерними поверхнями.

В рамках тривимірного моделювання для аналізу НДС елементів конструкції вирішуються три основні задачі:

– визначення параметрів теплообміну вузлів генератора за допомогою вирішення тривимірної задачі вентилювання генератора в цілому;

– визначення температурних полів в вузлах генератора;

– визначення НДС вузлів генератора при відомих силових і температурних навантаженнях.

Визначальні рівняння отримані з варіаційних принципів з використанням МСЕ. Для вирішення задач теплопровідності та термопружності застосовується скінченний елемент у вигляді тетраедра з лінійною і квадратичною апроксимацією шуканих величин. Завдання термопружності сформульовано в геометрично і фізично лінійній постановці.

Для вирішення задачі газодинаміки генератора застосовується скінченний елемент у вигляді паралелепіпеда, де використовувались осереднені по Рейнольдсу рівняння Нав'є-Стокса. Для замикання системи рівнянь була застосована стандартна k-ε модель турбулентності.

Змістом третього розділу є розрахунки, на основі запропонованого єдиної методології, всієї системи охолодження в цілому для гідро- та турбогенераторів при номінальних і аварійних режимах. Розроблений підхід з застосуванням тривимірного моделювання всієї системи охолодження в цілому дозволив отримати локальні характеристики тепловіддачі на елементах конструкції генератора, що необхідні для оцінки термонапруженого стану вузлів. Розрахунок проводився за допомогою програмного комплексу SolidWorks Flow Simulation.

Проведено розрахунок системи вентиляції капсульного генератора СГКЗ 538/160-70 Канівської ГЕС. Розглянуто номінальний режим роботи генератора та два аварійних, пов'язаних з відключенням електричних вентиляторів. Встановлено, що при номінальному режимі роботи температура активних вузлів генератора не перевищує допустимих значень, а при аварійному – значення температури в статорі та роторі перевищили допустимі.

Достовірність результатів підтверджена зіставленням з даними аналітичного розрахунку на основі методу розгорнутих теплових (еквівалентних) схем, а також з експериментальними даними. Результати розрахунків двома методами якісно і кількісно узгоджуються між собою.

В результаті була запропонована вдосконалена система двоконтурного охолодження генератора. Був введений додатковий відцентровий нагнітач, розташований на роторі гідрогенератора, що дозволило забезпечити необхідні параметри роботи системи охолодження і для аварійних режимів.

Проведено розрахунок системи вентиляції гідрогенератора СВКр 1347/150-96 Кременчуцької ГЕС. Охолоджуючим середовищем гідрогенератора є повітря. Нагнітання повітря здійснюється ротором, в ободі якого виконані радіальні вентиляційні канали. Проведено визначення необхідних потужностей нагнітального елемента системи вентиляції гідрогенератора, яка дозволить не допустити перевищення критичних температур. Для забезпечення надійної роботи системи вентиляції, на ободі ротора були спроектовані напрямні канали, що дозволяють забезпечити необхідну витрату повітря та не допустити перегріву ротора та статора. Достовірність результатів підтверджена порівнянням з даними, отриманими класичним аналітичним методом.

Функціонування системи вентиляції генератора залежить від ефективності роботи теплообмінника, в якому забезпечується охолодження нагрітого газу до необхідної температури. Тому проведено розрахунок теплообмінника турбогенератора потужністю 220 Вт, який враховує реальні параметри газу з урахуванням теплового стану всієї системи в цілому. Виконано аналіз порівняння експериментальних даних з результатами, отриманими за допомогою запропонованого методу.

Розроблено методику по визначенню теплового стану апарату щіткотримачів в тривимірній постановці, з урахуванням тепловиділень, викликаних електричними і механічними діями. Розрахунок проводиться на

підставі суміщення тривимірного рішення методом CFD і аналітичного рішення теплового завдання.

В четвертому розділі надано результати дослідження НДС короба та хрестовини генераторів різної потужності при впливі робочих і аварійних тисків. Проблема вирішувалась в тривимірній постановці з використанням МСЕ на основі запропонованої методології, що базується на послідовному розгляду задач вентиляції та аналізу НДС конструкції.

Досліджувалось НДС короба турбогенератора ТГВ-500 при впливі надлишкового тиску і температурної навантаження. Параметри навантажень визначались за допомогою вирішення тривимірної газодинамічної завдачі. В результаті розрахунку встановлено, що надлишковий тиск нерівномірно розподілений по периметру короба, що раніше не враховувалося.

Для оцінки достовірності запропонованої методології проведено порівняння результатів розрахунку з даними експериментальних досліджень. Запропонована методологія дозволяє виконувати розрахунки з високим ступенем точності, яку неможливо отримати, використовуючи тільки аналітичні методи. Встановлено, що використання в якості початкових умов даних про тиск, отриманих шляхом поєднання аналітичного і CFD методів, дозволяє виконувати розрахунки з точністю не менше 0,06%.

Досліджено НДС в хрестовині гідрогенератора-двигуна Дніпровської ГАЕС потужністю 325 МВт при впливі температурних і силових навантажень. При експлуатації цього гідрогенератора спостерігався досить значний нагрів хрестовини, спричинений вихровими струмами. Тому необхідно було оцінити напруження в хрестовині, що виникають при нагріванні. Вперше розглянуто вплив температурного нагріву на НДС хрестовини. Моделювання нагріву хрестовини відбулося за допомогою крапкових джерел тепла, що розподілені по всьому об'єму хрестовини. Потужність цих джерел визначається на основі експериментальних даних про температуру нагрівання хрестовини. Результати розрахунку температурних полів, показали значний нагрів верхньої полиці

лапи хрестовини, що в результаті призвело до температурного розширення хрестовини та появи додаткових зусиль в розпірному домкраті.

Проведено теоретичне обґрунтування вибору необхідного класу суцільності для металу, що застосовується при виготовленні хрестовини. При моделюванні, в найбільш навантажену зону хрестовини, вводився "елементарний дефект" у вигляді кулі, розміри якого відповідають параметрам допустимого дефекту для даного класу суцільності. Результати розрахунків приведені для нового вузла, а також після 40 років експлуатації. В розрахунків встановлено, що для забезпечення тривалої міцності необхідно застосування товстолистового прокату Ст.3 з класом суцільності не нижче другого.

У п’ятому розділі сформульована задача про визначення НДС бандажного вузла ротора турбогенератора при впливі силових і температурних навантажень. Досліджено напружений стан бандажного вузла турбогенератора потужністю 560 МВт при впливі температурних навантажень і відцентрових сил при номінальній і угонній частоті обертання з урахуванням посадкових зусиль. Наведена розрахункова схема бандажного вузла і проведено чисельне дослідження напруженого стану ротора турбогенератора. Наведено результати розрахунку полів напружень в бочці ротора, бандажному і центруючому кільцях. Показано, що поле напружень, яке виникає в бандажному вузлі, має складний характер, обумовлений наявністю вирізів, який неможливо врахувати при проведенні розрахунків класичними інженерними методами.

Були визначені роз'єднувальні частоти обертання бандажної вузла для холодного і нагрітого стану. Встановлено, що роз'єднувальні частоти для бандажної кільця і бочки ротора, а також бандажного і центруючого кільця для холодного і нагрітого стану істотно відрізняються. При цьому значення роз'єднувальних частот для всіх деталей вище номінальної частоти обертання.

Крім того, у розділі наведено постановку граничних умов та чисельні результати розрахунку НДС у натискних фланцях турбогенераторів серії ТГВ різних потужностей виробництва ДП «Завод «Електроважмаш».

У шостому розділі представлені результати дослідження опорних вузлів генератора великої потужності. Показано, що найбільш навантаженими елементами, що сприймають контактні навантаження, є жорсткі підп'ятники, а саме тарілки і опорні болти. Дослідження НДС проводилось для дворядних підп'ятників жорсткого (Нурекська ГЕС) і гідравлічного типу (Дністровська ГАЕС) виробництва ДП «Завод «Електроважмаш». Наведено постановки задач і результати розрахунку НДС підп'ятників при тривимірному моделюванні та класичному аналітичному підході, який використовувався при проектуванні підп'ятника. У ході дослідження, уточнені допустимі значення напруги в зоні контакту, що враховують особливості геометрії зони зіткнення тарілки з болтом.

Для жорсткого підп'ятника встановлено, що максимальні значення напружень посередині зони контакту болта і тарілки істотно відрізняються від даних аналітичного розрахунку. Середні ж напруження в області контакту узгоджуються з напруженнями, що отримані при аналітичному розрахунку, і не перевищують допустимих значень. Це викликано тим, що в аналітичному методі використовується спрощений опис характеру розподілу контактних зусиль в області взаємодії, заснований на припущенні про їх рівномірний характер. У тривимірному розрахунку характер розподілу зусиль по області контакту має більш складний характер і в цілому відповідає відомому розподілу в завданні Герца.

Результати розрахунку камери гідравлічного підп'ятника за допомогою запропонованого методу і аналітичного методу, заснованого на інженерному підході, добре узгоджуються між собою. Відмінність між максимальними значеннями напружень, які отримані аналітично і за допомогою запропонованого методу, не перевищує 10%. Також для гідравлічного підп'ятника проведено втомний розрахунок і показано, що термін експлуатації підп'ятника даного типу значно перевищує необхідний термін експлуатації генератора.

У сьомому розділі представлені дослідження НДС системи кріплення статора генератора до корпусу і термонапруженого стану міжполюсних з'єднань ротора для генераторів великої потужності. Ці вузли працюють в умовах складного напруженого стану, зумовленого дією силових і температурних навантажень, і вимагають урахування в розрахунку контактної взаємодії елементів вузлів. Основними елементами даних вузлів є пластинчасті елементи. Розроблено метод проведення розрахункових досліджень складнонапруженого стану цих елементів. За допомогою цих методів у програмному комплексі SolidWorks Simulation проведено 3D дослідження міцності цих вузлів при аварійних силових впливах, що виникають в момент короткого замикання, з урахуванням температурних навантажень. У розділі детально розглянуті основні типи кріплення осердя статора до корпусу, проаналізовано основні експлуатаційні та аварійні навантаження, що діють на них.

Дана нова постановка задачі про розрахунок міцності вузла підвіски статорів турбогенерторів потужністю 250 МВт і 325 МВт, яка заснована на тривимірному моделюванні. Розрахунок підвіски проводиться з урахуванням дії осьових зусиль розтягування/стиснення, що діють на плоску пружину при короткому двухфазному замиканні. При цьому враховуються температурні впливи на вузол підвіски, які виникають внаслідок нагрівання деталей. Результати розрахунку за запропонованою методикою зіставлялися з даними розрахунку, отриманими за класичною інженерною методикою. Показано, що максимальна відміна результатів розрахунку за пропонованим методом і з інженерної методиці не перевищує 15%. Це з одного боку підтверджує достовірність отриманих результатів, а з іншого – свідчить про необхідність проводити остаточний розрахунок вузла, використовуючи тривимірне моделювання, для уточнення отриманих значень напружень.

Дана нова тривимірна постановка і запропонована уточнена методика розв’язання задачі про визначення НДС міжполюсної перемички ротора, на яку діють відцентрові зусилля від обертання ротора, температурні

навантаження, викликані нагріванням вузла при проходженні струму з урахуванням охолодження на краях, що залежить від швидкості обертання самого ротора. Проведено дослідження міцності міжполюсної перемички при короткому замиканні, яке супроводжується різким збільшенням частоти обертання ротора до моменту спрацьовування системи відключення. Вперше розглянуто НДС міжполюсної перемички з урахуванням реальної залежності частоти обертання ротора від часу в момент короткого замикання. Розрахунок дозволив визначити не тільки максимальні напруження, а й характер їх зміни в часі. Крім цього розглянуто термонапружений стан при максимальній угонній частоті обертання. Як витікає з отриманих результатів, змінення температурного режиму впливає на роботу вищевказаного вузла.

Розрахунок термонапруженого стану міжполюсного з'єднання при короткому замиканні показав, різниця результатів, отриманих аналітичним методом та за допомогою 3D аналізу, складає понад 20%. При цьому розподіл напружень в перемичці має складний характер, який інженерна методика може врахувати лише в середньому. Це свідчить про необхідність проведення 3D аналізу для уточнення максимальних і середніх значень у вузлі, а також в необхідності проведення розрахунків згідно із реальними параметрами роботи генератора при короткому замиканні.

Для актуалізації отриманих результатів використано метод Hot Spot Stress (HSS) у постановці лінійної поверхневої екстраполяції (LSE) для коригування результатів розрахунків, отриманих МСЕ. Цей метод застосовувася для аналізу збіжності результатів розрахунків та був проведений для камер підп'ятника, короба турбогенератора і міжполюсної перемички ротора. Збіжність підтверджена на рівні 2%.

У дисертаційній роботі на основі єдиної методології вирішена важлива науково-технічна проблема, що полягає в розробці ефективних методів дослідження НДС елементів конструкцій та вузлів гідрогенераторів, генераторів-двигунів, турбогенераторів великої потужності при впливі силових та температурних навантажень. Отримані результати є теоретичною і

практичною основою для інженерних розрахунків міцності елементів конструкцій генераторів великої потужності.

Достовірність отриманих результатів установлено шляхом їх порівняння з аналітичними розв'язками, що зазвичай використовуються при проектуванні електричних машин, отриманими за класичними інженерними методиками, а також з даними експериментальних досліджень.

Результати дисертаційної роботи використано на ДП «Завод «Електроважмаш» (м. Харків) при проектуванні нових та реконструкції існуючих елементів конструкцій генераторів середньої та великої потужності. А саме, для Дністровської ГАЕС, Дніпро ГЕС-2, Канівської ГЕС, Середньодніпровської ГЕС, Екібастузкой ГРЕС (Казахстан) та ТЕС Сіддірганч (Бангладеш). Крім того, результати роботи впроваджені в навчальний процес на кафедрі аерокосмічної теплотехніки Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут».

Ключові слова: турбогенератори, гідрогенератори, напружено-деформований стан, міцність, термопружність, аварійні навантаження, охолоджувач.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А., Третьяк А. В. Тепловое состояние обмотки ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом. *Проблемы машиностроения*. 2015. Т. 18, № 4/1. С. 30-35.
2. Вакуленко А. Н., Кобзарь К.А., Третьяк А. В., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А., Морозинский М. И. Распознавание аварийных ситуаций крупных гидрогенераторов (гидрогенераторов-двигателей) путем многофакторного анализа сложнонапряженного состояния узлов и деталей. *Гідроенергетика України.* 2015. № 1–2. С. 23–27.

3. Кобзар К. О., Шуть О. Ю., Овсянникова О. О., Сенецький О. В., Третяк О. В. Аналіз причин пошкодження турбогенераторів та гідрогенераторів шляхом визначення складнонапруженого стану деталей. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ».2016. № 8 (1180). С. 136–142.
4. Третяк О. В., Сенецький О. В., Шуть О. Ю., Доценко В. М., П'ятницька Є. С. Складнонапружений стан деталей генераторів великої потужності. *Вестник двигателестроения*. 2016. № 2. С. 108–114.
5. Третьяк О. В., Шуть О. Ю., Трибушной М. В. Аналіз теплового стану хрестовини гідрогенератора – двигуна великої потужності за особливих умов експлуатації. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2017. № 11 (1233). С. 49–54.
6. Третьяк А. В., Шуть А. Ю., Гакал П. Г., Полиенко В. Р. Особенности математического моделирования теплового состояния гидрогенераторов капсульного типа. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2017. № 10 (1232). С. 44–51.
7. Gakal P., Ovsiannykova O., Przybysz J., Tretiak O. Metoda wyznaczania rozkładu temperatur w uzwojeniu wirnika chłodzonego bezpośrednio wodorem. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2017. № 2. S. 43–47.
8. Tretiak O. V. Mathematical simulation of thermal condition of a brushcontact device in a three-dimensional setting. *Проблемы машиностроения.* 2018. Т. 21, № 2. С. 19–24.
9. Tretiak O. Peculiarities of Designing of Suspensions for Stators of High Power Turbogenerators. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 12 (1288). С. 83–88.

10. Кобзарь К. О., Третьяк О. В., Шуть О. Ю., Полієнко В. Р., Гакал П. Г., П'ятницька Є. С. В Розроблення й впровадження перспективних методів розрахунку і моделювання при проектуванні та експлуатації потужних турбогенераторів та гідрогенераторів для ТЕС, АЕС, ГЕС, ГАЕС. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії.* Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 5 (1281). С. 38–45.
11. Kobzar K., Tretiak O., Ovsiannykova O., Poliienko V., Gakal P. Designing of high power turbogenerators. *Vestnik KazNRTY*. 2018. № 4 (128). P. 164–169.
12. Tretiak O. Peculiarities of determining of the time between failures of the hydrogenerator thrust bearing unit by the methods of three-dimensional modeling. *Vestnik KazNRTY*. 2018. № 5 (129). P. 113–118.
13. Tretiak O., Kobzar K., Shut' O., Poliienko V., Gakal P. Peculiarities of three-dimensional calculation of large units of generators by finite element methods. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2018. № 5–6. P. 16–20.
14. Tretiak O., Kobzar K., Shevchuc P., Shut O., Repetenko M., Poliienko V. Analysis of destruction causes of retaining ring of turbogenerator. *Авиационно-космическая техника и технология. Збірник наукових праць.* Харьков, НАКУ "ХАИ", 2018. № 7(151). С. 68–74.
15. Tretyak A., Shut A., Gakal P. Influence of thermal and mechanical factors on the stressed state of large components of hydrogenerator-motors. *Проблемы машиностроения.* 2018. Т. 21, № 3. С. 31–38.
16. Przybysz J., Tretiak O., Shut O., Gakal P., Korohodskiy V., Poliienko V. Operation and Design Properties of Limit Power Turbo-Generator Rotors. *Acta Energetica*. 2018. № 3(36). P. 93–98.
17. Tretiak O., Kobzar K., Repetenko M. The methodology for calculating of gas coolers for turbogenerators in three-dimensional setting. *European Sciences review*. 2018. Vol. 1, № 9–10. P. 119–123.
18. Tretiak O., Kobzar K., Kovryga A., Tribushnoi N., Piatnytska Ye. Contact tasks in energetics. practical and theoretical rationale for usage of new fem

methods. Austrian. *Journal of Technical and Natural Sciences*. 2019. № 1–2. P. 20–27.

19. Tretiak O., Kobzar K., Gakal P., Chorna N., Tribushnoi N., Nurmetov R. Basics of parametric modeling of turbogenerators. *East European Scientific Journal*. 2019. № 1(41), part 1. P. 35–41.
20. Третьяк А. В., Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Репетенко М. В., Трибушной Н. В., Барышева Е. С. Методы определения напряженно-деформированного состояния коробов турбогенераторов в трехмерной постановке и их верификация на стенде завода. *East European Scientific Journal*. 2019. № 3(43), part 4. P. 71–78.
21. Третьяк А. В., Коврига А. Е., Репетенко М. В., Нурметов Р. Р. Исследование теплового состояния гидрогенератора зонтичного типа методами CAE. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2019. № 3 (1328). С. 42–46.
22. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 25208. Ком`ютерна програма "Методика подбора чисел зубьев планетарных механизмов". Автори Третьяк О. В., Доценко В. М. Дата реєстрації 04.08.08.
23. Пат. на корисну модель 75734 Україна, МПК[7] H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення котушок, розташованих на полюсах електричної машини / Грубой О. П., Коврига А. Є., Шикаленко О. А., Третяк О. В., Козловський А. М. – № u201206846; заявл. 05.06.12; опубл. 10.12.2012, Бюл. № 23. – 5 с.
24. Пат. на корисну модель 94663 Україна, МПК[6] H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення котушок, розташованих на полюсах електричної машини / Грубой О. П., Шикаленко О. А., Коврига А. Є., Третяк О. В., Овсянникова О. О. – № u201406019; заявл. 02.06.14; опубл. 25.11.2014, Бюл. № 22. – 5 с.

25. Третяк О. В., Шуть О. Ю., Сенецький О. В. Дослідження теплового стану гідро- та турбогенераторів. *Інформатика. Культура. Техніка*: тези доп. IV укр.-нім. конф. (30 червня – 02 липня 2016 р.). Одеса: Одес. нац. політехн. ун-т, 2016. С. 73.

26. Третяк О. В., Шуть А. Ю., Гакал П. Г, Сенецький О. В. Зворотні задачі теплообміну в генераторобудуванні. *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні 2016*: матеріали всеукр. наук.-техн. конф. Т. 1. (15–18 лист. 2016 р.) Харків: НАКУ «ХАІ», 2016. С. 72.

27. Третяк О. Оптимальне проектування генераторів шляхом координації конструкторських і технологічних служб на етапах ескізного проектування: тези доп. XXIII міжнар. конгресу двигунобудівників (02 – 04 вер. 2018 р.) Коблево: НАКУ «ХАІ», НТУ «ХПІ», ДП «ЗМБ КБ «ПРОГРЕС» ім. ак. ІВЧЕНКА», АО «МОТОРСІЧ», ПАТ «ФЕД», ЧНУ ім. П. МОГИЛИ, НУК ім. адм. МАКАРОВА, 2018. С. 29.

28. Третяк О. В., Шуть О. Ю., Гакал П. Г., Поліенко В. Р. Розрахунок і проектування гідрогенераторів капсульного типу сучасними методами математичного моделювання в тривимірній постановці. *Фізичні та комп'ютерні технології*: матеріали *XXII міжнар. наук.-практ.* конф. (Харків, 7–9 грудня 2016 р.). Х.: МІН-ВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ, ХНЕУ ім. С. Кузнеця, ПАТ «ФЕД», ПрАТ ХМЗ «ПЛІНФА», ТОВ Тех. Центр «ВаріУс», ДП «УкрНТЦ «Енергосталь», Приазовський ДТУ, Одеський НПУ, Луцький НТУ, НТУ «ХПІ», ПАТ «Завод «Південкабель», ПАТ «Світло шахтаря», ТОВ «Імперія металів», ІНТМ ім. В. М. Бакуля, НАН України, Харківський НТУСГ ім. Петра Василенка, Університет, Делі (Індія), Політехнічний університет (м. Валенсія, Іспанія), Грузинський технічний університет (м. Тбілісі, Грузія), ДНВО «Центр» НАН Білорусі (м. Мінськ), Вища технічна школа механіки (Сербія), Технічний університет (м. Кишинів, Молдова), 2016. С. 460.

29. Tretiak O., Gakal P., Ovsiannykova O., Przybysz J. Stan cieplny wirnika turbogeneratora chłodzonego bezpośrednio wodorem. *LII Midzynarodowe*

Sympozjum Maszyn Elektrycznych SME 2016: Materiały konferencyjne konferencje. (20–22 June 2016) Poland, Kazimierz Dolny: Zakład Maszyn Elektrycznych Politechniki Warszawskiej, Instytut Elektrotechniki w Warszawie, Instytut Energetyki w Warszawie, Komitet Elektrotechniki Polskiej Akademii Nauk. Sekcja Maszyn Elektrycznych i Transformatorów, Wydział Elektryczny Politechniki Warszawskiej, Politechnika w Dreźnie, Stowarzyszenie Elektryków Polskich, Polskie Towarzystwo Elektrotechniki Teoretycznej i Stosowanej, 2016. S. 29

30. Tretiak O., Shut O. Designing of high power generators. *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні:* матеріали всеукр. наук.-техн. конф. 2017: Т. 1. Харків: НАКУ «ХАІ», 2017. С. 91.

ANNOTATION

Tretiak A. V. Strength of High Power Turbogenerators and Hydrogenerators Units. - Qualifying scientific work on the rights of the Manuscript.

Dissertation for the Academic Degree of Doctor of Technical Sciences in Specialty 05.02.09 - Dynamics and Strength of Machines. - A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the NASU, Kharkiv, 2020.

In recent decades, there is a tendency that can be observed not only to increase the efficiency (efficiency) of the electric machines, and also to reduce its mass and dimensional indices per unit of capacity. As a rule, this is due to the increase in computer power and the occurrence of new materials, which allows more accurately modeling of the electric-magnetic, mechanical, temperature and ventilation processes in the electric machines and reduce the weight of the machine units.

Nowadays, in Ukraine the main part of electric power is produced at thermal, nuclear and hydro-electric power plants, where Turbogenerators and Hydrogenerators are in operation, respectively. The most part of the units are already at the limit of their regulatory service life deadlines, and a part of them are on the verge of expiration due to insufficient funding of the energy industry. At that, the operating modes of the electric machines complicate uneven loads in the electric network, causing both overload of the generators (transition to emergency modes, due to failure of the generators at the stations or increase in energy consumption) and their shutdown (decrease in energy consumption). The solution to this problem is the partial modernization of existing units to increase their capacity and the parallel gradual replacement of the rest of the long standing machines with more powerful and lighter.

In general, modernization often increases the amount of copper in the winding by reducing the insulation thickness (using new materials) and reducing the length of the stator and rotor cores, as well as trying to lighten the auxiliary units in the unit and improve ventilation systems. Therefore, at modernization parameters of temperature and power loadings on elements of designs that demands carrying out check calculations of their strength, can change.

In the most of cases, in order to calculate the ventilation and thermal processes, as well as, the strength of the design, simplified techniques are used, which solve single-dimensional or two-dimensional tasks. As a result, the average values of the parameters in certain areas are obtained and compared with the values given in the regulatory norm documentation. At that, possible inaccuracies of calculation are compensated by introduction of the increased coefficients of a margin, which are chosen on the basis of experience of electric machines operation. Therefore, the development of a unified methodology for calculating the strain-stressed state of high-power generators, based on a combination of analytical and three-dimensional calculations that improve the accuracy of the task, is of great scientific and practical interest.

The purpose of the dissertation work is designing of the effective methods for estimating the strain-stressed state of the design elements of Turbogenerators and Hydrogenerators, high-power Generators-Motors at rated and emergency modes based on the modern methods of three-dimensional computer modeling, which will let carry out the strength analysis of the generator design elements and improve reliability of operation of high-power electric machines.

In the first section of the dissertation work the analysis of the world trends in the generator development and the current state of power generating equipment in Ukraine is considered. The main attention is paid to the analysis of the main damages of the generator units, which lead to failure and the problem of creating an expert control system of electric machines units problem at stations for detection and prevention of emergency situations. The review of existing mathematical models and methods of calculation of the strain-stressed state of generators design

elements is carried out. In practice, engineering methods based on simplified analytical methods for the geometry of elastic bodies and for determining the limiting conditions of the temperature task are usually used to calculate the complex thermal elastic state of the generator design elements. This is due to the technical complexity of the numerical simulation of the gas-dynamic task for the generator as a whole.

A review of existing studies of the strain-stressed state of design elements of high-power synchronous machines has shown that there is very little research in the three-dimensional formulation of tasks. The most often, only individual structural elements are studied, but in general, the design is usually not considered. To consider three-dimensional tasks for calculating of the strain-stressed state of the design elements and the cooling system of the generator, the most promising is the finite element method.

In the second section a general methodology for strength calculation of the components and parts of high-power generators, which takes into account the peculiarities of the generator and is based on solving a set of tasks namely thermal elasticity, thermal conductivity and gas dynamics within a single methodology, is considered. The task is assumed to be unrelated and therefore based on the consistent solving of the tasks with their iterative review. Solving of the tasks is carried out in the software package SolidWorksSimulation.

In contrast to the classical method, the three-dimensional task of gas dynamics for the generator as a whole is considered here, taking into account the turbulence of the flow. This allows obtaining reviewed local heat transfer characteristics, rather than averaged over characteristic surfaces.

Within the limits of three-dimensional modeling for the analysis of the strain-stressed state of design elements three main problems are solved:

- determining of the parameters of heat transfer of the generator units by solving the three-dimensional problem of ventilation of the generator as a whole;
- determining of the temperature fields in the generator units;

- determining of the strain-stressed state of the generator units at known power and temperature loads.

Defining equations are obtained from variational principles using MCE. To solve the problems of thermal conductivity and thermal elasticity, a finite element in the form of a tetrahedron with linear and quadratic approximation of the required values is used. The problem of thermal elasticity is formulated in geometrically and physically linear formulation.

In order to solve the task of the generator gas dynamics, a finite element in the form of a parallelepiped is used, where averaged as per Reynolds, Navier-Stokes equations were used. A standard k-ε turbulence model was used to close the system of equations.

The contents of the third section are calculations, based on the proposed common methodology, of the entire cooling system as a whole for Hydrogenerators and Turbogenerators at rated and emergency modes. The developed approach with application of three-dimensional modeling of all cooling system as a whole allowed to receive local characteristics of heat transfer on the design elements of the generator which are necessary for an estimation of a thermal stressed condition of the units. The calculation was carried out using the software package SolidWorksFlowSimulation.

The calculation of the ventilation system of the bulb generator SGKZ 538/ 160-70 of Kaniv HPP is carried out. The rated mode of operation of the generator and two emergency ones, related to the switching-off of the electric fans are considered. It is established that at rated mode of operation the temperature of active units of the generator does not exceed admissible values, and at emergency mode the temperature values in a stator and rotor exceeded admissible ones.

The reliability of the results is confirmed by comparison with the data of analytical calculation based on the method of expanded thermal (equivalent) schemes, as well as, with experimental data. The results of calculations by two methods are qualitatively and quantitatively consistent with each other.

As a result, an improved dual-contour cooling system of the generator was proposed. An additional centrifugal fan located on the rotor of the Hydrogenerator was put into operation, which allowed to provide the necessary parameters of the cooling system for emergency modes.

The calculation of the ventilation system of Hydrogenerator SVKr 1347 / 150-96 of Kremenchug HPP is carried out. The cooling medium of the Hydrogenerator is air. The air is forced by a rotor, in the rim of which radial ventilation ducts are made. The necessary capacities of the forcing element of the ventilation system of the Hydrogenerator were determined, which allowed not to exceed the critical temperatures. In order to ensure reliable operation of the ventilation system, on the rotor rim were designed guide ducts to ensure the required air flow and prevent overheating of the rotor and stator. The reliability of the results is confirmed by comparison with data obtained by the classical analytical method.

The operation of the generator ventilation system depends on the efficiency of the heat-exchanger, which provides cooling of the heated gas to the required temperature. Therefore, the calculation of the heat-exchanger of the Turbogenerator rated 220 W, which takes into account the actual parameters of the gas, taking into account the thermal state of the system as a whole. The analysis of comparison of experimental data with the results received by means of the offered method is carried out.

The method for definition of a thermal condition of the brush-holders device in three-dimensional formulation, taking into account the thermal release caused by electric and mechanical actions, is developed. The calculation is based on the combination of a three-dimensional solving by the CFD method and an analytical solving of the thermal task.

In the fourth section the results of the study of the strain-stressed state of the duct and the spider of generators of different power under the influence of operating and emergency pressures are indicated. The task was solved in a three-dimensional formulation using MCE on the basis of the proposed methodology, based on a

consistent consideration of ventilation tasks and analysis of the strain-stressed state of the design.

The strain-stressed state of the duct of Turbogenerator TGV-500 under the influence of excess pressure and temperature load was studied. The load parameters were determined by solving of three-dimensional gas-dynamic task. As a result of the calculation it was found that the excess pressure is unevenly distributed around the perimeter of the duct, which was not previously taken into account.

In order to assess the reliability of the proposed methodology, the results of the calculation are compared with the data of experimental studies. The proposed methodology allows you to perform calculations with a high degree of accuracy, which can not be obtained using only analytical methods. It is established that the use as initial conditions of pressure data obtained by combining analytical and CFD methods, allows you to perform calculations with an accuracy of at least 0.06%.

The strain-stressed state in the spider of the Dnieper HAPP Hydrogenerator-Motor rated 325 MW under the influence of temperature and power loads was studied. During the operation of this Hydrogenerator there was a significant heating of the spider caused by eddy currents. Therefore, it was necessary to assess the stresses in the spider that occurred at heating. For the first time the influence of temperature heating on the strain-stressed state of the spider is considered. The simulation of the spider heating was carried out using point heat sources distributed over the entire volume of the spider. The power of these sources is determined on the basis of experimental data on the heating temperature of the spider. The results of the calculation of the temperature fields showed a significant heating of the upper shelf of the foot of the spider, which resulted in the thermal expansion of the spider and the appearance of additional forces in the spacer-jack.

The theoretical substantiation of the choice of the necessary class of integrity for the metal used at manufacturing of the spider is carried out. In the simulation, in the most loaded area of the spider, was introduced "elementary defect" in the form of a sphere, the dimensions of which correspond to the parameters of the allowable defect for this class of integrity. The results of calculations are given for the new

unit, as well as, after 40 years of operation. The calculations show that to ensure long-term strength it is necessary to use thick-rolled steel St3 with an integrity class not lower than the second class.

In the fifth section the task for determining of the strain-stressed state of the rotor retaining rings unit of Turbogenerator under the influence of power and temperature loads is formulated. The stressed state of the retaining rings unit of Turbogenerator rated of 560 MW under the influence of temperature loads and centrifugal forces at rated and run away rotational speed, taking into account the fit forces, was studied. The calculation scheme of the retaining rings unit is given and a numerical study of the stressed state of the Turbogenerator rotor is carried out. The results of calculation of stress fields in the rotor body, retaining and centering rings are given. It is shown that the stress field that occurs in the retaining rings unit has a complex nature due to the presence of holes, which cannot be taken into account at calculating by classical engineering methods.

The disconnecting rotational speeds of the retaining rings unit for cold and hot conditions were determined. It is established that the disconnecting rotational speeds for the retaining ring and the rotor body, as well as the retaining and centering ring for the cold and heated state differ significantly. The values of the disconnecting rotational speeds for all parts are higher than the rated rotational speed.

Besides, in the section the setting of boundary conditions and numerical results of the calculation of the strain-stressed state in the pressing-down flanges of Turbogenerators of the TGV series of different capacities produced by SE "Plant "Electrotyazhmash" are indicated.

In the sixth section the results of the study of the support units of the high-power generator are indicated. It is shown that the most loaded elements that absorb contact loads are rigid thrust bearings, namely plates and support bolts. The strain-stressed state study was carried out for two-row thrust bearings of rigid type (Nurek HPP) and hydraulic type (Dniester PSP) produced by SE "Plant "Electrotyazhmash". The tasks and results of calculation of the strain-

stressed state of thrust bearings at three-dimensional modeling and the classical analytical approach which was used at designing of a thrust bearing are indicated. In the course of the research, the allowable values of the voltage in the contact zone were specified, taking into account the peculiarities of the geometry of the contact zone of the plate with the bolt.

For a rigid thrust bearing, it is established that the maximum values of stresses in the middle of the contact zone of the bolt and the plate differ significantly from the data of the analytical calculation. The average stresses in the contact area are consistent with the stresses obtained in the analytical calculation, and do not exceed the allowable values. This is due to the fact that at the analytical method a simplified description of the nature of the distribution of contact forces in the field of interaction, based on the assumption of their uniform nature, are used. In three-dimensional calculation, the nature of the distribution of forces in the area of contact is more complex and generally corresponds to the known distribution in the Hertz problem.

The results of the calculation of the hydraulic thrust bearing chamber using the proposed method and the analytical method based on the engineering approach are well consistent with each other. The difference between the maximum values of stresses, which are obtained analytically and using the proposed method, does not exceed 10%. Also for the hydraulic thrust bearing, a fatigue calculation was performed and it was shown that the service life of the thrust bearing of this type significantly exceeds the required service life of the generator.

In the seventh section the strain-stressed state research of the generator stator fastening system to the housing and the thermo-stress state of the inter-polar connections of the rotor for high-power generators is indicated. These units operate in conditions of a complex stressed state due to the action of force and temperature loads, and require consideration in the calculation of the contact interaction of the elements of the units. The main elements of these units are plate elements. A method for carrying out of computational studies of the complex stressed state of these elements was developed. A 3D study of the strength of these components in

the case of emergency forces occurring at the moment of short-circuit, taking into account temperature loads, was carried out using these methods in the software package SolidWorksSimulation. In the section in detail the main types of attachment of the stator core to the body are considered, and the main operational and emergency loads acting on them are analyzed.

A new formulation of the task of calculating the strength of the stators suspension unit of Turbogenerators with a capacity of 250 MW and 325 MW, which is based on three-dimensional modeling, is given. The calculation of the suspension is made taking into account the action of axial tensile / compressive forces acting on a flat spring at two-phase short-circuit. At that the temperature effecting on the suspension unit, which occur due to heating of the parts should be taken into account. The results of the calculation according to the proposed method were compared with the calculation data obtained by the classical engineering method. It is shown that the maximum deviation of the calculation results by the proposed method and the engineering method does not exceed 15%. This, on the one hand, confirms the reliability of the obtained results, and on the other hand, indicates the need to perform a final calculation of the unit, using three-dimensional modeling, to clarify the obtained values of stresses.

A new three-dimensional formulation and a refined method for solving of the problem of determining the of the strain-stressed state of the inter-polar jumper of the rotor, which is acted by centrifugal forces from the rotation of the rotor, temperature loads caused by heating of the unit during current, taking into account cooling at the edges, depending on the rotational speed of the rotor itself. A study of the strength of the inter-pole jumper in the event of short-circuit, which is accompanied by sharp increase of the rotational speed of the rotor until the tripping system is triggered, was carried out. For the first time, the strain-stressed state of the inter-pole jumper is considered, taking into account the real dependence of the rotor rotational speed on the time at the moment of short-circuit. The calculation allowed to determine not only the maximum stresses, but also the nature of their changes over time. Besides, the thermal stressed state at the maximum rotational speed is

considered. As follows from the results, the changes in temperature affect the operation of the above unit.

The calculation of the thermo-stressed state of the inter-polar connection during short-circuit showed that the difference between the results obtained by the analytical method and with the help of 3D analysis is more than 20%. In this case, the distribution of stresses in the jumper has a complex character, which engineering techniques can take into account only in the average. This indicates the need for 3D analysis to clarify the maximum and average values in the unit, as well as the need to perform calculations according to the real parameters of the generator at short-circuit.

In order to update the obtained results, the HotSpotStress (HSS) method was used in setting the linear surface extrapolation (LSE) to adjust the results of calculations obtained by the MCE. This method was used to analyze the convergence of the calculation results and carried out for the bearing chambers, the Turbogenerator duct and the inter-polar jumper of the rotor. The convergence is confirmed at the level of 2%.

In the Dissertation work at the basis of unified methodology an important scientific and technical problem, which is to develop effective methods for the study of strain-stressed state of design elements and units of Hydrogenerators, generators-motors, high-power Turbogenerators under the influence of power and temperature loads is solved. The obtained results are a theoretical and practical basis for engineering calculations of the strength of design elements of high-power generators.

The reliability of the obtained results is established by their comparing with analytical solutions commonly used at designing of electric machines (EM) obtained by classical engineering techniques and methods, as well as with experimental data.

The obtained results of the Dissertation work were used at SE "Plant "Electrotyazhmash", Kharkiv at developing of new design elements of the generators of average and high power and refurbishment of the existing ones.

Namely for Dniester HAPP, Dnipro HPP-2, Kaniv HPP, SredneDnieprovska HPP, Ekibaztuz HPP, (Kazakhstan) and Siddirganj TPP, (Bangladesh). Besides, the results of the work are put into practice in the educational process at the Department of Aerospace Heat Engineering of the NASU (National AeroSpace University) "KhAI" named after Zhukovskyi.

Key words: Turbogenerators, Hydrogenerators, Strain-Stressed State, strength, thermal elasticity, emergency loads, cooler.

LIST OF PUBLICATIONS OF THE APPLICANT

1. Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А., Третьяк А. В. Тепловое состояние обмотки ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом. *Проблемы машиностроения*. 2015. Т. 18, № 4/1. С. 30-35.
2. Вакуленко А. Н., Кобзарь К.А., Третьяк А. В., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А., Морозинский М. И. Распознавание аварийных ситуаций крупных гидрогенераторов (гидрогенераторов-двигателей) путем многофакторного анализа сложнонапряженного состояния узлов и деталей. *Гідроенергетика України.* 2015. № 1–2. С. 23–27.
3. Кобзар К. О., Шуть О. Ю., Овсянникова О. О., Сенецький О. В., Третяк О. В. Аналіз причин пошкодження турбогенераторів та гідрогенераторів шляхом визначення складнонапруженого стану деталей. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ».2016. № 8 (1180). С. 136–142.
4. Третяк О. В., Сенецький О. В., Шуть О. Ю., Доценко В. М., П'ятницька Є. С. Складнонапружений стан деталей генераторів великої потужності. *Вестник двигателестроения*. 2016. № 2. С. 108–114.

5. Третьяк О. В., Шуть О. Ю., Трибушной М. В. Аналіз теплового стану хрестовини гідрогенератора – двигуна великої потужності за особливих умов експлуатації. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2017. № 11 (1233). С. 49–54.
6. Третьяк А. В., Шуть А. Ю., Гакал П. Г., Полиенко В. Р. Особенности математического моделирования теплового состояния гидрогенераторов капсульного типа. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2017. № 10 (1232). С. 44–51.
7. Gakal P., Ovsiannykova O., Przybysz J., Tretiak O. Metoda wyznaczania rozkładu temperatur w uzwojeniu wirnika chłodzonego bezpośrednio wodorem. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2017. № 2. S. 43–47.
8. Tretiak O. V. Mathematical simulation of thermal condition of a brushcontact device in a three-dimensional setting. *Проблемы машиностроения.* 2018. Т. 21, № 2. С. 19–24.
9. Tretiak O. Peculiarities of Designing of Suspensions for Stators of High Power Turbogenerators. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 12 (1288). С. 83–88.
10. Кобзарь К. О., Третьяк О. В., Шуть О. Ю., Полієнко В. Р., Гакал П. Г., П’ятницька Є. С. В Розроблення й впровадження перспективних методів розрахунку і моделювання при проектуванні та експлуатації потужних турбогенераторів та гідрогенераторів для ТЕС, АЕС, ГЕС, ГАЕС. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії.* Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 5 (1281). С. 38–45.
11. Kobzar K., Tretiak O., Ovsiannykova O., Poliienko V., Gakal P. Designing of high power turbogenerators. *Vestnik KazNRTY.* 2018. № 4 (128). P. 164–169.

12. Tretiak O. Peculiarities of determining of the time between failures of the hydrogenerator thrust bearing unit by the methods of three-dimensional modeling. *Vestnik KazNRTY*. 2018. № 5 (129). P. 113–118.

13. Tretiak O., Kobzar K., Shut' O., Poliienko V., Gakal P. Peculiarities of three-dimensional calculation of large units of generators by finite element methods. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2018. № 5–6. P. 16–20.

14. Tretiak O., Kobzar K., Shevchuc P., Shut O., Repetenko M., Poliienko V. Analysis of destruction causes of retaining ring of turbogenerator. *Авиационно-космическая техника и технология. Збірник наукових праць.* Харьков, нац. аэрокосм. ун-т "ХАИ", 2018. № 7(151). С. 68–74.

15. Tretyak A., Shut A., Gakal P. Influence of thermal and mechanical factors on the stressed state of large components of hydrogenerator-motors. *Проблемы машиностроения.* 2018. Т. 21, № 3. С. 31–38.

16. Przybysz J., Tretiak O., Shut O., Gakal P., Korohodskiy V., Poliienko V. Operation and Design Properties of Limit Power Turbo-Generator Rotors. *Acta Energetica*. 2018. № 3(36). P. 93–98.

17. Tretiak O., Kobzar K., Repetenko M. The methodology for calculating of gas coolers for turbogenerators in three-dimensional setting. *European Sciences review*. 2018. Vol. 1, № 9–10. P. 119–123.

18. Tretiak O., Kobzar K., Kovryga A., Tribushnoi N., Piatnytska Ye. Contact tasks in energetics. practical and theoretical rationale for usage of new fem methods. Austrian. *Journal of Technical and Natural Sciences*. 2019. № 1–2. P. 20–27.

19. Tretiak O., Kobzar K., Gakal P., Chorna N., Tribushnoi N., Nurmetov R. Basics of parametric modeling of turbogenerators. *East European Scientific Journal*. 2019. № 1(41), part 1. P. 35–41.

20. Третьяк А. В., Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Репетенко М. В., Трибушной Н. В., Барышева Е. С. Методы определения напряженно-деформированного состояния коробов турбогенераторов в трехмерной

постановке и их верификация на стенде завода. *East European Scientific Journal*. 2019. № 3(43), part 4. P. 71–78.

21. Третьяк А. В., Коврига А. Е., Репетенко М. В., Нурметов Р. Р. Исследование теплового состояния гидрогенератора зонтичного типа методами CAE. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2019. № 3 (1328). С. 42–46.
22. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 25208. Ком`ютерна програма "Методика подбора чисел зубьев планетарных механизмов". Автори Третьяк О. В., Доценко В. М. Дата реєстрації 04.08.08.
23. Пат. на корисну модель 75734 Україна, МПК[7] H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення котушок, розташованих на полюсах електричної машини / Грубой О. П., Коврига А. Є., Шикаленко О. А., Третяк О. В., Козловський А. М. – № u201206846; заявл. 05.06.12; опубл. 10.12.2012, Бюл. № 23. – 5 с.
24. Пат. на корисну модель 94663 Україна, МПК[6] H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення котушок, розташованих на полюсах електричної машини / Грубой О. П., Шикаленко О. А., Коврига А. Є., Третяк О. В., Овсянникова О. О. – № u201406019; заявл. 02.06.14; опубл. 25.11.2014, Бюл. № 22. – 5 с.
25. Третяк О. В., Шуть О. Ю., Сенецький О. В. Дослідження теплового стану гідро- та турбогенераторів. *Інформатика. Культура. Техніка*: тези доп. IV укр.-нім. конф. (30 червня – 02 липня 2016 р.). Одеса: Одес. нац. політехн. ун-т, 2016. С. 73.
26. Третяк О. В., Шуть А. Ю., Гакал П. Г, Сенецький О. В. Зворотні задачі теплообміну в генераторобудуванні. *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні 2016*: матеріали всеукр. наук.-техн. конф. Т. 1. (15–18 лист. 2016 р.) Харків: НАКУ «ХАІ», 2016. С. 72.

27. Третяк О. Оптимальне проектування генераторів шляхом координації конструкторських і технологічних служб на етапах ескізного проектування: тези доп. XXIII міжнар. конгресу двигунобудівників (02 – 04 вер. 2018 р.) Коблево: НАКУ «ХАІ», НТУ «ХПІ», ДП «ЗМБ КБ «ПРОГРЕС» ім. ак. ІВЧЕНКА», АО «МОТОРСІЧ», ПАТ «ФЕД», ЧНУ ім. П. МОГИЛИ, НУК ім. адм. МАКАРОВА, 2018. С. 29.

28. Третяк О. В., Шуть О. Ю., Гакал П. Г., Поліенко В. Р. Розрахунок і проектування гідрогенераторів капсульного типу сучасними методами математичного моделювання в тривимірній постановці. *Фізичні та комп'ютерні технології*: матеріали *XXII міжнар. наук.-практ.* конф. (Харків, 7–9 грудня 2016 р.). Х.: МІН-ВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ, ХНЕУ ім. С. Кузнеця, ПАТ «ФЕД», ПрАТ ХМЗ «ПЛІНФА», ТОВ Тех. Центр «ВаріУс», ДП «УкрНТЦ «Енергосталь», Приазовський ДТУ, Одеський НПУ, Луцький НТУ, НТУ «ХПІ», ПАТ «Завод «Південкабель», ПАТ «Світло шахтаря», ТОВ «Імперія металів», ІНТМ ім. В. М. Бакуля, НАН України, Харківський НТУСГ ім. Петра Василенка, Університет, Делі (Індія), Політехнічний університет (м. Валенсія, Іспанія), Грузинський технічний університет (м. Тбілісі, Грузія), ДНВО «Центр» НАН Білорусі (м. Мінськ), Вища технічна школа механіки (Сербія), Технічний університет (м. Кишинів, Молдова), 2016. С. 460.

29. Tretiak O., Gakal P., Ovsiannykova O., Przybysz J. Stan cieplny wirnika turbogeneratora chłodzonego bezpośrednio wodorem. *LII Midzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych SME 2016*: Materiały konferencyjne konferencje. (20–22 June 2016) Poland, Kazimierz Dolny: Zakład Maszyn Elektrycznych Politechniki Warszawskiej, Instytut Elektrotechniki w Warszawie, Instytut Energetyki w Warszawie, Komitet Elektrotechniki Polskiej Akademii Nauk. Sekcja Maszyn Elektrycznych i Transformatorów, Wydział Elektryczny Politechniki Warszawskiej, Politechnika w Dreźnie, Stowarzyszenie Elektryków Polskich, Polskie Towarzystwo Elektrotechniki Teoretycznej i Stosowanej, 2016. S. 29

30. Tretiak O., Shut O. Designing of high power generators. *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні:* матеріали всеукр. наук.-техн. конф. 2017: Т. 1. Харків: НАКУ «ХАІ», 2017. С. 91.

ЗМІСТ

Вступ……..…… 7

Розділ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ГЕНЕРАТОРНОГО ОБЛАДНАННЯ УКРАЇНИ ТА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКІВ ГЕНЕРАТОРІВ……..… 17

1.1 Розвиток підходів до проектування генераторів…….. 17

1.2 Сучасний стан генераторного обладнання України……. 19

1.3 Генератори великої потужності виробництва ДП «Завод «Електроважмаш»…….... 22

1.4 Типові дефекти та несправності генераторів……. 25

1.5 Проблеми створення експертної системи……...33

1.6 Аналіз міцності вузлів і деталей генераторів…… 37

1.7 Методи розрахунку НДС елементів конструкцій генераторів. 44

1.7.1 Класичні задачі теплопровідності та тепловий розрахунок генераторів……..…...45

1.7.2 Задачі термопружності та пружності елементів та вузлів генераторів. Розрахунок механічної міцності і жорсткості окремих вузлів і деталей генератора…….… 56

1.8 Висновки по розділу 1……..… 70

Розділ 2 МЕТОДОЛОГІЯ РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ В ТРИВИМІРНІЙ ПОСТАНОВЦІ…….. 72

2.1 Особливості міцнісного розрахунку генераторів великої потужності…….…… 72

2.2 Загальна постанова задач та методика проведення розрахунку……. 82

2.3 Математична постановка задачі термопружності та основні співвідношення математичного апарату……84

2.4 Постановка задачі нестаціонарної теплопровідності……... 98
2.5 Постановка задачі системи охолодження……... 101
2.6 Висновки по розділу 2……..… 107
Розділ 3 МОДЕЛЮВАННЯ, РОЗРАХУНОК І АНАЛІЗ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГЕНЕРАТОРА……..….108
3.1 Постановка задач……... 108
3.2 Дослідження системи охолодження для Канівської ГЕС…..… 112
3.2.1 Опис системи охолодження Канівської ГЕС. Визначення граничних умов…….…… 112
3.2.2 Чисельні результати……..… 117
3.2.3 Верифікація результатів…….. 122
3.2.4 Визначення коефіцієнтів теплообміну……..….. 127
3.2.5 Тепловий розрахунок гідрогенератора капсульного типу потужністю 22000 кВт……..… 130
3.2.6 Розрахунок модернізованого генератора……... 133
3.3 Дослідження робочих тисків в каналах гідрогенератора Кременчуцької ГЕС……..…… 139
3.4 Розрахунок роботи теплообмінника турбогенератора потужністю 220 Вт……..….. 148
3.4.1 Загальна постановка задачі для теплообмінника……..……. 149
3.4.2 Система вентиляції турбогенератора потужністю 220 МВт….150
3.4.3 Визначення теплового стану газоохолоджувача в тривимірній постановці……..….. 152
3.4.4 Зіставлення розрахункових і експериментальних даних……. 156
3.5 Математичне моделювання теплового стану апарату щіткотримачів у тривимірній постановці……..…..….. 157
3.6 Висновки по розділу 3…….…… 169

Розділ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОСНОВНИХ КОРПУСНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГЕНЕРАТОРА……..……. 172
4.1 Загальна постановка задачі про дослідження НДС корпусних елементів……... 172
4.2 Дослідження НДС короба……..….. 175
4.2.1 Постановка задачі…… 175
4.2.2 Розрахунок міцності коробів генераторів великої потужності 178
4.2.2.1 Визначення початкових умов для завдання міцності…… 178
4.2.2.2 Побудова сітки кінцевих елементів і розрахунок НДС короба 184
4.2.2.3 Експериментальне дослідження деформацій короба…… 189
4.2.3 Дослідження міцності короба генератора потужністю 560 МВт……..192
4.3 Дослідження НДС хрестовини…… 210
4.3.1 Постановка задачі…… 210
4.3.2 Дослідження впливу нагріву хрестовини на НДС конструкції 216
4.3.3 Дослідження впливу класу суцільності металу на НДС хрестовини……. 222
4.4 Висновки по розділу 4…….. 227
Розділ 5 ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ БАНДАЖНОГО ВУЗЛА ТА НАТИСКНОГО ФЛАНЦЯ……..……..……..……..…… 229
5.1 Дослідження міцності бандажного вузла……... 229
5.1.1 Опис бандажного вузла і навантажень, що діють на нього….. 229
5.1.2 Постановка задачі…….…… 235
5.1.3 Чисельне дослідження бандажного вузла…….… 237
5.2 Дослідження НДС натискного фланця……..…... 259
5.3 Висновки по розділу 5…….. 262
Розділ 6 ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ ГЕНЕРАТОРА…….……..…… 264

6.1 Постановка задачі…… 264
6.2 Дослідження НДС підп'ятника жорсткого типу……..……..… 272
6.2.1 Розрахункова схема аналітичного методу……..…… 272
6.2.2 Реалізація методу тривимірного розрахунку…… 275
6.3 Розрахунок підп'ятника на гідравлічній опорі…….. 278
6.3.1 Аналітичний розрахунок…….…… 279
6.3.2 Тривимірне чисельне розв’язання……...…… 281
6.4 Висновки по розділу 6…….…… 287
Розділ 7 ДОСЛІДЖЕННЯ НДС СИСТЕМИ КРІПЛЕННЯ СТАТОРА ГЕНЕРАТОРА І МІЖПОЛЮСНИХ З'ЄДНАНЬ РОТОРА…. 289
7.1 Дослідження НДС пружної підвіски статора генератора…… 289
7.1.1 Вузол кріплення статора двополюсного турбогенератора і умови його експлуатації……... 289
7.1.2 Постановка задачі…….……..…297
7.1.3 Дослідження міцності підвіски статора генератора потужністю 325 МВт и 250 МВт…….… 300
7.1.3.1 Розрахунок підвіски інженерним методом……....304
7.1.3.2 Визначення потужності нагріву міжполюсного з'єднання…... 314
7.2 Дослідження міцності міжполюсних з'єднань ротора……..…318
7.2.1 Постановка задачі…….…… 318
7.2.2 Параметри обертання ротора…….….. 324
7.2.3 Визначення температури міжполюсних перемичок……..… 325
7.2.3.1 Визначення коефіцієнта тепловіддачі……..…...325
7.2.3.2 Визначення потужності нагріву міжполюсного з'єднання…... 328
7.2.4 Результати чисельного дослідження……..…329
7.2.5 Дослідження міцності перемички при впливі відцентрових сил при угонній частоті обертання……..…336
7.3 Дослідження збіжності результатів методом HSS……....340
7.4 Висновки по розділу 7……..…… 346

Висновки…….…… 350
Список використаних джерел…….…….. 354
Додаток А. Список публікацій за темою дисертаційної роботи…..…… 390
Додаток Б. Акти впровадження результатів дисертаційної роботи…….…….... 395

ВСТУП

Сучасному гідро- і турбогенераторобудуванню характерні тенденції до збільшення потужності агрегатів, зменшення їх масогабаритних характеристик на одиницю потужності, а також до ускладнення умов роботи генераторів, що призводить до збільшення міжремонтних періодів і термінів експлуатації, зростання часу їх використання на надпроектних режимах. У зв'язку з цим підвищуються загальні вимоги до надійності енергомашинобудівного обладнання в цілому, і, отже, до міцності окремих конструкційних елементів генераторів. У зв’язку з цим, особливого значення набувають дослідження напружено-деформованого стану (НДС) елементів конструкцій та вузлів генераторів в тривимірних постановках, які дозволяють оцінити реальний запас міцності конструкцій, що надзвичайно важливо як при проектуванні нових генераторів з покращеними техніко-економічним показниками, так і при модернізації існуючого обладнання.

Актуальність теми. Сучасний стан генераторного обладнання в Україні характеризується тим, що термін служби більшості машин за нормативною документацією вже добіг кінця або закінчиться у найближчі роки, а тому необхідно проведення невідкладних робіт з оновлення та модернізації машин, а також з розробки агрегатів нового покоління.

Проектування та виготовлення нових машин, конкурентних на світовому ринку, а також ефективна модернізація існуючих агрегатів неможлива без удосконалення методів розрахунку міцності їх елементів та застосування новітніх комп’ютерних засобів для аналізу їх напружено-деформованого стану (НДС). В усьому світі спостерігається стала тенденція до збільшення потужності генераторів та зменшення їх ваги, що призводить до підвищення рівня напружень у елементах та їх перерозподілу, а це також вимагає більш удосконалених методів розрахунку їх міцності.

Складність аналізу НДС елементів конструкцій та вузлів гідро- та турбогенераторів обумовлена, перш за все, необхідністю розв’язання цілого

комплексу задач – газодинамічної, температурної та термопружної – для аналізу їх міцності при впливі температурних та силових навантажень. Елементи конструкцій генератора працюють в умовах складного навантаження, викликаного спільною дією інерційних сил від обертання ротора, сил тяжіння, навантажень, що виникають від посадок деталей з натягом, а також температурних навантажень, які виникають, перш за все, внаслідок виділення тепла в активному контурі і визначаються параметрами роботи системи їх примусового вентилювання. Це призводить при комплексному проектуванні генератора до необхідності розгляду цілого комплексу задач, пов'язаного з визначенням термонапруженого стану конструкцій, ускладненого попередніми натягами, впливом температурних полів, що залежать від параметрів роботи систем вентилювання, та багатьох інших факторів.

Для електричних машин великої потужності ще однією проблемою є наявність досить різномасштабних конструкційних елементів, що ускладнює постановку задачі аналізу НДС генератора у цілому.

Більшість елементів конструкцій генераторів працюють в умовах помірного нагріву. Але значні їх геометричні розміри можуть приводити до появи істотних переміщень та додаткових зусиль на сусідні елементи та опори, що також необхідно враховувати для генераторів великої потужності. Крім того, для цього класу машин існують особливі обмеження щодо можливої маси, геометричних параметрів ротора та генератора, які викликані неможливістю забезпечити їх необхідну міцність та жорсткість, а також транспортування до місця встановлення.

Довгий час основні розрахунки міцності елементів конструкцій генераторів проводилися аналітично за інженерними методиками, заснованими на теорії опору матеріалів. В останні десятиліття спостерігається стрімкий розвиток чисельних методів для аналізу НДС елементів конструкцій генераторів. Зараз найчастіше для дослідження їх міцності застосовуються чисельні методи, засновані на методі скінченних елементів (МСЕ). Основна

особливість сучасного етапу полягає в переході від більш простих моделей до складніших, які мають більш високу точність і універсальність. З урахуванням вищевказаного розробка методології розрахунку НДС конструкцій генераторів великої потужності у тривимірній постановці, яка дозволить підвищити точність оцінки їх міцності, має велике наукове і практичне значення.

Таким чином, розробка ефективної методології, що дозволить виконувати весь цикл теплових, вентиляційних та механічних розрахунків для генераторів у тривимірній постановці для уточненої оцінки міцності елементів конструкцій гідро- та турбогенераторів великої потужності при впливі номінальних і надномінальних (аварійних) навантажень є актуальною проблемою, що і визначило тему даної дисертаційної роботи.

Зв`язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася в Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України відповідно до б/т ІІІ-67-16 «Аналіз та поліпшення динамічних міцнісних властивостей елементів перспективних енергетичних машин та ракетно-космічної техніки під впливом навантажень різної фізичної природи» та у науково-дослідному і проектно-конструкторському відділенні турбогенераторів та гідрогенераторів ДП «Завод «Електроважмаш» в рамках програми розвитку гідроенергетики на період до 2026 року, схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 13 липня 2016 р. № 552-р, в частині проектування, виробництва та збірки гідрогенераторів-двигунів Дністровської ГАЕС СВО2-1255/255-40 потужністю 324 МВт в генераторному режимі та 416 МВт у режимі двигуна, а також реконструкції трьох агрегатів Київської ГАЕС СВО 733/130-36М потужністю 33,4 МВт у режимі генератора та 40 МВт у режимі двигуна; реконструкції двох гідрогенераторів Середньодніпровської ГЕС ГСВ 1230/140-48 потужністю 117 МВт; двох гідрогенераторів Дніпро ГЕС-2 СВ1 1230/140-56М потужністю 119 МВт; двох гідрогенераторів Канівської ГЕС СГК3 538/160-70 потужністю 22 МВт.

Крім того, тема дисертації безпосередньо зв’язана з роботами, що виконувалися в рамках заводських замовлень ДП «Завод «Електроважмаш» з проектування турбогенератора ТГВ-550-2МУ3 Екібастузькоі ГРЕС(Казахстан) потужністю 560 МВт з водневим охолодженням; турбогенератора ТГВ-220-2СТТ3 потужністю 220 МВт з воднево-водяним охолодженням для ТЕС Сіддірганч (Бангладеш).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є розробка ефективних методів для оцінки НДС елементів конструкцій турбо- та гідрогенераторів, генераторів-двигунів високої потужності на проектних і надпроектних режимах на основі сучасного МСЕ у тривимірній постановці, що дозволить провести уточнений аналіз міцності елементів конструкцій генератора і буде сприяти підвищенню надійності експлуатації електричних машин великої потужності.

Для досягнення цієї мети були поставлені і розв’язані такі основні наукові і прикладні задачі:

– побудувати загальну методологію проведення міцнісного розрахунку конструкцій електрогенераторів високої потужності, яка базується на розв’язанні сукупності задач термопружності, теплопровідності і газодинаміки у тривимірних постановках із використанням МСЕ та сучасних комп'ютерних систем, особливістю яких є передача початкових та граничних умов між задачами, що дозволить провести уточнений аналіз НДС конструкцій під час експлуатаційних та аварійних навантажень;

– розробити метод розрахунку роботи всієї системи охолодження генератора в цілому у тривимірній постановці, що дозволить описати поля швидкостей та температур у потоці і визначити локальні характеристики тепловіддачі на поверхні конструкцій та додаткові силові навантаження на них, які необхідні для уточненої оцінки термонапруженого стану вузлів;

– на основі розробленої методології розрахунку міцності елементів конструкцій генератора дослідити НДС в коробі та хрестовині генераторів під час експлуатаційних силових і температурних навантажень;

– розробити тривимірний метод розрахунку НДС бандажного кільця ротора турбогенератора великої потужності та визначити роз’єднувальні частоти обертання для бандажного кільця і бочки ротора та бандажного і центрувального кілець;

– в рамках тривимірної теорії пружності розробити метод розрахунку НДС опорних елементів електричних машин великої потужності та провести дослідження міцності дворядних підп’ятників жорсткого і гідравлічного типу під час експлуатаційних навантажень;

– розробити метод розрахунку НДС пружної підвіски статора турбогенератора великої потужності під час короткого двофазного замикання, який враховує нерівномірність нагріву статора і базується на тривимірній постановці задачі;

– в рамках тривимірної теорії пружності розробити метод розрахунку складного НДС міжполюсної перемички ротора під час короткого замикання, яке супроводжується різким зростанням частоти обертання ротора з урахуванням впливу відцентрових сил, а також температурних навантажень, що викликані нагріванням вузла під час проходження струму та залежать від швидкості обертання самого ротора;

– на основі сформульованих методів дослідити роботу системи охолодження та оцінити міцність конструкцій реальних генераторів великої потужності, провести порівняння отриманих результатів з експериментальними даними та результатами розрахунку за класичними методами.

Об'єкт дослідження – процеси деформування елементів конструкцій генераторів великої та середньої потужності за експлуатаційних та аварійних впливів.

Предмет дослідження – НДС в елементах конструкцій гідрогенераторів, гідрогенераторів-двигунів, турбогенераторів великої потужності під впливом теплових і механічних навантажень.

Методи дослідження. Для вирішення поставленої наукової проблеми

побудови методології розрахунку міцності елементів конструкцій генератора великої потужності використовувалися класичні методи й моделі теорій термопружності, теплопровідності та механіки суцільних середовищ для формування рівнянь стану. Під час формулювання контактних задач були використані загальні співвідношення механіки контактної взаємодії. Дискретизація розв'язувальних співвідношень для аналізу НДС досліджуваних тіл здійснювалася на основі МСЕ. Числові дослідження здійснювалися у середовищі програмного комплексу SolidWorks, у якому створювалися тривимірні комп'ютерні моделі, а також оригінальний програмний код, що реалізує розроблені математичні моделі. Ліцензійне забезпечення цього програмного комплексу підтримується ДП «Завод «Електроважмаш».

Наукова новизна одержаних результатів полягає у тому, що:

– запропоновано нову методологію для виконання великого числа проектних циклів, завдяки якій з’явилася можливість провести уточнений аналіз НДС конструкцій під час експлуатаційних та аварійних навантажень, а також удосконалити існуючі конструкції для підвищення надійності роботи великих електричних машин;

– уперше проведено тривимірне моделювання системи вентиляції генератору в цілому, що дозволило описати поля швидкостей та температур у потоці і визначити локальні характеристики тепловіддачі на поверхні конструкцій;

– на основі нової методології розрахунку міцності елементів конструкцій генератора проведено числове дослідження НДС в коробі та хрестовині генераторів під час експлуатаційних силових і температурних навантажень;

– уперше в розрахунках враховано температури та всі навантаження, що впливають на період експлуатації турбогенераторів та гідрогенераторів;

– удосконалено метод розрахунку НДС бандажного кільця ротора турбогенератора за додаткових навантажень, метод розрахунку НДС опорних елементів – підп’ятників – електричних машин великої потужності та

проведено дослідження міцності дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типів за експлуатаційних навантажень;

– в тривимірній постановці розроблено уточнений метод розрахунку НДС пружної підвіски статора турбогенератора великої потужності за аварійних навантажень, викликаних коротким двофазним замиканням, який враховує нерівномірність нагріву статора.

Практичне значення одержаних результатів полягає в розробці методології розрахунку НДС в елементах конструкцій гідрогенераторів, генераторів-двигунів, турбогенераторів великої потужності під впливом номінальних та аварійних навантажень, в основі якої лежать тривимірні моделі, що суттєво підвищує точність оцінки міцності конструкцій, яка орієнтована на розв'язання реальних практично важливих задач.

Методологію, методи та результати досліджень НДС генераторів впроваджено на ДП «Завод «Електроважмаш» (м. Харків) і використано під час проектування, виробництва та збірки гідрогенераторів в частині оптимізації НДС, теплового стану та зменшення масо-габаритних показників Дністровської ГАЕС СВО2-1255/255-40 потужністю 324 МВт в генераторному режимі та 416 МВт у режимі двигуна); а також під час реконструкції трьох агрегатів Київської ГАЕС СВО 733/130-36М потужністю 33,4 МВт у режимі генератора та 40 МВт у режимі двигуна, двох гідрогенераторів Середньодніпровської ГЕС ГСВ 1230/140-48 потужністю 117 МВт, двох гідрогенераторів Дніпро ГЕС-2 СВ1 1230/140-56М потужністю 119 МВт, двох гідрогенераторів Канівської ГЕС СГК3 538/160-70 потужністю 22 МВт, а також турбогенератора ТГВ-550-2МУ3 Екібастузькоі ГРЕС (Казахстан) потужністю 560 МВт з водневим охолодженням та турбогенератора ТГВ-220-2СТТ3 потужністю 220 МВт з воднево-водяним охолодженням для ТЕС Сіддірганч (Бангладеш).

Реалізація розробок на практиці підтверджено актом впровадження результатів дисертаційної роботи на ДП «Завод «Електроважмаш», а також актом впровадження результатів дисертаційної роботи у навчальний процес на

кафедрі аерокосмічної теплотехніки Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут».

Особистий внесок здобувача у роботи, опубліковані у співавторстві. Дисертаційна робота є результатом досліджень автора в області розробці ефективних методів розрахунку НДС генераторів при впливі силових і температурних навантажень, які виконувались у науково-дослідному і проектно-конструкторському відділенні турбогенераторів та гідрогенераторів ДП «Завод «Електроважмаш» протягом 2015-2020 р.р. в рамках державної програми розвитку гідроенергетики на період до 2026 року, схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 13 липня 2016 р. № 552-р. років та в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України відповідно до б/т III-67-16 «Аналіз та поліпшення динамічних міцнісних властивостей елементів перспективних енергетичних машин та ракетно- космічної техніки під дією навантажень різної фізичної природи».

У роботах, написаних у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає в такому. У публікації [1] дисертанту належить формулювання задачі про роботу системи охолодження, розробка й числова реалізація методу її розв’язання, а також аналіз отриманих результатів. У роботах [2, 14, 16, 30] здобувачем здійснено аналіз причин руйнування бандажних кілець роторів турбогенераторів, здійснено постановку задачі, розробку методу розв’язання, числове моделювання та аналіз НДС бандажних кілець.

У публікаціях [3, 7] здобувачем проаналізовано причини виникнення аварійних ситуацій у процесі експлуатації турбогенераторів та гідрогенераторів на різних режимах роботи агрегатів, а також дано постановку та запропоновано метод розв’язання задачі з визначення теплового стану охолоджувача та проведено аналіз отриманих результатів. У роботах [4, 29] дисертант брав безпосередню участь у аналізі випадків руйнування роторів генераторів великої потужності, постановці задач з визначення НДС бандажного кільця та приставного короба, проведенні розрахунків та аналізі отриманих результатів. У роботах [5, 15, 26] автором виконано аналіз причин

нагрівання хрестовини гідрогенератора в процесі експлуатації, сформульовано задачу з визначення теплового та напруженого станів хрестовин, запропоновано метод її розв'язання та проведено розрахунок НДС хрестовини, а також визначено параметри зусиль, які передаються на домкрат в результаті теплового розширення лап хрестовини. У публікації [6] дисертант брав участь у математичному моделюванні теплового стану гідрогенераторів капсульного типу, проведенні розрахунків та аналізі отриманих результатів. У статті [10] автору належать формулювання задачі з визначення термонапруженого стану елементів конструкцій потужних турбо- та гідрогенераторів, а також результати математичного моделювання НДС бандажного кільця, короба та міжполюсної перемички. У роботах [11, 13, 31] дисертант брав участь у розробці загального методу до визначення теплового стану охолоджувача та напружено-деформованого стану корпусних деталей турбогенератора великої потужності, у розробці конкретних скінченно-елементних моделей, проведенні числового моделювання та аналізі отриманих результатів. У публікаціях [14, 16, 30] здобувач брав участь у аналізі причин руйнування бандажних кілець роторів турбогенераторів, постановці задачі, проведенні числового моделювання та аналізі НДС бандажних кілець. У публікації [17] дисертантом запропоновано методологію розрахунку газоохолоджувача генераторів великої потужності у тривимірній постановці. У статті [18] автором дано постановку та розроблено метод розрахунку жорстких опор гідрогенераторів великої потужності. У роботах [19, 22, 23, 24, 27] дисертантом проведено аналіз способів модернізації турбогенераторів класичної конструкції на основі вимог до надійності, досліджено існуючі конструкції турбогенераторів і визначено їх запаси міцності. У публікації [20] автор брав безпосередню участь у формулюванні задачі з дослідження міцності коробів генераторів під впливом підвищеного тиску, у розробці конкретних скінченно-елементних моделей, проведенні числового моделювання, а також постановці та проведенні стендових випробувань, аналізі експериментальних даних, формулюванні висновків. У

публікаціях [21, 25, 28] дисертант брав участь у постановці задач, проведенні числових досліджень та аналізі числових розрахунків теплового стану реальних гідро- та турбогенераторів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень доповідалися на наукових конференціях, симпозіумах і семінарах: IV українсько-німецькій конференції «Інформатика. Культура. Техніка» (м. Одеса, 2016 р.), XXII міжнародній науково-практичній конференції «Фізичні та комп'ютерні технології» (м. Харків, 2016 р.), LII міжнародному симпозіумі електричних машин SME 2016 (Poland, Kazimierz Dolny, 2016), всеукраїнській науково-технічній конференції «Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні» (м. Харків, 2016, 2017 рр.), XXIII міжнародному конгресі двигунобудівників (м. Коблево, 2018 р.).

У повному обсязі дисертація доповідалася на семінарі науково-технічної проблемної ради Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України та на семінарі в Інституті електродинаміки НАН України.

Публікації. Матеріали дисертації опубліковані в 30 наукових роботах. З них – 13 статей у наукових журналах і збірниках наукових праць України, 8 статей у провідних закордонних виданнях, 2 патенти України на корисну модель, 1 свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір, 6 доповідей і тез доповідей на міжнародних конференціях.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ГЕНЕРАТОРНОГО ОБЛАДНАННЯ УКРАЇНИ ТА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКІВ ГЕНЕРАТОРІВ

1.1 Розвиток підходів до проектування генераторів

Класичні методи розрахунків електрогенераторів були створені на зорі 20 століття і фактично дозволили сформувати сучасний вигляд електричних машин, заклавши основи та підходи до їх проектування. Основною особливістю першого етапу стало те, що всі розрахунки – теплові, електричні, механічні та вентиляційні – виконувалися спеціалістами з електричних машин. Головною метою було створення машини необхідної потужності, і довгий час не було чітко визначених вимог щодо маси і габаритів. Турбогенератори цього періоду виконувалися з повітряним охолодженням. При потужності більше 3–6 МВт у конструкції використовувалися повітряохолоджувач та замкнений цикл охолодження.

В середині 20-го століття основними країнами, що виробляють електричні машини, стали США, Росія, Чехія, Англія, Японія і пізніше до них приєднався Китай. У цей час було розроблено основні теоретичні основи та підходи до проведення механічних та вентиляційних розрахунків. Наукова база формувалася на принципі тісної взаємодії конструкторських підрозділів із спеціалізованими науковими академічними інститутами. Структуру створення проектів визначали спочатку розрахунки аналітичними методами, а після вони втілювалися в життя конструкторськими бюро.

Загальні теоретичні основи та підходи до проведення механічних та теплових розрахунків генераторів було закладено у фундаментальних роботах Абрамова О. І., Відемана Е., Глебова І. О., Данилевича Я. Б., Детинко Ф. М., Домбровського В. В., Дукштау О. А., Загородньої Г. О, Єремеєва О. С., Іванова М. П., Іванова-Смоленського О. В, Іпатова П. М., Каплан М. Я., Кашарського Е. Г, Келленберга В., Олексіїва О. О., Пинського Г. Б., Фастовського В. М., Хуторецького Г. М. та ін. [31–44].

Удосконалення турбогенераторів йде шляхом скорочення їх маси і розмірів, а також підвищенням економічності і надійності роботи завдяки кращому використанню нових матеріалів для струмопровідних частин агрегатів і конструкційних матеріалів, а також вдосконалених систем охолодження. Для генераторів потужністю до 100 МВт повітряної системи охолодження було достатньо, але при переході на більшу потужність знадобилося використання водневого охолодження, спочатку непрямого, а потім безпосереднього. Наступним етапом стало вживання води для охолодження, теплопровідність якої у 3 рази вища, а теплоємність в 3500 разів вища, ніж у водня.

Бурхливе зростання можливостей обчислювальної техніки дозволило провести революцію у чисельних методах розрахунку і створити машини потужністю до 1000 МВт для турбогенераторів і 500 МВт для гідрогенераторів, які мають високі показники надійності та експлуатуються і понині.

Поштовхом для якісного перегляду конструкцій стали нововведення у розрахункових методах для досліджень течій середовищ, теплопровідності, які було запропоновано Кутаталадзе С. С., Мацевитим Ю. М., Щасливим Г. Г., Кузміним В. В [44-53]. Для розрахунку генераторів почали використовувати ЕОМ [54]. З'явилися нові алгоритми розрахунку напружено-деформованого стану генераторів, що враховують вібраційні особливості. Це роботи Воробйова Ю. С., Детинка Ф. М., Шульженка М. Г. [41, 55, 56] та ін. А також запропоновано вдосконалені технології виготовлення генераторів, які було представлено в роботах Стоуна Г. і Хаймовича Л. Л. [57-62].

Третім етапом розвитку генераторобудування стала повузлова модернізація, яка базувалася на удосконаленні конкретного вузла із збереженням загального компонування машини [63-65]. Розвиток технічних засобів дозволив зробити істотний ривок у розвитку систем моніторінгу роботи генераторів, що відкриває великі можливості щодо удосконалення режимів їх експлуатації [65].

У 21 столітті було переглянуто системи охолодження машин. Спостерігається перехід від водневого і воднево-водяного до повітряного охолодження машин [49, 66]. Вперше було досліджено напружено-деформований стан (НДС) окремих вузлів та деталей генераторів у тривимірній постановці. Деяким недоліком цих розрахунків було використання вимог та обмежень, розроблених для аналітичних методів.

Очевидно, що для наступного якісного стрибка з подальшого удосконалення конструкції генераторів необхідно розробити загальну методологію розрахунку НДС елементів конструкцій генератора, яка заснована на сучасних методах тривимірного моделювання течії охолоджувача та пружної поведінки конструкцій.

1.2 Сучасний стан генераторного обладнання України

Згідно Енергетичної стратегії України на період до 2035 року виробництво електроенергії у країні повинно зрости з 163,7 млрд. кВт·год. (2015 р) до 195 млрд. кВт·год. (2035 р.) при умові загального підвищення енергоефективності промисловості [67]. Незважаючи на те, що планується істотний розвиток нетрадиційної енергетики (сонячна та вітрова) з 1% до практично 15%, виробництво енергії на АЕС, ТЕС/ТЕЦ та гідростанціях все ще буде превалювати. При цьому доля виробництва електроенергії на гідростанціях повинна зрости з 7 млрд. кВт/год. до 13 млрд. кВт·год., на АЕС – з 87,6 млрд. кВт·год. до 94 млрд. кВт·год., а на ТЕС/ТЕЦ зменшитися з 67,5 млрд. кВт·год. до 63 млрд. кВт·год. Таких показників можна досягти тільки за рахунок оновлення та модернізації електрогенеруючих потужностей, застосуванню новітніх технологій.

Сучасний стан генераторного обладнання є типовим для усіх країн колишнього СРСР і характеризується тим, що термін служби більшості машин за нормативною документацією вже добіг кінця або закінчиться у найближчі роки, а тому необхідно проведення невідкладних робіт з оновлення та

модернізації машин, а також з розробки агрегатів нового покоління [57, 64, 65, 68-70].

Зараз на ТЕС України знаходяться в експлуатації більше 85 турбогенераторів потужністю 200 МВт та 300 МВт. Це 30 турбогенераторів типу ТГВ-200, 4 турбогенератора типу ТГВ-200Д, 11 одиниць ТГВ-200М потужністю 200 МВт, а також 42 турбогенератор типу ТГВ-300 потужністю 300 МВт [71, 72]. З них близько 75 % вже відпрацювало свій нормативний термін служби, який складає 25 – 30 років. З 34 турбогенераторів типу ТГВ-200 та ТГВ-200Д 26 турбогенераторів знаходяться в експлуатації на протязі 35 – 50 років, а 8 турбогенераторів експлуатуються 20 – 29 років. З 42 турбогенераторів типу ТГВ-300 38 знаходяться в експлуатації 35 – 48 років і 4 турбогенератора – 22 – 29 років. Таким чином, більшість великих генераторів в Україні вже відпрацювала свій термін експлуатації [72, 73].

Цю ситуацію значно ускладнюють особливості експлуатації енергоблоків за останні роки, які характеризуються великою кількістю пусків та зупинок, «екстремальною» маневреністю по активно-реактивному навантаженню та інше, що неминуче прискорює спрацьовування турбоагрегатів, підвищує їхню ушкодженість.

Повна заміна такої кількості відпрацювавших свій розрахунковий та нормативний ресурс турбогенераторів ТГВ-200 та ТГВ-300 новими в стислий термін надто проблематична. Загальносвітові тенденції свідчать про те, що модернізація генераторів, яка є менш затратною, дозволяє більш ефективно наростити потужність генерування енергії. Зазвичай після модернізації номінальна потужність машини підвищується на 8 – 15 %. При цьому можуть зростати (або змінюватися за характером розподілу по поверхні) температурні та силові навантаження на елементи конструкцій генераторів. Це потребує проведення перевірочних розрахунків міцності елементів конструкцій турбогенераторів при їх модернізації.

При модернізації необхідно розуміти, які елементи генератора мають найменший ресурс і потребують на першочергову заміну, а також які

дозволять з найменшими витратами підвищити потужність агрегату. Одним із таких засобів підвищення потужності генераторів є застосування більш ефективної системи охолодження.

На основі статистики відмов крупних турбогенераторів можна зробити висновок про те, що найменші ресурсні запаси має корпусна ізоляція обмотки статора. На більшості перших турбогенераторів типу ТГВ-200 і його модифікацій використовувалася мікалентна асфальтобітумна компаундована ізоляція, яка розрахована на гранично допустиму робочу температуру обмотки статора 105 °С. Як показав досвід експлуатації цих генераторів, при досягненні граничної температури 105 °С у ряді випадків відбувається зниження механічних характеристик ізоляції, спостерігається просідання лобових частин обмотки, витікання компаунда із головок і тому подібне. Відносно низька допустима температура обмотки істотно обмежує можливості маневреності генераторів та ускладнює вибір найбільш економічного режиму роботи блоків. Крім того, низька термостійкість ізоляції істотно обмежує потенційні резерви по підвищенню потужності як обмотки статора, так і інших вузлів.

На турбогенераторах ТГВ-300 вже застосована термореактивна ізоляція з механічним опресовуванням і запіканням у жорстких прес формах, яка має поліпшені механічні характеристики та допустиму робочу температуру 120 °С. Але після 30-ти і більше років експлуатації іноді відбуваються процеси поступового механічного її руйнування внаслідок послаблення щільності закріплення стержнів у пазах та в лобових частинах, а також значних термомеханічних навантажень при значній кількості пусків та зупинок агрегатів.

Детальний аналіз пошкоджень ізоляції турбогенераторів міститься у роботі [71].

Для проведення модернізації та заміни існуючих машин на нові Україна має усі технічні можливості. В Україні існують вітчизняні виробники турбін та генераторів, які є світовими лідерами галузі. Ще 80 років тому на

Харківському турбогенераторному заводі (ХТГЗ) було створено перші чотириполюсні турбогенератори потужністю 50 МВт [69]. В Україні є ДП «Завод «Електроважмаш», яке є одним із світових лідерів з виробництва генераторів різної потужності. Близько 80% турбоагрегатного обладнання електростанцій становлять турбогенератори, що виготовлені на ДП «Завод «Електроважмаш» [72].

1.3 Генератори великої потужності виробництва ДП «Завод «Електроважмаш»

У 50-60 роки минулого століття на заводі «Електроважмаш» були успішно освоєні та введені у серійне виробництво найбільші на той час двополюсні турбогенератори ТГВ-200 та ТГВ-300 з повним безпосереднім водневим охолодженням активних частин [64, 69].

На той час створення агрегатів ще більшої потужності лімітувалося обмеженими можливостями металургійної промисловості по виготовленню великогабаритних поковок роторів з високими механічними властивостями, низькою нагрівостійкістю застосованих ізоляційних матеріалів та проблемою відведення тепла із активних зон при використанні повітряного охолодження [71-74]. Найбільш ефективним шляхом подальшого підвищення потужності турбоагрегата вимальовувалось застосування замість повітря водню як охолоджуючого середовища для підтримання допустимих рівнів температур активних частин турбогенератора [43, 75-79]. Аналогічні проблеми в той час мали і європейські та американські генраторобудівні фірми. Серед існуючих робіт того часу слід відзначити [80, 81], де детально були викладені проблеми проектування при переході на нові холодоагенти.

Турбогенератор виробництва ДП «Завод «Електроважмаш» потужністю 200 МВт має пряме охолодженням обмоток статора і ротора воднем із підвищеним тиском до 3-4 атм, швидкість обертання ротору складає 3000 об/хв. У статорі ТГВ-200 було використано класичну конструкцію обмотки на базі термопластичної мікалентної компаундованої ізоляції,

розрахованої на напругу 15,75 кВ. Серія турбогенераторів ТГВ-200 стала останньою із серій потужних турбогенераторів на базі єдиної на той час у всесвітній практиці корпусної ізоляції такого типу [54, 77-79, 82-85]. Конструктивно генератор типу ТГВ-200 є синхронною неявнополюсною машиною із вбудованими в газощільний зварний корпус статора щитовими підшипниками. Використовується пружна підвіска статора генератора (рама з нашихтованим осердям статора за допомогою пласких пружин у корпусі статора), що істотно зменшує передання вібрацій на корпус та фундамент.

Головний зразок машини типу ТГВ-200 було виготовлено та з успіхом випробувано на заводському стенді у 1959 році і відвантажено для монтажу на ДРЕС «Північна» в Азербайджані.

А у 1961 році вже було спроектовано та виготовлено головний зразок машини типу ТГВ-300 потужністю 300 МВт, 20 кВ, 3000 об/хв. [86-90].

Генератор типу ТГВ-300 також мав безпосереднє водневе охолодження активних частин, його щитові підшипники розміщені у корпусі статора. Однією із головних особливостей конструкції ТГВ-300 є використання термореактивної ізоляції обмотки статора, розрахованої вже на напругу 20 кВ. Крім того, у обмотці статора було виконано нахил лобової частини стержнів відносно опорної конічної поверхні на сторону, зворотною напрямку укладання обмотки.

Обидва турбогенератора увібрали в себе найбільш прогресивні конструкторські рішення світового турбогенераторобудування [85, 91-93], які дозволили досягти граничної на ті роки одиничної потужності. Найсміливішими із них виявилися безпосереднє охолодження обмотки статора воднем та доведення номінальної напруги до граничного на той час рівня 15,75 – 20 кВ.

На ДП «Завод «Електроважмаш» було виготовлено з 1959 по 1978 роки близько 130 турбогенераторів ТГВ-200, а з 1961 по 1988 роки близько 90 турбогенераторів ТГВ-300, за показниками надійності – їх коефіцієнт готовності протягом багатьох років знаходиться на рівні 99,98 % (згідно з

ГОСТ 533-2000 – не нижче 99,6 %) при загальному напрацюванні понад 2000 генераторо-років [94]. Із них на ТЕС України встановлено і знаходяться в експлуатації 34 турбогенератора ТГВ-200 та 42 турбогенератора ТГВ-300 сумарної потужності більшої за 19,0 млн. кВт. На теперішній час практично всі вони значно перевищили свій нормативний термін служби у 25 – 30 років, але завдяки своїй високій надійності ще знаходяться в експлуатації.

Вже під час створення ТГВ-300 перед колективом заводу виникла задача розробки генераторів потужністю 500 – 800 МВт для теплових електростанцій. На той проміжок часу (початок 60-х років) було очевидно, що на базі прийнятого ефективного безпосереднього водневого охолодження для розв’язання поставленої задачі цього було недостатньо – необхідно було застосовувати більш ефективні середовища для відбирання тепла від обмоток статора (в першу чергу) і ротора (для більш потужних машин) [91].

Результати пошукових досліджень [91, 95] вказували на те, що для цього можуть бути використані або трансформаторне мастило, або дистильована вода. У результаті проведення досліджень вибір пав на останню і водяне охолодження почало повсюди впроваджуватися для охолодження обмоток статорів. На сьогоднішній день водяне охолодження є основним засобом відводу тепла від обмотки статора турбогенераторів потужністю 200 МВт і вище.

Опрацювання питань водяного охолодження та їх розв’язання вимагало не менше зусиль, ніж впровадження водневого охолодження [91, 95]. У 1970 році був виготовлений перший турбогенератор типу ТГВ-200М з водяним охолодженням обмотки статора, безпосереднім водневим охолодженням осердя статора та обмотки ротора. Застосування безпосереднього водяного охолодження обмотки статора замість водневого дозволило знизити масу нового генератора типу ТГВ-200М приблизно на 40 тон у порівнянні з генератором типу ТГВ-200. Всього турбогенераторів типу ТГВ-200М (ТГВ-200-2М) було виготовлено більше 120 одиниць.

На сьогоднішній день ДП «Завод «Електроважмаш» продовжує впевнено тримати свої позиції в якості провідного підприємства країни по розробці турбо- і гідрогенераторів. У вересні 2015 був виготовлений найпотужніший турбогенератор за всю історію заводу, а саме ТГВ-550-2МУ3, призначений для Екібастузської ГРЕС- 1 в Казахстані. Багаторічний аналіз експлуатації потужних турбогенераторів передових у світі фірм показує, що конструкції турбогенераторів ДП «Завод «Електроважмаш» можуть конкурувати з ними за основними показниками, це підтверджує географія турбогенераторів типу ТГВ, які працюють в зарубіжних країнах [96].

1.4 Типові дефекти та несправності генераторів

Забезпечення безаварійної роботи турбогенераторів та гідрогенераторів залишається повністю не вирішеним завданням протягом усього періоду експлуатації електричних машин [97-100]. З огляду на те, що більшість електростанцій (ГЕС та ГАЕС) покривають пікові навантаження мережі, вихід з ладу одиничної потужності може призвести до значних збоїв у енергосистемі в цілому. У роботах [34, 101] детально описані основні елементи конструкцій турбо- та гідрогенераторів, а також принципи їх проектування.

Конструкція електричних генераторів повинна задовольняти вимогам [94, 102], а відповідність генераторів вимогам стійкості до механічних зовнішніх чинників повинні бути підтверджені розрахунками згідно [101, 103].

Крім того, генератори повинні допускати коротку роботу на критичних режимах при номінальній потужності та навантаженнях, які перевищують номінальні в кілька разів. Проміжок часу критичного режиму може становити до 5 хв. при відхиленнях напруги ± 5 % й частоти ± 2 % від номінальних значень. Для забезпечення надійної довговічної роботи генератора напруження у елементах конструкцій статора та ротора під час критичних режимів не повинні перевищувати границі текучості матеріалу.

Також генератори повинні без пошкоджень й залишкових деформацій витримувати протягом 2 хв. аварійне підвищення частоти обертання на 20 % понад номінальної. На замовлення споживача можуть виготовлятися генератори, що допускають аварійне підвищення частоти обертання до 30 % понад номінальної.

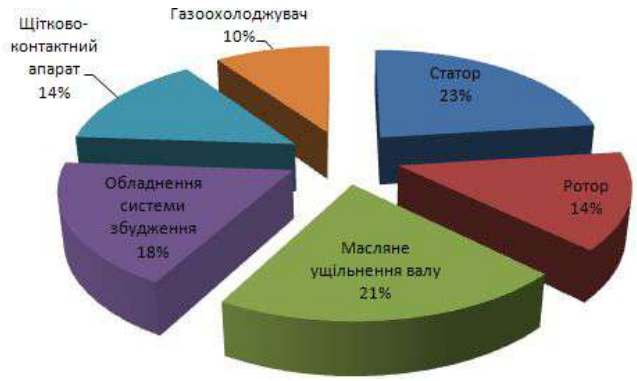
Як показує досвід, а також посилені вимоги до конструкцій роторів електрогенераторів, вузли та деталі повинні забезпечувати міцність вала генератора на крутильні коливання, які повинні підтверджуватися розрахунковим шляхом з подальшою експериментальною перевіркою. Слід зазначити, що існуючі методики розрахунку НДС конструкцій на критичних режимах мають ряд недоліків. Перш за все, – це неточності в описанні поведінки самої конструкції, а по-друге, – це описання рівня самих критичних навантажень. Рівень навантажень, що діють на конструкції на критичних режимах, жорстко регламентуються нормативними документами, але необхідно провести уточнений аналіз їх параметрів (максимальної величини, напрямку дії, характеру розподілу у просторі та змінення у часі).

Робота турбо- та гідрогенераторів пов’язана з виникненням складнонапруженого стану їх вузлів і деталей, але ступінь дії різного роду комбінованих навантажень відрізняється для кожного елементу генератору. Це ускладнює проведення розрахунків у комплексі. З метою виявлення найбільш уразливих частин електрогенеруючої машини проведено детальний аналіз пошкоджень, які виникають на генераторах при довгостроковій експлуатації.

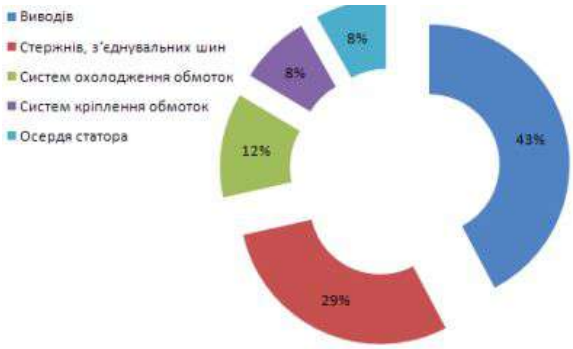
За результатами проведеної статистичної обробки даних про виникнення типових аварійних ситуацій, що спостерігаються на електричних генераторах електростанцій, обумовлених відмовами різного роду, побудовано діаграми типових аварійних ситуацій (рис. 1.1).

З рис. 1.1 видно, що найбільш уразливими частинами є статор, ротор, контактні кільця та струмовідводи. Крім того, досить часто спостерігаються дефекти системи охолодження [104], а наявність водню в якості

охолоджуючого середовища генератора підвищує можливі негативні наслідки аварії. Таким чином детальна увага повинна приділятися конструкції статорів турбогенераторів та гідрогенераторів, а також охолоджуючій системі.



а



б

в

Рис. 1.1. Діаграми даних про виникнення типових аварійних ситуацій електрогенераторів:

а – загальна картина пошкоджень;

б – пошкодження статору; в – пошкодження ротору

Найбільш серйозні пошкодження ізоляції лобових частин спостерігаються в результаті дії електродинамічних сил, при дії яких лобові [105-108] частини прагнуть наблизитися до натискних фланців статора та зміститися по обертанню поля ротора. Виникаючі електродинамічні зусилля в змозі зруйнувати мотузкові бандажі та деформувати лобову частину. Досить

високе переміщення виникає в лобових частинах під впливом температурних переміщень. Температурний влив та вібрації спричиняють механічні пошкодження ізоляції, які і зумовлюють в кінцевому підсумку пробій ізоляції.

На рис. 1.2 подано коронну активність, що спостерігалась в межах виділеної квадратом області при випробуваннях від стороннього джерела при напрузі 31 кВ (розрядна активність в області виходу 9-го стержня з паза). Випробування проводилося для визначення характеристик часткових розрядів обмотки і рівня коронної активності.

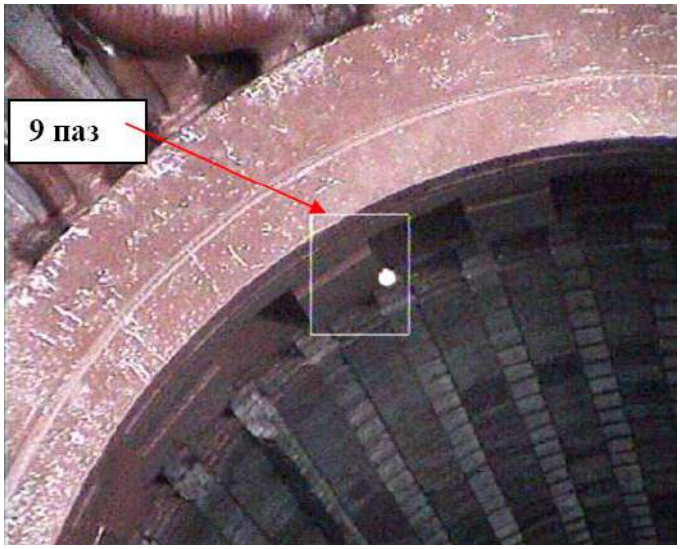
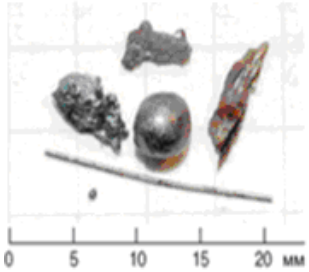


Рис. 1.2. Замикання листів активної сталі турбогенератора

Також характерними пошкодженням електричної ізоляції є розтріскування [61, 109, 110]. У зв’язку з тим, що цей дефект призводить до виникнення короткого замикання та можливого пожару, західні фірми приділяють увагу проблемам експлуатації стержнів [61, 62]. В роботах [85, 111-114] показана можливість частково позбутися вищезазначеної проблеми. На рис. 1.3 показано розтріскування ізоляції внаслідок дії високих вібраційних навантажень.

Рис. 1.3. Розтріскування ізоляції

Однією з похідних причин виникнення дефектів осердя статору є зменшення з часом його запресовування та відсутність можливості збільшення питомого тиску на осердя статора. В гідрогенераторах ця проблема виникає внаслідок неможливості встановлення силових акумуляторів, подібних за конструкцією з турбогенераторами. І внаслідок цього виникає «фреттінг-знос» (рис. 1.4).



а б в

Рис. 1.4 Результати фізичного зносу елементів генератора:

а – обломки з фреттінг-зносом;

б – уламки елементарних листових сталей, краплі розплавленого металу та окатиш з порошку намагніченого заліза, що утворився у результаті віброударної взаємодії у вузлах кріплення сердечника з наборними призмами;

в – стирання вузлів кріплення бандажних кілець до кронштейну.

Схему розвитку розкришування листів активної сталі осердя подано на рис. 1.5. Для запобігання виникнення вищезазначеної проблеми необхідно проводити детальні розрахунки складнонапруженого стану пресуючих елементів «активної сталі» осердя [98].

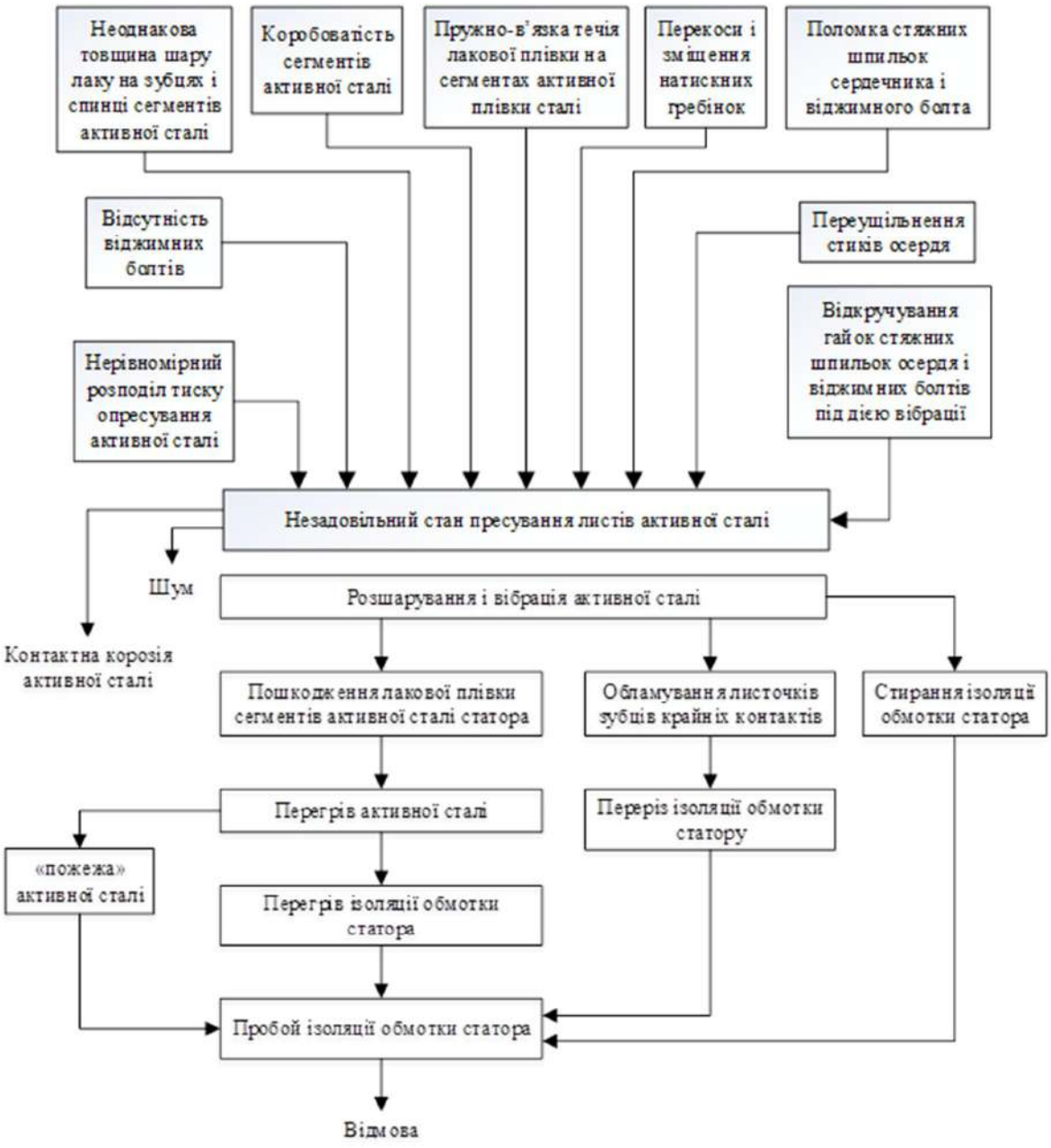


Рис. 1.5. Схема розвитку розкришування листів активної сталі осердя

Електричному та тепловому старінню підлягає й корпусна та виткова ізоляція обмотки ротора – одного з найбільш навантажених вузлів. На рис. 1.6 подано пошкодження конструкції ротору турбогенератору «General Electric» при короткому замиканні. Аварія осердя ротору трапилась внаслідок пошкодження ізоляції від дії високих температур. В результаті знадобилася повна заміна ротору.

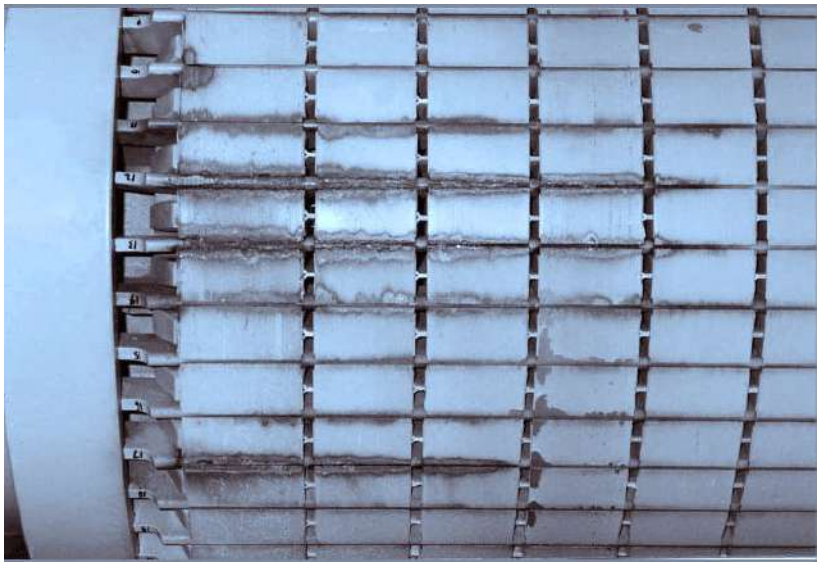


Рис. 1.6. Пошкодження конструкції ротору турбогенератору «General Electric»

Ще у одного найбільш відповідального з точки зору механічних навантажень вузла – бандажних кілець ротора – величина натягу на посадкових місцях внаслідок тривалої експлуатації та неодноразового їх демонтажу знаходиться здебільшого на мінімально допустимому рівні або за його межами, навіть виходячи із давнішніх норм без урахування підвищених вимог до надійності даного вузла за останні роки [115-120].

В процесі експлуатації турбогенераторів серії ТВВ-200-2А мали місце випадки пошкодження бандажних кілець ротору. Причинами руйнування були висока вібрація ротору, збільшення температури струмопровідних елементів ротору (рис. 1.7).

Рис. 1.7. Колір мінливості на внутрішній частині бандажного кільця

Детальний огляд проблемних місць роторної групи викладено у [121-123].

При дослідженні турбогенераторів ТГВ-200 та ТГВ-300, які відпрацювали свій нормативний ресурс, виявилась істотна зношеність таких конструктивних деталей як вкладиші (вкладки) опираючих та ущільнюючих підшипників з пошкодженням бабітового шару, стирання робочої зони лабіринтових мастильних ущільнень, пошкодження ущільнення повітряного проміжку та закріплення натискувальних фланців статора, протікання в охолоджуючих трубках газоохолоджувачів, зношеність деталей апарата щіткотримачів тощо.

Особливе місце в конструкції турбогенератору займає охолоджувач (теплообмінник). У процесі всього циклу експлуатації генератора нормальний технічний стан охолоджувача гарантує нормальну роботу загальної системи охолодження. Як правило, охолоджувач є достатньо навантаженим елементом турбогенератора. Не зважаючи на достатню увагу до конструкції та постійний технічний огляд мають місце наступні дефекти: закупорка трубок, розтріскування охолоджуючої поверхні, руйнування фланців та ін. Тому в процесі проектування важливою задачею для забезпечення надійності роботи генератора є розрахунок теплових полів охолоджувача.

Існує кілька типів аварійних ситуацій на електростанціях:

1. Аварії I категорії.

2. Аварії II категорії.

3. Відмови I категорії.

4. Відмови II категорії.

Найбільш важкими є аварії I категорії.

В даний час для оцінки технічного стану гідрогенераторів на станціях розміщені системи контролю, які дозволяють оцінювати зміни основних параметрів роботи гідроагрегата. Технічний стан окремих вузлів і деталей, як правило, оцінюється за допомогою візуального огляду і додаткових інструментальних засобів при планових оглядах.

Причини руйнування вузла генератора могли бути викликані наступними чинниками: неправильна робота автоматики, підвищений час роботи в режимі к.з. Одним із шляхів запобігання аварійних ситуацій є створення експертних систем для моніторингу і управління параметри роботи генератора в реальному режимі часу.

Огляд проблем моніторингу та запобігання аварійнім ситуаціям викладено у [97, 98].

1.5 Проблеми створення експертної системи

При наявності на станціях експертної системи, що дозволяє розпізнавати аварійні ситуації великих гідрогенераторів (гідрогенераторів-двигунів) в режимі реального часу з зазначенням причин виникнення і виробленням рекомендацій щодо запобігання руйнування вузлів конструкції, з'явиться можливість запобігати відмови в момент їх зародження. Математичний апарат експертної системи повинен буде здатний оцінювати і прогнозувати виникнення аварійних ситуацій, здійснювати оцінку часу до руйнування основних вузлів із зазначенням заходів щодо запобігання пошкодження вузлів гідроагрегату. Адаптація бази знань експертної системи також повинна виконуватися з урахуванням конструктивних особливостей

гідроагрегату, на підставі характерних навантажень і режимів, в яких працював агрегат.

У разі появи на станціях експертної системи, здатної виконувати вищевказаний аналіз, відмовам I та II категорії можна запобігти до моменту їх появи.

При розробці експертної системи повинна бути створена база даних характерних параметрів вузлів генераторів, змінення яких і буде свідчити про наявність різних процесів в конструкції, а саме:

– власні частоти коливань деталей;

– характерні температури;

– напруги;

– геометричні особливості конструкції.

Другим кроком розв’язання задачі повинен стати аналіз зміни характерних параметрів вузлів генераторів в процесі появи дефектів, і створення бази знань, що зберігає дані про зміну основних параметрів конструкції в процесі зародження, розвитку і кінцевому пошкодженні вузлів. Оскільки розвиток подібних дефектів може мати однакові картини, то судити про можливу зміну параметрів системи можна буде лише з певною часткою ймовірності, однак рекомендації щодо усунення будуть здатні вирішити проблему до її виникнення, що забезпечить підвищення надійності і збільшення терміну експлуатації генераторів.

Аналіз доцільно виконувати з використанням алгоритмів, які дозволяють визначити причинно-наслідкові зв'язки зміни основних параметрів конструкції. З огляду на багатофакторність задачі, найбільш прийнятним є алгоритм, заснований на застосуванні нейронних мереж.

Результатом роботи стане експертна система, яка використовує алгоритми нейронних мереж, базу даних і знань, яка в режимі реального часу стане аналізувати технічний стан генераторного парку станції. З'явиться можливість прогнозувати можливість виникнення аварійних ситуацій, відстежувати необхідність проведення регламентних робіт, забезпечувати

безаварійну роботу генератора. База знань буде об'єднувати весь обсяг інформації про різні аварійні ситуації на гідроелектростанціях України, забезпечувати подальшу можливість самонавчання в режимі реального часу.

Таким чином необхідно вирішити такі задачі:

1. Математичне моделювання змін «параметрів конструкції» для можливих аварійних ситуацій:

– тепловий розрахунок в номінальному і критичному режимах;

– механічний розрахунок, який враховує різні режими роботи;

– розрахунок власних частот коливань вузлів;

– механічний розрахунок з урахуванням можливих пошкоджень.

2. Створити базу знань характерних руйнувань і змін конструкцій при виникненні дефектів.

3. Розробити алгоритм, здатний в режимі реального часу проводити аналіз і контроль стану вузлів і деталей гідроагрегату, проводити самонавчання.

Завершальним кроком по розробці експертної системи є створення алгоритму, що виконує аналіз причин появи, розвитку та запобігання пошкоджень. Алгоритм використовує нейронні мережі (НМ).

Вибір структури НМ здійснюється відповідно до особливостей і складністю завдачі. Конфігурації НМ описані в [124-128] та інших виданнях. На рис. 1.7 подано найпростішу модель нейронної мережі.

Одна з проблем використання НМ полягає в тому, що. якщо задача не може бути зведена до жодного з відомих типів, то розробнику доводиться вирішувати складну проблему синтезу нової конфігурації. При синтезі зазвичай керуються такими принципами: можливості мережі зростають зі збільшенням числа елементів мережі, густина зв'язків між ними і числом використовуваних елементів; введення зворотних зв'язків, поряд зі збільшенням можливостей мережі, піднімає питання про динамічну стійкість мережі; складність алгоритмів функціонування мережі (в тому числі,

наприклад, введення декількох типів синапсів – збудливих, гальмуючих та ін.) також сприяє посиленню можливостей НМ.

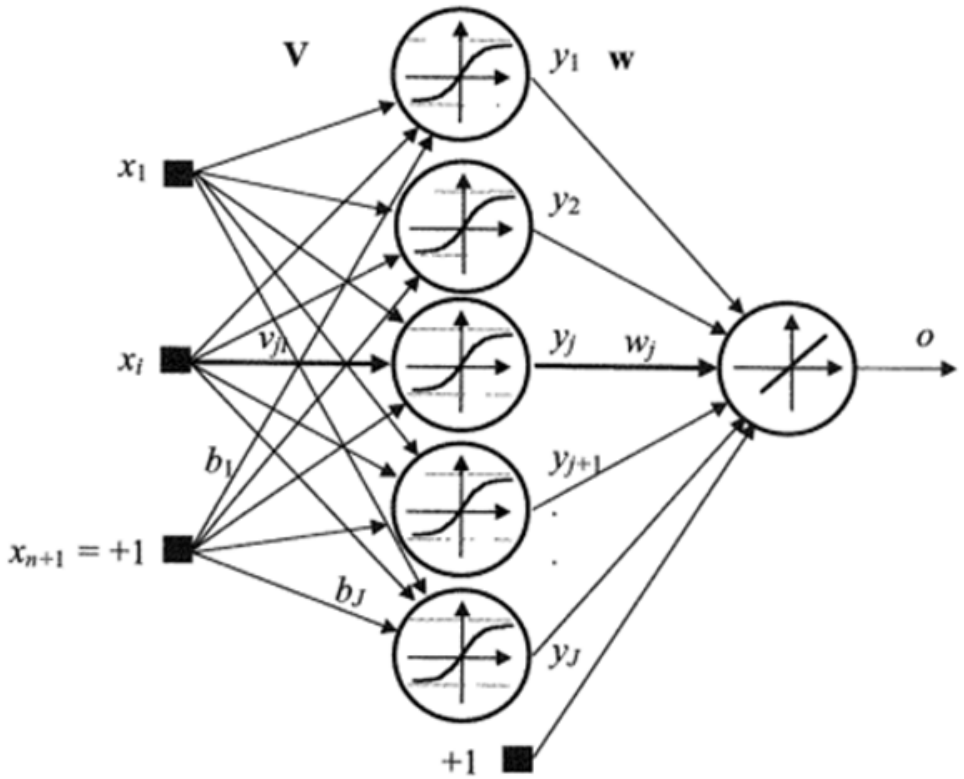


Рис. 1.7. Принцип роботи нейронної мережі

Процес функціонування НМ, тобто сутність процесів, які вона здатна виконувати, залежить від величин синаптичних зв'язків, тому, задавшись певною структурою НМ, що відповідає будь-якої задачі, розробник мережі повинен знайти оптимальні значення всіх змінних вагових коефіцієнтів (деякі синаптичні зв'язки можуть бути постійними). Цей етап називається навчанням НМ, і від того, наскільки якісно він буде виконаний, залежить здатність мережі вирішувати поставлені перед нею проблеми під час експлуатації. На етапі навчання крім параметра якості підбору ваг важливу роль відіграє час навчання. Як правило, ці два параметри пов'язані зворотною залежністю і їх доводиться вибирати на основі компромісу. Навчання НМ має виконуватися за допомогою введення даних, отриманих в результаті механічних розрахунків з урахуванням прогнозування аварійних ситуацій, з

використанням даних, отриманих в процесі експлуатації станції, за допомогою введення характерних змін параметрів роботи агрегату в різних умовах. Для виконання цих цілей є можливим використовувати Байєсову мережу – графічну вірогідну модель, що представляє собою безліч змінних і їх імовірнісних залежностей. Байєсова мережа дозволяє прогнозувати, тобто визначати ймовірність події при заданих причини.

Використання Байєсівської мережі дозволить визначати ресурс роботи вузлів в реальному часі, ґрунтуючись на режимах роботи генератора, сигналах, що передаються з датчиків температур, даних про вібраційному стані.

Як вихідні дані повинні бути використані основні параметри, які представлені на прикладі міжполюсної перемички, для всіх вузлів і деталей гідрогенератора та їх функціональну зміну.

На основі вище викладеного можна зробити наступний висновок: розробка експертної системи щодо забезпечення безаварійної роботи агрегатів ГЕС і ГАЕС істотно підвищить надійність енергосистеми України. З огляду на існуючі експериментальні дані, розробка та впровадження експертної системи, здатної здійснювати оцінку технічного стану гідрогенераторів з введенням вказівок щодо усунення аварійних ситуацій, представляються можливими без установки додаткових систем контролю, за умови використання вже існуючих на станціях систем.

1.6 Аналіз міцності вузлів і деталей генераторів

На переважній більшості енергоблоків, що експлуатуються зараз в Україні, використовуються турбогенератори ТГВ-200, ТГВ-200М та ТГВ-300, які було введено в експлуатацію у 60-70-х роках минулого сторіччя. Звичайно, що їх проектування, розрахунок та збірка виконувалися на базі наукових розробок того часу, зазначених у [34, 43, 83, 116, 117, 129-131]. Проектування електричних машин здійснювалося на основі спрощених, як правило аналітико-експериментальних методів.

Аналіз механічної міцності та жорсткості елементів конструкцій генераторів довгий час проводився тільки на основі спрощених інженерних підходів [34, 132], заснованих переважно на теорії опору матеріалів [133-135], а можливі неточності розрахунку компенсувалися введенням підвищених коефіцієнтів запасу, які базувалися на досвіді експлуатації машин цього типу.

Блок-схема класичного інженерного розрахунку міцності елементів консрукцій генератора за спрощеними аналітичними методами наведено на рис. 1.8

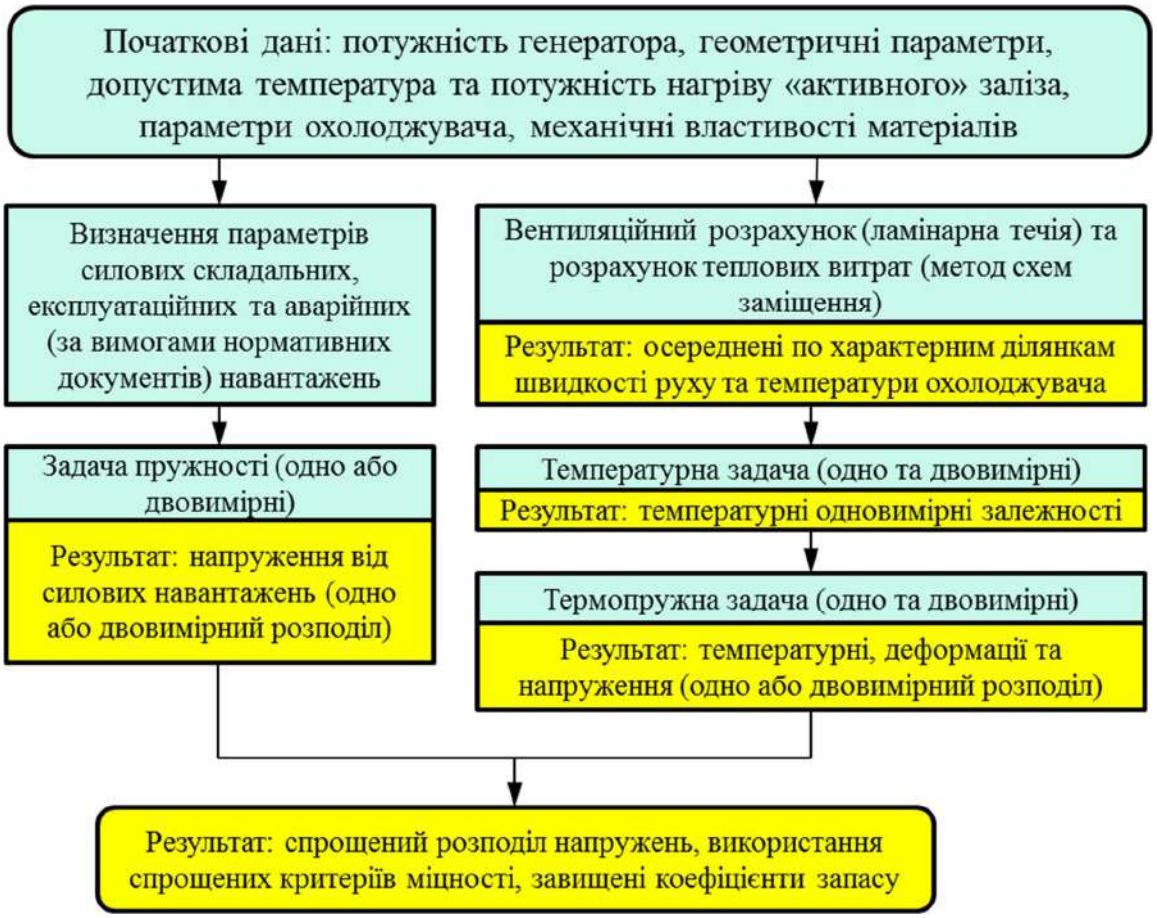


Рис. 1.8. Блок-схема класичного інженерного розрахунку

На першому етапі класичного інженерного підходу проводиться спрощений розрахунок газодинамічної і теплової задачі. Припускається, що

течія – ламінарна, теплові втрати визначаються методом схем заміщення. В результаті визначаються осереднені по характерним ділянкам швидкості руху та температура охолоджувача. Для активного заліза за знайденими значеннями визначаються коефіцієнти тепловіддачі. Ці параметри потім використовуються для розв’язання одно- або двовивимірних задач термопружності для елементів конструкцій.

За нормативними документами визначаються силові навантаження на проектних і надпроектних режимах роботи, які потім використовуються при розв’язання одно- та двовимірних задач пружності.

Основною метою проведення механічних розрахунків конструкцій, деталей і вузлів є оцінка їх міцності, жорсткості і довговічності. При використанні аналітичних підходів, заснованих на інженерних методах розрахунку і різних спрощеннях, немає можливості точного розрахунку всіх компонент тензора напружень (і/або тензора деформацій). Тому розв’язання задач міцності для вузлів і деталей генераторів, з одного боку, ґрунтується на прийнятті певних гіпотез міцності [34], а, з іншого боку, – коефіцієнтів запасу міцності. Останні вибираються, виходячи з передбачуваної точності проведеного механічного розрахунку, небезпеки (наслідків) виходу з ладу деталей, а також спираються на попередній досвід експлуатації вузла. Слід зазначити, що проведення аналітичних розрахунків механічної міцності електричних машин вимагає високої кваліфікації від розраховувачів, які повинні вміти виділити визначальні механічні дії і вибрати адекватну розрахункову схему.

Довгий час неточності аналітичного розрахунку компенсувалися вибором підвищених коефіцієнтів запасу, що призводило до зайвої загальної маси деталі і вузла, а значить і генератора. Сучасні загальносвітові тенденції в генераторобудуванні свідчать про зниження необхідної маси генератора щодо його потужності. Це є наслідком вдосконалення конструкцій і зменшення втрат в генераторі. При проектуванні генераторів середньої і високої потужності, розміри яких дуже великі, необхідно враховувати обмеження на

масу і габарити генератора, які накладаються механічною міцністю конструкцій, а також жорсткими транспортувальними вимогами [66]. Наприклад, виходячи з вимог механічної жорсткості, довжина активної частини ротора обмежена 8 м, при перевищенні якої прогин перевищує допустимі значення. Є обмеження на можливий діаметр ротора – при розмірі більше 1,9 м виникаючі відцентрові сили призводять до руйнування конструкції. Зовнішній діаметр статора може перевищувати величину 6,5 м, що пов'язано з неможливістю транспортування залізницею конструкції великих розмірів [66].

При використанні тривимірних підходів до розрахунку НДС є можливість розрахунку всіх компонентів тензора напружень, а значить більш точного встановлення граничного стану. Це відкриває додаткові можливості для вдосконалення конструкцій, підвищення їх надійності та зниження маси.

Розглянемо основні гіпотези міцності, найбільш часто вживані в аналітичних розрахунках з упором на конструкції генератора, де вони застосовуються.

Основними факторами, що визначають небезпечний стан матеріалу, є: дотичні і нормальні напруження, лінійні деформації і потенційна енергія деформації [133, 134, 136].

Розглянемо гіпотези міцності і напруження, що застосовуються для вузлів і деталей генераторів.

Як відомо [133, 134, 136], перша теорія міцності (критерій Мора-Кулона) заснована на припущенні про те, що небезпечний стан матеріалу при складному напруженні настає тоді, коли модуль максимального головного напруження досягне граничного значення для даного матеріалу при простому стисненні/розтягуванні.

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 \leq [\sigma_p], \qquad \sigma_{екв} = \sigma_3 \leq [\sigma_{ст}].$$

Ця теорія добре працює тільки для розрахунку крихких матеріалів [12, 13, 16]. В аналітичних методах розрахунку деталей генератора її застосовують для підп'ятника гідрогенератора, підшипників турбогенераторів і вузлів натяжних фланців.

Друга теорія міцності або гіпотеза найбільших лінійних деформацій записується в наступному вигляді [133, 134, 136]:

$$\sigma_{екв} = [\sigma_1 - \mu(\sigma_2+\sigma_3)] \leq [\sigma_p], \qquad \sigma_{екв} = [\sigma_3 - \mu(\sigma_2+\sigma_1)] \leq [\sigma_{ст}].$$

Ця теорія має ряд недоліків, доведених експериментальною перевіркою, тому для розрахунків генераторів застосовується досить рідко.

В аналітичних методах друга теорія міцності використовується тільки для вузлів обмотки групи турбогенераторів.

Відповідно до третьої теорії міцності (критерій Треска-Сен-Венана), заснованої на гіпотезі найбільших дотичних напружень, умови міцності мають вигляд [133, 134, 136]

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \leq [\tau] = \frac{[\sigma_p]}{2}, \qquad \sigma_{екв} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma_p].$$

Дана теорія дає досить припустимі результати для розрахунків, тому може бути застосована до роторної групи деталей гідрогенераторів і турбогенераторів.

Для більшості елементів електричних конструкцій, виготовлених з матеріалів, що мають чітку межу пластичності, застосовується четверта теорія міцності (гіпотеза енергії формозміни або критерій Губера-фон Мізеса-Генки). Дана теорія говорить, що складний напружений стан конкретного матеріалу настає тоді, коли граничного значення досягає його питома потенційна енергія зміни форми [34, 133, 134, 136]:

$$\sigma_{екв} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2} \le [\sigma_p].$$

Четверту теорію міцності часто називають гіпотезою Мізеса або теорією октаедричних дотичних напружень. Октаедричні дотичні напруження в головних напружених визначаються за формулою

$$\tau_{окт} = \frac{1}{3}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2} = \frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_{екв}.$$

Критерій Мізеса – це еліпс, нахилений до системи координат з осями $\sigma_1 - \sigma_3$ під 45 градусів. Перетин еліпсу площиною $\sigma_2 = 0$ наведено на рис. 1.9. Критерій максимальних дотичних напружень (критерій Тріска) – це шестикутник, вписаний в вище згаданий еліпс. Критерій Мізеса в порівнянні з критерієм Тріска краще описує наступ пластичних деформацій [7].

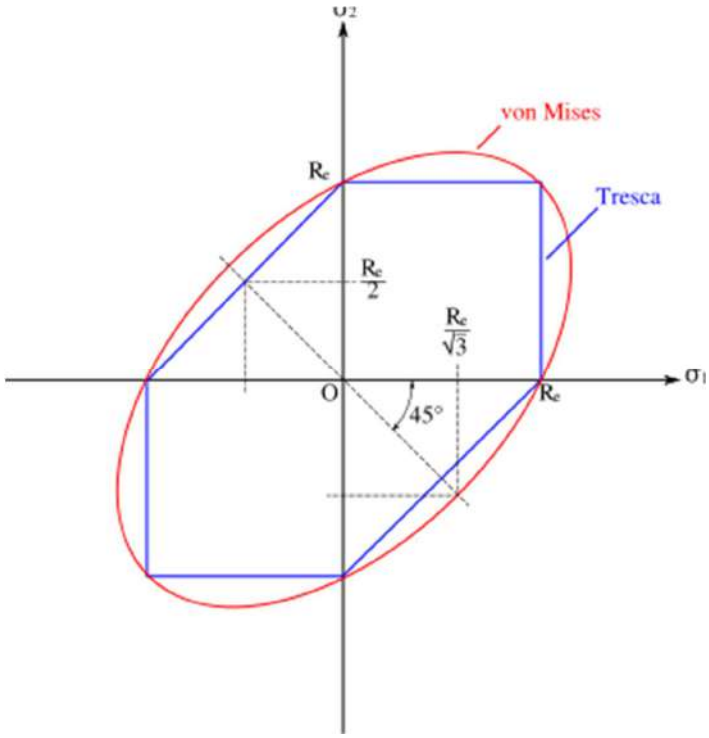


Рис. 1.9. Критерій Мізеса

Таким чином, при розрахунку міцності елементів конструкцій генератора для ізотропних матеріалів з в'язким характером руйнування зазвичай використовують критерій Мізеса. Однак слід мати на увазі, що при чистому стисканні/розтягуванні критерій Мізеса і Тріска тотожні, а при чистому вигині міцність по Мизесу приблизно на 15% більше.

Турбо- і гідрогенератори розраховані на тривалий термін експлуатації. Тому деформування конструкцій, вузлів і деталей генератора (особливо нересурсних вузлів) при номінальних і більшості аварійних навантажень повинно відбуватися в пружній області.

Запаси міцності, що застосовуються для генераторів типу ТГВ-200 і ТГВ-300, наведені в таблиці 1.1. З таблиці видно, що для практично всіх вузлів і деталей генератора ТГВ-300 запас міцності вище, ніж у генератора ТГВ-200. Мінімальний запас міцності (рівний 1,19) має бандажне кільце ТГВ-200 при угонній частоті обертання n = 3600 об/хв, на номінальному режимі запас міцності становить вже 1,9. Необхідно відзначити, що коефіцієнт запасу міцності для міді ротора ТГВ-200 становить 1,34.

Таблиця 1.1

Запаси міцності турбогенераторів різної потужності

№	Найменування вузлів і деталей		ТГВ-200	ТГВ-300
			Запас міцності	Запас міцності
1	Зубець ротора		2,07	2,2
2	Поверхня внутрішнього розточення		1,9	1,78
3	Шийка ротора		2,4	1,96
4	Бандажне кільце	n = 3000 об/хв	1,9	1,92
		n = 3600 об/хв	1,19	1,58
5	Клин паза ротора	зріз	5	5,15
		згин + стиск	2,6	2,62
6	Мідь ротора		1,34	1,45

Продовження таблиці 1.1

7	Осьовий вентилятор	втулка	2,02	–
		лопатка	1,89	–
8	Компресор	колесо	2,75	2,75
		покришка	1,53	1,83
		лопатка	2,07	2,07
9	Пружина підвіски		1,38	1,4
10	Фланець натискний		1,16	1,42
11	Палець натискний		1,25	1,76
12	Болти фундаментні		2,12	2,24

Особливе значення для конструкцій генератора має проблема тривалої міцності металів, з яких виготовлені конструкції. При дослідженні цієї задачі слід розрізняти два підходи: кінетичний і критеріальний. Кінетичний підхід заснований на використанні введеного Качановим Л. М. і Роботновим Ю. Н. параметра пошкодження і розробленої пізніше Роботновим Ю. Н. [137] кінетичної теорії повзучості і тривалої міцності. Критеріальний підхід заснований на встановленні критеріїв опору металів тривалого руйнування, заснованих на концепції так званого еквівалентного напруження [138, 139]. Детальний огляд критеріальних підходів міститься в роботі Локощенка А. М. [140].

1.7 Методи розрахунку НДС елементів конструкцій генераторів

Методи, що застосовуються для розрахунку НДС елементів конструкцій генераторів, засновані на класичних методах опору матеріалів, теорії пружності та термопружності.

На елементи конструкцій генератора діють силові та температурні навантаження. Якщо силові експлуатаційні навантаження зазвичай відомі і визначаються впливом сили тяжіння, відцентрових сил, електромагнітними

силами, то температурний вплив на елементи конструкцій необхідно визначати із загального теплового розрахунку машини та розв’язання вентиляційної задачі.

В активних і конструктивних елементах електричних машин виділяється значна кількість тепла, яка призводить до додаткових навантажень на конструкції генератора. Визначення температурних полів в деталях і вузлах генератора вимагає розв’язання загальної газодинамічної задачі для електричної машини з метою отримання граничних умов для температурної задачі.

Більшість конструктивних елементів генератора працюють в умовах помірного температурного нагріву, що пояснюється жорсткими обмеженнями на допустиму температуру в активних зонах. Однак нерівномірний поверхневий нагрів, значні геометричні розміри деталей і вузлів можуть привести, особливо для електричних машин великої потужності, до істотних додаткових навантажень і повинні враховуватися при аналізі міцності і жорсткості конструкцій.

Далі проводиться аналіз класичних та сучасних підходів до розв’язання температурної, термопружної та газодинамічної задач для генераторів.

1.7.1 Класичні задачі теплопровідності та тепловий розрахунок генераторів

До теперішнього часу накопичено широкий спектр методів розв'язання крайових задач в області математичної теорії теплопровідності. Значний внесок у розвиток теорії внесли такі вчені як Егер Д., Карслоу Г., Коздоба Л. А., Коляно Ю. М., Ликов А. В., Мацевитий Ю. М., Мотовіловець І. А., Підстригач Я. С., Рвачов В. Л., Самарський А. А., Тихонов А. Н. та ін.

Методам розв'язання лінійних крайових задач присвячені фундаментальні праці Ликова О. В. [141, 142], Карслоу Г. і Егера Д. [143], Тихонова А. Н. і Самарського А. А. [144], Болі Б. і Уінера Дж. [145].

Розв’язанням нелінійних задач присвячені роботи Коздоби Л. А. [146], Ликова О. В. [142] та ін. При розв’язанні нелінійних задач застосовується метод лінеаризації [146-148], метод підстановок [142, 148], метод ітерацій [149], інтегральні методи [150], варіаційні методи [151-154]. Наближені аналітичні методи розв’язання лінійних і нелінійних задач теплопереносу викладені в роботі [155].

Для вирішення прикладних завдань найчастіше використовуються різні чисельні методи [156-158], метод електроаналогіі [159]. В силу своєї універсальності широке поширення при розв’язанні задач теплопровідності зі складною геометрією отримав метод скінченних елементів (МСЕ) [160 -162].

В активних і конструктивних елементах електричних машин виділяється значна кількість тепла [31, 117, 163]. Потужність теплових потоків, що виділяються у внутрішніх об’ємах машини, така, що для їх відводу в навколишнє середовище необхідно створювати спеціальні примусові системи охолодження [95]. Від того, як розрахована і реалізована система охолодження електричної машини, багато в чому визначаються її техніко-економічні показники.

Температурні поля в загальному випадку змінюються по кожній з трьох просторових координат і не залишаються постійними з плином часу. Теплова енергія, яка виділяється, може викликати неприпустиме підвищення температури активних і конструктивних елементів машини, зниження електричної і механічної міцності ізоляції обмоток, зменшення часу безвідмовної роботи машини. Допустимі температури частин електричної машини встановлені в ГОСТ IEC 60034-1 [164]. При цьому ГОСТ IEC 60034-1 встановлює десять основних номінальних режимів роботи ЕМ в залежності від характеру та тривалості її роботи, які впливають на характер і величину температурних навантажень. Тому визначення теплових потоків, розрахунок зміни температури у просторі внутрішнього обсягу і на поверхнях охолодження машини є важливими розділами проектування електричної машини.

Теплообмін в електричних машинах відбувається шляхом теплопровідності, конвективного теплообміну і випромінювання. Теплообмін шляхом випромінювання для електричних машин, що працюють в звичайних умовах, не враховується через невелику його частку в загальному процесі теплообміну.

Сучасний тепловий розрахунок електричних машин базується на розв'язках диференціальних рівнянь теплопровідності в тих випадках, коли особливо важливо отримати картину безперервного розподілу температури в просторі або в часі. В інших випадках на основі спрощених рівнянь користуються еквівалентними електричними схемами для стаціонарних задач. Існують також синтетичні методи, які з успіхом використовують особливості строгих і спрощених розв'язків.

Для опису тривимірного температурного поля машини зазвичай використовують рівняння теплового стану в загальному вигляді

$$\upsilon=\upsilon(x, y, z, t),$$

де υ – температура точки тіла в заданий момент;

x, y, z – просторові координати;

t – час.

В результаті розподіл температури в тілі описується тривимірним рівнянням теплопровідності

$$\rho c \frac{\partial(\Delta\vartheta)}{dt} = div(\lambda\ grand\Delta\vartheta) + p, \qquad (1.1)$$

де ρ – густина навколишнього середовища, кг/м^3;

c – питома теплоємність елемента електричної машини, Дж/(кг· ° С);

p – потужність внутрішніх джерел тепла, яка представляє собою кількість теплоти, що виділяється в одиниці об'єму елемента машини за одиницю часу;

λ – теплопровідність матеріалу тіла.

Теплообмін між поверхнею твердого тіла і рідкого (газоподібного) середовища описується експериментальним законом Ньютона-Ріхмана, що зв'язує густину теплового потоку q на поверхні S з температурами поверхні υ_n і середовища $\upsilon_{охл}$

$$q = Q/S = \alpha(\vartheta_{\text{п}} - \vartheta_{\text{охл}}) = \text{a}\Delta\vartheta, \tag{1.2}$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі поверхні, Вт/(м^2·°С).

Розв’язок цієї задачі можна отримати тільки для окремих випадків, а для загального випадку використовується чисельне розв’язання МСЕ або метод кінцевих різниць [165-168]. Перевагами методу є висока точність розрахунку і наочність; можливість сформулювати задачу в тривимірній постановці [165-169]. Однак для інженерних розрахунків електричних машин пряме розв’язання рівнянь (1.1) призводить до вельми складних розрахунків, що вимагає знання граничних (1.2) і початкових умов, які в більшості випадків (особливо при попередніх розрахунках) бувають невідомими. Тому для інженерних попередніх розрахунків задачу зазвичай спрощують.

В даний час для визначення теплового стану електричних машин і, зокрема, турбо- і гідрогенераторів застосовуються три підходи [170, 171]:

• метод розгорнутих теплових (еквівалентних) схем,

• аналітичне розв’язання теплового стану,

• чисельні методи, що засновані на МСЕ.

На практиці теплові розрахунки машин виконують найчастіше за допомогою теплових схем заміщення. Аналітичні методи дозволяють в рамках спрощених постановок тривимірних задач уточнити розподіл температур по

поверхні вузлів і деталей генератора. Найбільш точно визначити тривимірні температурні поля для тіл, що мають складну геометрію, дозволяє МСЕ.

Метод розгорнутих теплових (еквівалентних) схем [172] можна розглядати як наближений для розв'язання тривимірних задач. Він заснований на аналогії теплових та електричних потоків і теплових та електричних опорів. Ця аналогія випливає з відомих формул для елементарних ділянок теплових та електричних ланок

$$\left.\begin{aligned} Q &= \lambda S \Delta\vartheta/\delta = \Delta\vartheta/R_{\mathrm{T}} \\ I &= S\Delta U/(\rho l) = \Delta U/R_{\mathrm{E}} \end{aligned}\right\}. \tag{1.3}$$

При тепловіддачі з поверхні твердого тіла рівняння (1.3):

$$Q = \Delta\vartheta/R_{\mathrm{a}},$$

де $R_{\mathrm{a}} = 1/aS$;

a – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні охолодження;

S – площа поверхні охолодження.

Метод теплових схем заміщення може розглядатися як метод кінцевих різниць, коли крок сітки вибирають рівним довжині однорідної ділянки теплової схеми машини, і він стає сумірним з розмірами окремих елементів машини. Для складання теплової схеми заміщення всю теплову систему машини з безперервно розподіленими тепловими джерелами і тепловими параметрами замінюють еквівалентною електричною схемою (сіткою), складеної з внутрішніх опорів між вузловими точками R_λ і поверхневих опорів R_a. Точність розв’язання збільшується при збільшенні числа вузлових точок теплової схеми. При цьому необхідно пам'ятати, що точність теплового розрахунку визначається не тільки кількістю вузлових точок, але в великій мірі залежить від точності визначення коефіцієнтів тепловіддачі з поверхонь нагріву, теплопровідності обраних матеріалів та інших факторів, що вносять

невизначеність у вихідні дані. Тому часто для визначення теплової напруженості окремих ділянок або всієї машини використовують спрощені теплові схеми заміщення з малим числом вузлових точок. Застосування теплових схем заміщення дає можливість визначати середні температури частин електричної машини, що приймаються за однорідні тіла. При цьому паралельне складання термічних опорів застосовують для розв’язання не тільки двомірних, але і тривимірних задач, коли підсумовуються теплові опори за трьома напрямками потоку. Останнє робиться без додаткового теоретичного обґрунтування.

Одним з найбільш істотних переваг даного методу є простота. Однак метод еквівалентних схем не дозволяє проводити розрахунки температурного розподілу в вузлах, а дає розв’язок лише для характерної точки конструктивного елементу. Даний недолік не дає можливості глибокого дослідження температурного стану ЕМ і застосовується на початкових, приблизних етапах розрахунків.

Другим по застосовності є аналітичний метод визначення температурних полів, що полягає у розв’язанні диференціальних рівнянь, які описують розподіл температури уздовж вузлів і деталей турбогенераторів. Це більш складні в порівнянні з методом заміщення моделі, які дозволяють розглянути температурні поля в окремих деталях і вузлах, звичайно, при прийнятті деяких спрощень.

Так, в монографії Борисенка О. І., Костікова О. М., Яковлєва О. І. [173] для визначення температури уздовж обмотки статора була запропонована розрахункова модель, яка представлена на рис. 1.10. Двошарова обмотка розбита на чотири ділянки. Ділянка 1 лобової частини пов'язана по всій довжині $l_{л1}$ з холодоагентом питомою провідністю Δ_1, яка визначається ізоляційним шаром, конструктивними елементами та коеффеціентом тепловіддачі. Тепловідведення на ділянці 2 лобової частини довжиною $l_{л2}$ визначається питомою теплопровідністю Δ_2. Шари пазової частини обмотки 3 і 4 з довжиною $l_{л3} = l_{л4}$ пов'язані взаємною теплопровідністю Δ_{34}. Умови

охолодження над пакетом статора описуються питомою теплопровідністю Δ_5, а охолодження в зазорі – питомою провідністю Δ_4.

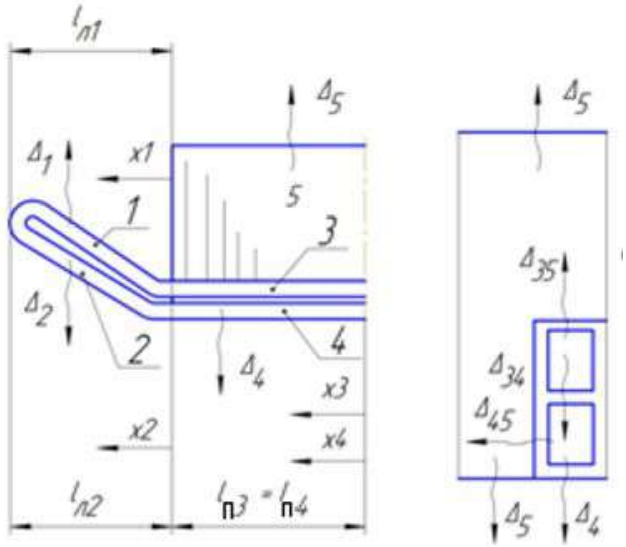


Рис. 1.10. Схема розрахункової моделі двошарової обмотки статора електричної машини

В результаті отримана система диференціальних рівнянь, що описують розподіл температури уздовж обмотки статора і вздовж пакета заліза статора

$$\lambda_{\text{м}} S_{\text{м}} \frac{d^2 T_1}{dx_1^2} + p_{10}(1 + \beta T_1) - \Delta_1 (T_1 - T_0) = 0;$$

$$\lambda_{\text{м}} S_{\text{м}} \frac{d^2 T_2}{dx_2^2} + p_{20}(1 + \beta T_2) - \Delta_2 (T_2 - T_0) = 0;$$

$$\lambda_{\text{м}} S_{\text{м}} \frac{d^2 T_3}{dx_3^2} + p_{30}(1 + \beta T_3) - \Delta_{35} (T_3 - T_5) - \Delta_{34} (T_3 - T_4) = 0;$$

$$\lambda_{\text{м}} S_{\text{м}} \frac{d^2 T_4}{dx_4^2} + p_{40}(1 + \beta T_4) - \Delta_{45} (T_4 - T_5) - \Delta_{34} (T_3 - T_4) - \Delta_4 (T_4 - T_0) = 0;$$

$$\lambda_{\text{с.п}} S_{\text{с}} \frac{d^2 T_5}{dx_5^2} + p_{50} - \Delta_{35} (T_5 - T_3) - \Delta_{45} (T_5 - T_4) - \Delta_5 (T_5 - T_0) = 0.$$

З урахуванням обраних напрямків координат x_i задача розв'язується для наступних граничних умов:

1. Симетричне охолодження статора:

$$\frac{dT_3}{dx_3}\Big|_{x3} = 0; \qquad \frac{dT_4}{dx_0}\Big|_{x4} = 0.$$

2. Рівність температур в сполучених перетинах ділянок:

$$\mathrm{T}_1\Big|_{x1=l_{л1}} = \mathrm{T}_2\Big|_{x2=l_{л2}}; \quad \mathrm{T}_1\Big|_{x1=0} = \mathrm{T}_3\Big|_{x3=l_{п3}}; \quad \mathrm{T}_2\Big|_{x2=0} = \mathrm{T}_4\Big|_{x4=l_{п4}}.$$

3. Рівності теплових потоків в сполучених перетинах ділянок:

$$\frac{dT_1}{dx_1}\Big|_{x1=l_{л1}} = -\frac{dT_2}{dx_2}\Big|_{x2=l_{л2}};$$
$$\frac{dT_1}{dx_1}\Big|_{x1=0} = \frac{dT_3}{dx_3}\Big|_{x3=l_{п3}};$$
$$\frac{dT_2}{dx_2}\Big|_{x2=0} = \frac{dT_4}{dx_4}\Big|_{x4=l_{п4}}.$$

Згідно з проведеними розрахунками, які підтверджуються експериментальними даними, максимальне значення температури знаходиться на неохолоджуваній ділянці лобової частини обмотки статора.

Запропонований Борисенком О. І., Костіковим О. М., Яковлєвим О. І. підхід дозволяє визначити температури статора і обмотки статора лише уздовж довжини, а реальне визначення температури в перетині, при короткочасних режимах короткого замикання неможливо. Тому дана методика може бути застосована при ескізному проектуванні турбогенератора.

Аналіз методів моделювання теплових полів в електромеханічних системах показав, що для чисельного розв'язання задач теплопередачі

найбільш простим в реалізації і задовільним по швидкості збіжності та точності розв'язання є МСЕ [165-168]. Даний метод дуже широко застосовується в сучасних прикладних програмних продуктах (типу ANSYS, SolidWorks, FEMM, ELCUT і ін.) [169, 170, 174] для моделювання теплових, електромагнітних та інших полів.

Глуховим Д. М. розроблена математична модель теплового поля багатофазного асинхронного двигуна, що дозволяє досліджувати його усталені і аварійні режими роботи, а також теплову напруженість окремих ділянок статора [174, 175]. Методика дозволяє розраховувати коефіцієнти тепловіддачі з поверхні оболонки електричної машини для використання їх в уточнених розрахунках теплової напруженості окремих ділянок ізоляції обмотки статора багатофазного асинхронного двигуна. Для моделювання теплового поля ЕМ в нормальних (симетричних) і аномальних (несиметричних, що супроводжуються обривом фази) режимах роботи була запропонована наступна математична модель

$$\begin{cases} \frac{1}{r_1}\frac{\partial}{\partial r_1}\left(\lambda_{r_1}\frac{\partial T}{\partial r_1}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda_z\frac{\partial T}{\partial z}\right)=-q_1-c\rho\frac{\partial T}{\partial t}; \\ \frac{1}{r_2}\frac{\partial}{\partial r_2}\left(\lambda_{r_2}\frac{\partial T}{\partial r_2}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda_z\frac{\partial T}{\partial z}\right)=-q_2-c\rho\frac{\partial T}{\partial t}; \\ \dots\ \dots\ \dots\ \dots\ \dots\ \dots\ \dots\ \dots\ \dots\ \dots\ \dots\ \dots\ \dots \\ \frac{1}{r_n}\frac{\partial}{\partial r_n}\left(\lambda_{r_n}\frac{\partial T}{\partial r_n}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda_z\frac{\partial T}{\partial z}\right)=-q_n-c\rho\frac{\partial T}{\partial t}, \end{cases}$$

де T – температура;

t – час;

$\lambda_x(y, z, r)$ – компоненти тензора теплопровідності;

λ – теплопровідність матеріалу;

q – питома потужність тепловиділення;

c – питома теплоємність матеріалу;

ρ – густина матеріалу.

Як інструмент кінцево-елементного моделювання використаний російський пакет ELCUT 4.2T, який дозволяє робити статичний і нестаціонарний тепловий аналіз в плоскій і осесиметричній постановках [174, 175]. Розбіжність даних експериментального дослідження та моделювання середовищі ELCUT 4.2T знаходиться в межах 9-11% [175].

В роботі [176] Неймайера Ф., Рамзауера Ф., Кастнера Г. представлено розв'язання МСЕ задачі розрахунку системи вентиляції електричної машини для зони лобових частин. На рис. 1.11 показані лінії струму в лобовій частині електричної машини.

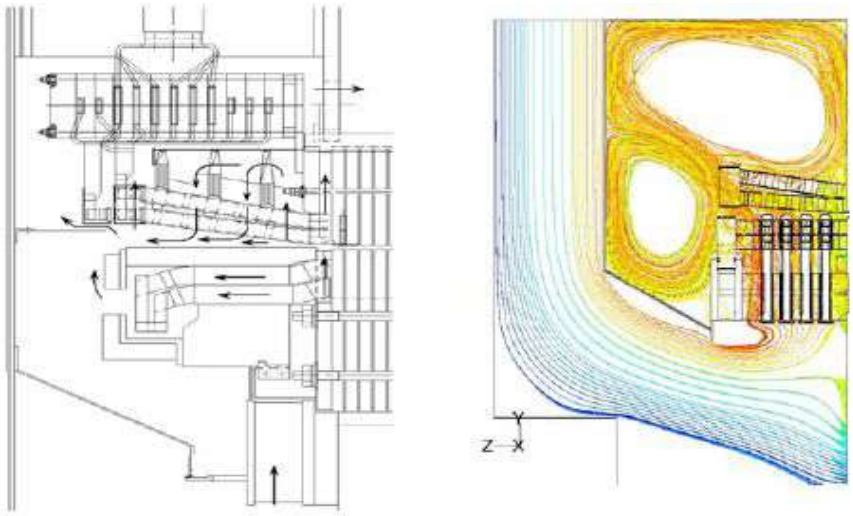


Рис. 1.11. Лінії струму в лобовій частині ЕМ

У статті [177] МСЕ проведено дослідження теплового стану обмотки ротора машин великої потужності з водневим охолодженням. Для розрахунку використовується система SolidWorks. Запропоновано співвідношення для визначення коефіцієнта тепловіддачі між воднем і внутрішніми стінками охолоджуючих каналів у провідниках обмотки ротора, що представляє собою граничні умови III-го роду. Описано методики проведення випробувань, що дозволяють визначити температуру обмотки ротора турбогенератора, і представлені результати проведених експериментів.

У роботі Овсяннікової О. О. [170] виконано моделювання теплового стану вузлів ротора синхронного турбогенератора потужністю 550 МВт з безпосереднім охолодженням обмоток воднем. Температурне поле ротора досліджено за допомогою методу скінченних елементів у тривимірній постановці у системі SolidWorks. Наведено кореляції для визначення коефіцієнтів теплопередачі, що були отримані різними вченими під час проведення серії експериментів і обрано ту, що забезпечує відповідність розрахункового розподілу температур у роторі до випробувального.

У роботах Кенсицького О. Г., Хваліна Д. І. із співавторами [178-180] досліджено нагрів обмотки статора турбогенератора. Розроблено математичну модель перебігу теплообмінних процесів у торцевому пакеті осердя статора потужного турбогенератора [178]. Проаналізовано рівні нагрівань зубців, що знаходяться у міжфазній зоні та поза нею. Запропоновано заходи щодо зменшення тангенціальної нерівномірності та рівнів нагрівання зубців торцевого пакета.

У роботі [179] розроблено математичну модель перебігу теплообмінних процесів у стержні обмотки статора потужного турбогенератора при порушенні циркуляції холодоагенту. Доведено, що у випадку, коли в одному стовпчику кількість поруч розташованих порожнистих провідників, циркуляція у яких відсутня, не перевищує трьох, турбогенератор типу ТГВ-250-ПТ3 може експлуатуватися без будь-яких обмежень по активному навантаженню. При послідовно розташованих чотирьох закупорених порожнистих провідниках активне навантаження має бути знижене до 85 % від номінального навантаження, а при п’яти – до 75 %.

Слід особливо відзначити роботу [181], в якій розроблено математичну модель теплового стану гідрогенератора-двигуна СВО 1255/255-40 УХЛ4 Дністровської ГАЕС. Математична модель описує процеси масопереносу та теплообміну в елементах і вузлах статора та ротора гідрогенератора-двигуна й дозволяє визначити не тільки середні по об’єму, а й максимальні температури, а також локалізувати їх розташування в машині. При цьому враховуються

реальні схема та умови охолодження активних зон, підігрів охолоджуючого повітря. Розглядалась польова задача спільного розрахунку тривимірного температурного поля для сектора осердя та обмотки статора й ротора. Проведено розрахунки нагріву основних елементів статора та ротора в різних режимах навантаження машини. Отримані результати порівняно з даними теплових випробувань гідрогенераторадвигуна.

1.7.2 Задачі термопружності та пружності елементів та вузлів генераторів. Розрахунок механічної міцності і жорсткості окремих вузлів і деталей генератора

Як вже зазначалося раніше, в активних і конструктивних елементах гідрогенераторів, генераторів-двигунів, турбогенераторів виділяється значна кількість тепла, що призводить до нагрівання, в більшості випадків нерівномірного, їх елементів. Дослідження виникаючих при цьому температурних напружень в елементах конструкцій вимагає розв’язання термопружної задачі.

У конструкціях передача зусиль здійснюється за допомогою контакту окремих деталей. Найчастіше при розрахунку вузлів, що складаються з системи взаємодіючих тіл, явищами в зоні контакту нехтують, замінюючи дійсний розподіл контактних тисків розподіленими або зосередженими зусиллями. Спроби розв’язання задач в неконтактнії постановці в ряді випадків призводять до суттєвих помилок, що носять принциповий характер. У більшості реальних конструкцій закон розподілу контактних тисків необхідно враховувати, тому що він може робити істотний вплив на НДС взаємодіючих деталей, особливо у випадках з великими зонами контакту. Виникає необхідність розв'язання контактних задач, в яких розміри майданчиків контакту і умови взаємодії на них нелінійно залежать від прикладеного навантаження. Ці параметри є шуканими і можуть бути визначені тільки в процесі розв'язання задачі. Для моделювання термомеханічних процесів в реальних конструкціях розрахункові схеми

повинні бути максимально наближені до реальних об'єктів, необхідний облік багатьох факторів, серед яких можна відзначити складність геометрії деталей і характеру навантаження, конструктивну анізотропію і фізично нелінійну поведінку матеріалу, залежність термічного опору від контактного тиску, внутрішні джерела і стоки тепла, в т.ч. в зоні контакту при розгляді фрикційної взаємодії деталей. При моделюванні термомеханічних процесів повинні бути правильно задані граничні умови. Розв’язання поставленої задачі можливе тільки чисельними методами, що дозволяють будувати алгоритми розв'язання задач теплопровідності та термомеханіки для складних об'єктів на основі єдиного підходу. МСЕ є найбільш універсальним і придатним для цієї мети.

Значний внесок у розвиток теорії термопружності внесли такі вчені як Гейтвуд Б. Є., Григоренко Я. М., Голуб Г. П., Карнаухов В. Г., Коваленко А. Д., Козлов В. І., Коляно Ю. М., Мотовіловець І. А., Мукоїд О. О., Підстригач Я. С., Чибіряков В. К., Шевченко Ю. М. та ін.

У термопружності застосовуються два види постановок задач – зв'язані і незв'язані. Коли використовується гіпотеза про відсутність взаємодії полів деформації та температури, формулюється так звана незв'язана задача термопружності [182-186]. При цьому припускається, що швидкість зміни температури – відносно невелика, а термомеханічні характеристики матеріалу в деякому діапазоні зміни температури змінюються незначно.

Коли взаємодією полів деформацій і напружень знехтувати не можна і термомеханічні характеристики матеріалу істотно залежать від температури, розглядаються задачі в зв'язаній постановці [182-184, 187].

У разі незв'язаної задачі спочатку визначаються температурні поля, а потім на їх основі температурні напруження. Такий підхід найчастіше використовується при розв'язанні багатьох задач прикладного характеру [182, 183, 185, 188, 189].

Для розв'язання задач термопружності застосовуються різні аналітичні, чисельно-аналітичні й чисельні методи: розкладання розв’язання в ряд Фур'є

граничних інтегральних рівнянь, граничних елементів, кінцевих елементів, кінцевих різниць і т.д. Метод скінченних елементів є одним з найбільш зручних методів розв'язання термопружних та термоконтактних задач, що дозволяє отримувати розв’язки задач теплопровідності та термомеханіки для складних об'єктів на основі єдиного підходу.

Більшість елементів конструкцій генератора відчувають на експлуатаційних режимах відносно невеликий нагрів, який практично не змінює їх механічні характеристики. Винятком є обмотка ротора і статора, нагрів яких призводить до зміни механічних властивостей міді.

З досвіду експлуатації генераторів відомо, що одними з найбільш важких за ризиком наслідків є аварії, пов'язані з руйнуванням валу ротора і деталей бандажних вузлів ротора [190]. Вони призводять до серйозних аварій і тривалих вимушених простоїв (до року і більше). Ці вузли працюють в умовах складного напруженого стану, викликаного дією температурних полів, відцентрових сил, напружень натягу.

Ротор сучасного синхронного турбогенератора є складним тривимірним сильно навантаженим конструктивним елементом [40]. Вихрові струми, що наводяться електромагнітним полем в повітряному проміжку між ротором і статором при нерівномірному навантаженні фаз і короткому замиканні, викликають істотно нерівномірні нестаціонарні температурні поля по перерізу ротора, а також інтенсивний локальний нагрів клинів, що утримують обмотку збудження в пазах ротора [191]. Це може викликати явища, що призводять до нерівномірності прогинів ротора, що негативно позначається на надійності роботи турбогенератора. Ці ж явища можливі й на стаціонарних режимах роботи в разі порушень тепловідведення в системі охолодження обмоток.

В роботі [192] проведено оцінку викривлення осі ротора синхронного генератора внаслідок нерівномірності тепловиділення в обмотках збудження. Задача розв'язується напіваналітичним методом скінченних елементів в циліндричній системі координат. Показано, що незначна нерівномірність тепловідбору в обмотках призводить до теплового викривлення осі ротора, яке

створює сили небалансу. Вони перевищують вагу ротора, що може призвести до значного зростання вібрації генератора.

У статті [177] обґрунтовано застосування водню для охолодження машин великої потужності. Запропоновано співвідношення для визначення коефіцієнта тепловіддачі між воднем і внутрішніми стінками охолоджуючих каналів в провідниках обмотки ротора, що представляє собою граничні умови III-го роду. Описано методики проведення випробувань, що дозволяють визначити температуру обмотки ротора турбогенератора, і представлені результати проведених експериментів. Виконано дослідження теплового стану обмотки ротора методом кінцевих елементів.

Шатохін В. Ф., Циммерман С. Д. в роботі [193] досліджували нестаціонарні коливання валопровода (ротора) турбоагрегату, які можуть бути викликані кінематичними впливами різного характеру (від вибуху або струсу підстави), миттєвим розбалансуванням ротора, коротким замиканням в мережі, в самому генераторі та ін. Небезпека подібного типу впливів полягає в можливості подальшого розвитку аварії з повним руйнуванням турбоагрегату. Наведені основи алгоритму розрахунку коливань ротора і опор турбоагрегату внаслідок кінематичного впливу ударного характеру. Розглянуто деякі результати лінійних коливань ротора на трьох опорах при нестаціонарних силових впливах.

У монографії Підгорного А. М., Гонтаровського П.П., Киркача Б. М. та ін. [189] наведено розв’язання МСЕ задач контактної взаємодії для турбомашин. Дано розв’язання задачі про звільняючому числі оборотів диска, посадженого на вал з натягом. Розв’язок отримано в вісьосиметричній постановці.

В роботі [194] наведено моделювання термонапруженої посадки турбінного диска на вал. Задача розв'язується в вісьосиметричній постановці МСЕ.

Бандажний вузол турбогенератора є одним з найбільш навантажених як в тепловому, так і в механічному відношенні елементом конструкції ротора

турбогенератора [195-199]. Бандажний вузол (БВ) ротора турбогенератора складається з бандажного кільця і центрувального кільця. Бандажне кільце (БК) утримує лобові частини обмотки ротора в радіальному напрямку при обертанні ротора. Центрувальне кільце (ЦК) утримує обмотку ротора в осьовому напрямку при її тепловому розширенні. Крім того, ЦК забезпечує збереження циліндричної форми БК і центрує його щодо осі вала ротора. З’єднання деталей БВ здійснюється гарячою посадкою з натягом, що вимагає при дослідженні їх міцності розв’язання не тільки задачі термопружності, але і контактної задачі.

Пресове з'єднання і запресовування деталей широко поширені в машинобудуванні [200-203]. З огляду на їх важливість в даний час розроблений ряд аналітичних і чисельних методів дослідження таких з’єднаннь, в основі яких лежать підходи і методи, що розвинені при в розв’язанні контактних задач.

Задачі контактної взаємодії є одними із найбільш складних задач механіки деформівного твердого тіла. Як правило, в них закон розподілу тисків та розміри зони контакту є заздалегідь невідомими й повинні визначатися у ході розв'язання самої задачі. Теоретичні основи розв'язання контактних задач знайшли відображення у відомих монографіях Олександрова В. М. й Мхітаряна С. М. [204], Воровича Й. І. й Олександрова В. М. [205], Горшкова А. Г. й Тарлаковського Д. В. [206], Гузя О. М. й Рудницького В. Б. [207], Джонсона К. [208], Кантора Б. Я. [209], Лур'є А. І. [210], Моссаковського В. І., Гудрамовича В. С. й Макеєва Е. М. [211], Штаермана І. Я. [212] і багатьох інших [189, 213, 214].

Детальний огляд методів розв'язання контактних задач наведений у роботах Бураго Н. Г. й Кукуджанова В. Н. [215], Галіна Л. О. [216], Гудрамовича В. С. [217], Зеленцова В. Б. [218], Макерле Дж. [219].

Уперше задачу про контактну взаємодію пружних тіл було сформульовано й розв'язано Герцом [208, 220]. Складність цих задач обумовила велику кількість математичних підходів і методів, які

використовуються при їх розв'язанні. Існуючі методи розв'язання умовно можна розділити на аналітичні [205, 221, 222], чисельні [189, 209, 219] й аналітико-чисельні, які поєднують аналітичні й чисельні підходи, що дозволяє одержати розв’язок більш економічним і простим шляхом. [219, 223]. Слід зазначити, що чисельні методи, в основному, базуються на МСЕ, який дозволяє враховувати складну геометрію конструкційних елементів. Огляд сучасних аналітико-чисельних методів розв'язання контактних задач наведено у роботі [205], а чисельно-дискретних алгоритмів розв'язання контактних задач – у роботі [215].

Перші роботи, що присвячені розробці аналітичних методів дослідження розподілу тиску по посадковій поверхні деталей при посадці з натягом, з'явилися в 40-50 роки минулого століття. У цих роботах приймалася гіпотеза про рівномірний розподіл тиску по майданчику контакту. В роботі [224] Шапіро Г. С. розв'язав задачу про стиснення нескінченного довгого порожнього циліндричного валу навантаженням, що прикладене до кільцевої ділянки бічної поверхні вала. Ранкин А., Шенектади Н. досліджували НДС вала з тугопосадженою втулкою [225]. На підставі розв’язання задачі Ламі визначалося усереднене радіальне переміщення на ділянці поверхні суцільного вала під дією рівномірного навантаження, а потім визначалася середня величина тиску. Таким чином, визначалося лише середнє значення контактних напружень на ділянці контакту, а реальний розподіл тисків не враховувався. У роботах Лівшиця П. З. [226, 227] в рамках теорії пружності отримано кінцеві значення контактних напружень і коефіцієнта концентрації напружень у незаокругленому краю насаджуваної втулки.

Однією з перших робіт, присвячених дослідженням за допомогою методу скінченних елементів напружень при напресуванні короткої втулки на вал нескінченної довжини, є робота Парсонса Б. і Уілсона Е. [228]. Автори запропонували використовувати МСЕ для визначення характеристик жорсткості втулки шляхом обчислення коефіцієнтів впливу в вузлах, розташованих на внутрішній поверхні СЕ моделі втулки; для визначення

жорсткості вала застосований класичний метод теорії пружності, заснований на роботах Лурье А. І. [210].

Розв’язання задачі про посадку втулки на вал кінцевої довжини дано в роботі Іосілевіча Г. Б. і Лукащука Ю. В. [229]. Описуваний метод орієнтовано на вісьосиметричні задачі. Він дозволяє врахувати обтиснення мікронерівностей шорсткої поверхні шляхом введення умовного контактного шару.

Семеновим-Єжовим І. Е. і Старшиніним В. І. [203] була запропонована методика СЕ досліджень напруженого стану в деталях при їх запресовуванні. Автори запропонували моделювати натяг в з'єднанні температурним перепадом на посадковому контурі. При цьому наявність запресованих шайб ніяк не враховувався.

У пресових з'єднаннях за номінальне напруження часто приймають контактний тиск $p_к$, який пов'язаний з відносним радіальним натягом Δ відомим виразом [230]

$$p_{\text{к}} = \Delta \cdot \mathrm{E}_2 / \left[\frac{\mathrm{E}_2}{\mathrm{E}_1}\left(\frac{1+\alpha_1^2}{1-\alpha_1^2} - \nu_1\right) + \frac{1+\alpha_2^2}{1-\alpha_2^2} + \nu_2\right],$$

де E – модуль Юнга;

ν – коефіцієнт Пуассона;

α_1, α_2 – відношення внутрішнього радіусу деталей до зовнішнього, індекс 1 відноситься до охоплюємої деталі, а індекс 2 – до охоплюючої.

Для задач запресування загальний аналітичний метод був запропонований Шерманом Д. І. [231, 232]. Він ґрунтується на методі, розробленому Колосовим Г. В. і Мусхелишвилі Н. І., в основі якого лежить використання функції комплексного змінного і камфорного відображення. Даний підхід в подальшому розвивався в роботах Тарабасова Н. Д. [200], Угодчікова А. Г. [233, 234]. Однак, цей метод можна застосовувати тільки для областей, для яких існує аналітична відображаюча функція, і є досить

складним математично. Тому для інженерних робіт, що вимагають на стадії проектування конструкцій виконання багатопараметричних і різноманітних розрахунків, більш доцільно застосовувати чисельні методи.

Огляд експериментальних і теоретичних робіт по концентрації напружень в пресових з'єднаннях міститься в роботі Буланова В. Б., Семенов-Єжова І. Є., Ширшова А. А [235].

У роботах Барзелая М., Тонга К., Холла Г. [236, 237] наведені результати дослідження впливу різних чинників на тепловий контакт тіл. Відзначається, що тепловий потік залежить від тиску, чистоти поверхонь взаємодії, точності пригону і виду з'єднання (клепане, склеєне та інші). Вимірювалася теплопровідність внутрішніх стикових з'єднань, були отримані загальні висновки про те, що теплопровідність збільшується зі зростанням температури і контактного тиску, але майже не залежить від величини теплового потоку.

Контактна задача термопружності в разі осьової симетрії розглядається в роботі [238], де встановлюється зв'язок переміщень кордону півпростору з нормальними напруженнями і температурою на кордоні. Отримані співвідношення застосовуються до площини, обмеженої поверхнею обертання в ізотропному полупросторі. Нестаціонарна вісьосиметрична контактна задача розглядається в роботі [239]. Вісьосиметричній задачі про вдавлення нагрітої площини в трансверсально-ізотропний полупростір присвячені також статті [240, 241]. В роботі [242] наведено розв’язання задачі про тиск гарячого штампа при недосконалому тепловому контакті між ним і пружним середовищем. Неідеальність теплового контакту виникає внаслідок наявності на кордоні півпростору дуже тонкого проміжного шару, що має свої теплофізичні характеристики. Термопружні контактні задачі розв'язувалися також в роботах [243-246].

Вплив контактного термічного опору на розподіл температур стрингера розглядається в роботі [185]. Оскільки теплопередача в з'єднанні залежить від теплопровідності металу в місцях контакту, повітря, що заповнює зазори,

автор вводить коефіцієнт контактного термічного опору, що дозволяє враховувати різні умови взаємодії, який змінюється від нуля (ідеальна теплоізоляція) до одиниці (ідеальна теплопровідність). Подібний підхід, пов'язаний з використанням коефіцієнта контактного термічного опору, отриманого на основі узагальнення результатів численних експериментальних досліджень, різних досвідів, запропонований в монографії [247]. Вираз для цього коефіцієнта використовується і в даній роботі для обліку різних факторів, що впливають на теплообмін в зоні контактної взаємодії.

Однак, найчастіше в подібних задачах припускається наявність ідеального теплового контакту, тобто з'єднання розглядається як одна деталь. В роботі [248] проводиться аналіз переміщень і деформацій, що виникають при металоформуванні. Розв’язок знаходиться шляхом чисельного інтегрування рівняння теплового балансу з застосуванням схеми кроків за часом. Задача розв'язується за допомогою МСЕ, чисельні результати порівнюють з експериментальними даними. Загальний аналіз досить точно відображає реальні процеси, однак такий підхід прийнятний, в основному, лише для задач, пов'язаних з металоформуванням.

Метод скінченних елементів є одним з найбільш зручних стосовно до розв'язання задач контактної взаємодії з урахуванням теплообміну між поверхнями. У роботах [249, 250] автори розглядають алгоритм розв'язання термоупругопластичних задач при їх дискретизації МСЕ з довільною геометрією поверхні контакту, загальними законами пластичної течії і контактного тертя. Взаємодіючі тіла розглядаються одночасно, на кордоні вводяться подвійні вузли, використовується метод початкових напружень. Практична збіжність запропонованого алгоритму підтверджується розв'язанням конкретних задач.

В роботі розглянуто [251] метод скінченних елементів для задач теплопровідності і термопружності, проте вибір типів кінцевих елементів, обумовлений конфігурацією, підлягають дослідженню деталей теплових двигунів таких як поршні і циліндрові втулки дизелів різного призначення.

Для них же розглянуті різні температурні поля, проведено аналіз НДС, що визначається цими полями.

В роботі Гонтаровського П. П., Левтерова А. М., Гармаш Н. Г. [252] МСЕ проведено аналіз температурних полів і напружено-деформованого стану жарового кільця двотактного дизеля в термоконтактній постановці. Аналізуються термомеханічні процеси, які виникають під час роботи жарового кільця двотактного двигуна.

Підходи, які розроблені для розв'язання контактних задач, лягли в основу методів оцінки міцності і надійності бандажного вузла ротора генератора.

Традиційні розрахункові методики, що викладені в роботах [41, 101], розглядають БК як оболонку постійного перетину, що деформується під дією власних відцентрових сил, рівномірно розподілених по внутрішній поверхні БК, тиску від дії відцентрових сил, створюваних лобовою частиною обмотки ротора, а також під дією сил від посадки БК на ЦК і на бочку ротора, що додані до краю оболонки. При цьому посадочні зусилля визначаються на основі піддатливостей БК і ЦК, обчислених по найпростішим схемами вигину і розтягування кілець і оболонок без урахування їх складної просторової геометрії. Крім того, напруження і деформації в ЦК визначаються на основі схеми вигину кільця при припущенні, що перетин кільця залишається недеформованим. Таким чином, використовувана методика не дає реальної картини деформацій ЦК і БК, а також характеру розподілу контактного тиску по посадочних поверхонь, які дуже важливі для визначення необхідних посадочних натягів.

Вдосконаленню методів дослідження з'єднання посадкою з натягом БК і бочки ротора завжди приділялася велика увага. Дослідженням міцності бандажного вузла і розробкою методів розрахунку займалися Боровков А. І. [253], Бринський Е. А. [254], Глазенко А. В. [255], Глєбов І. А. [256], Григор'єв П. М. [257], Данилевич Я. Б. [256, 258] Кійло О. Л. [253, 259, 260], Курнаков С. І. [257], Кукушадзе А. М. [261], Надточій В. М. [261-263],

Рябов Є. В. [262, 263], Санадзе Л. Г. [261], Хозіков Ю. Ф. [255] і багато інших.

Так в роботах [254, 256, 258] аналіз з'єднання БК і бочки ротора турбогенератора виконано за допомогою методу розв'язання контактних задач, запропонованого Фрідманом В. М. і Черніной В. С. [264]. В процесі дослідження з'єднання БК і бочки ротора застосовано підхід, розвинений в [255], заснований на чисельному визначенні функцій впливу (піддатливостей тіл) на майданчиках контакту за допомогою МСЕ. Дослідження в цих роботах проводилися на базі вісьосиметричної моделі БВ. Перехід до вісьосиметричної моделі здійснювався на основі введення ефективного циліндра, що моделює зубцеву зону ротора і має деякі ефективні механічні характеристики. Таким чином, в результаті розв'язання задачі застосовувалася процедура гомогенізації – процедура приведення неоднорідної структури зубцевої зони до однорідної анізотропної структури. Результати досліджень, що наведені в зазначених роботах, показали, що існує можливість утворення зазору між бандажем і бочкою ротора у носика бандажного кільця не тільки в процесі роботи генератора, але і в режимі спокою. На основі отриманих результатів і виявленого явища роз’єднання деталей, на частині посадкової поверхні зроблено висновок про ефективність використання ступінчастої конфігурації посадкового місця. Разом з тим, в зазначених роботах відзначено, що "істотний вплив на розподіл зон контакту-відриву надає відношення податливостей контактуючих тіл". Однак, досить обґрунтований підхід до визначення ефективних пружних характеристик або податливості зубцевої зони в названих роботах відсутній.

Стосовно з'єднання БК і упорного кільця (УК) можна констатувати, що після остаточного затвердження консольної конструкції БВ дослідження даного з'єднання проводилися лише з метою вибору посадкового натягу, а питання про характер розподілу контактних тисків по посадочних поверхоням БК і УК досі залишався відкритим, хоча був не менш важливими з точки зору щільності з'єднання.

Дослідженню двохпосадкових бандажних вузлів присвячені роботи

[261-263, 265], які були ініційовані, в першу чергу, проблемами, що виникали в процесі експлуатації генераторів в з'єднаннях бандаж-ротор, бандаж-центрувальне кільце, центрувальне кільце-ротор. Справа в тому, що при двохпосадкових бандажах з жорстким ЦК можливе порушення посадки кільця на бочку ротора через неминучої в експлуатації постійної зміни (деформації) лінії валу ротора і зміщення краю бандажного кільця щодо торця бочки. Це супроводжується порушенням електричного контакту між бандажним кільцем і бочкою, виникненням іскріння при несиметрії струмів статора, розігрівом і опіком посадочних поверхонь, появою слідів мінливості, вигоранням матеріалів і пошкодженням бандажних кілець, відколами посадочних місць зубців бочки ротора [266], а також виникненням фреттінг- ушкоджень [267] посадочних поверхонь. За результатами роботи генераторів двохпосадкова конструкція бандажних вузлів була визнана невдалою і підприємство-виробник (ВАТ "Силові машини" Завод «Електросила») перейшло до виробництва турбогенераторів з консольним виконанням бандажних вузлів. Двохпосадкова конструкція з посадкою центрувального кільця на вал зберігається тільки у раніше випущених генераторів і по можливості піддається модернізації при чергових планових ремонтах агрегатів [268, 269]. Для консольної конструкції, добре виконаної, за умови досить щільної посадки елементів конструкції і закріплення бандажа на роторі відповідним замком (кільцевою шпонкою або гайкою), ймовірність описаних ушкоджень практично виключається. Порушення ж щільності з'єднання деталей БВ може також призвести до зміщення мас і, як наслідок, до погіршення вібраційного стану машини, а в деяких випадках навіть до важких аварій. Тому на стадії проектування необхідно проводити ретельний аналіз напруженого і деформованого стану елементів БВ з метою забезпечити щільне з'єднання деталей БВ насамперед на робочій частоті обертання, а також при випробуваннях ротора на угонну частоту обертання.

Аналіз розвитку сучасного машинобудування показує, що однією з головних тенденцій при проектуванні і створенні електричних машин є все

зростаюча концентрація потужності в одному агрегаті, що забезпечує найбільші ефективність використання і коефіцієнт корисної дії машин. Неминучим наслідком зазначеної обставини є зростання габаритів машин, швидкостей обертання роторів і навантажень на опори валів і осей. У зв'язку з цим склалося становище, при якому в ряді випадків надійність, працездатність і довговічність машин стала визначатися надійністю, довговічністю і працездатністю опор роторів. Фахівцям добре відомі випадки, коли працездатність опор роторів визначала і визначає ресурс машин, в тому числі гідроагрегатів ГЕС [270]. Упорні підшипники турбін працюють у важких умовах. Більшість упорних підшипників працюють з перекосами. Причинами перекосу є температурне розцентрування агрегату, що викликано нерівномірним подовженням фундаментних колон і різними силовими і тепловими розширеннями ротора та статора, неточностями при виготовленні деталей підшипника, а також неточностями збірки при монтажі та ремонті. Викривлення геометричній осі ротора в турбінах під власною вагою або з інших причин веде до нерівномірного навантаження упорних колодок підшипника і, як результат, його руйнування. Розрахунок і теорія підп'ятників викладена в роботах [38, 271]. У довіднику [272] наводяться формули для визначення кутів установки сегментів підп'ятника і мінімальної товщини масляного шару.

Гідродинамічні тривимірні моделі робочої області підп'ятника, заповненої рідким мастилом, побудовані в роботі Антонової О. В., Боровкова О. І [273]. Для розрахунку застосовується система обчислювальної гідродинаміки Computional Fluid Dynamics, CFD – ANSYS/CFX. Розглядалася конфігурація підп'ятника з 8 сегментів. На рис. 1.12 показана тривимірна CAD-модель збірки сегмента і його накладки. Розв'язано ряд задач для різних значень мінімальної товщини масляного шару і кутів нахилу колодки підп'ятника в потоці рідкого мастила.

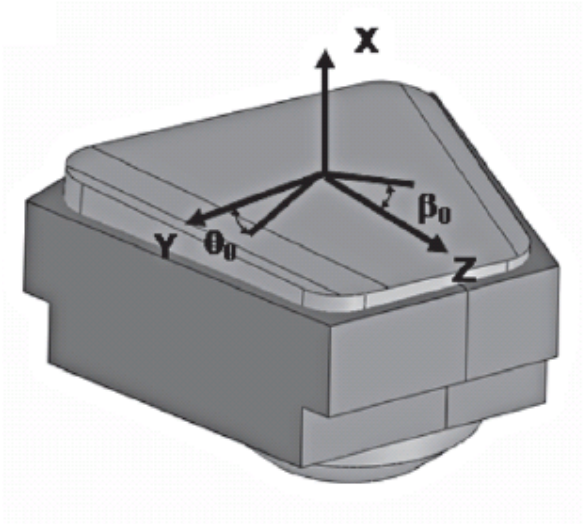


Рис. 1.12. Тривимірна CAD-модель збірки сегмента і його накладки

Марцинковським В. С. виконано аналіз причин руйнування штатного підшипника і розглянуті результати комплексу робіт щодо вдосконалення підшипників ковзання парових турбін [274]. Наведені приклади реалізації ефективних технічних рішень по збільшенню несучої здатності і електроерозійного захисту в конструкціях підшипників ковзання парових турбін турбогенераторів і результати їх впровадження. Показано, що нові технічні розв’язання для упорних підшипників дозволяють збільшити несучу здатність штатних підшипників до 4-х разів при збереженні габаритних розмірів штатного підшипника і використанні штатних мастильних систем агрегатів.

Байбородовим Ю. І. проведено дослідження працездатності важко навантажених еластичних металопластикових сегментів з нульовим окружним ексцентриситетом на гідроагрегат № 5 Усть-Ілімської ГЕС [270, 275]. Наведено експериментальні дані розподілу температури і гідродинамічних тисків по сегменту. Запропонована і випробувана конструкція металопластикових сегментів була закладена ВАТ «Уралелектроважмаш» в конструкцію підп'ятників гідрогенераторів-двигунів Загорської гідроакумулюючої електростанції, де вони працюють по теперішній час.

1.8 Висновки по розділу 1

Аналіз світових тенденцій розвитку генераторобудування, сучасного стану енергогенеруючого обладнання України, найбільш часто виникаючих аварійних ситуацій, а також існуючих математичних моделей і методів розрахунків НДС елементів конструкцій генераторів дозволяє зробити наступні висновки:

– в усьому світі спостерігається стала тенденція до підвищення потужності генераторів та зменшення їх ваги, що призводить до підвищення рівня напружень в елементах та їх перерозподілу, а це вимагає подальшого удосконалення методів розрахунку їх міцності;

– номінальний ресурс існуючого генераторного обладнання України практично вичерпаний, тому необхідно проводити комплексні роботи з модернізації машин, а також будувати нові, більш потужні генератори;

– при модернізації генераторів їх потужність зазвичай збільшується на 5-10 %, що вимагає проведення додаткового аналізу міцності конструктивних елементів (особливо нересурсних);

– на практиці для розрахунку складного термопружного стану елементів конструкцій генераторів, як правило, використовуються інженерні методи, що ґрунтуються на спрощених підходах як до геометрії пружних тіл, так і до визначення граничних умов температурної задачі;

– досліджень НДС конструкційних елементів гідрогенераторів, генераторів-двигунів, турбогенераторів великої потужності у тривимірній постановці надзвичайно мало;

– питання деформування елементів конструкцій генератора при аварійних впливах вивчені недостатньо;

– у більшості робіт, присвячених генераторам, досліджуються лише окремі конструктивні елементи, в цілому ж конструкція зазвичай не розглядається;

– питання дослідження міцності опорних підшипників, бандажних вузлів, хрестовин, коробів, міжполюсних перемичок все ще недостатньо

вивчені;

– одним із найбільш перспективних методів для розрахунку НДС елементів конструкцій генератора є МСЕ, який дозволяє провести розрахунок системи охолодження генератора та оцінити його міцність;

– розробка єдиного підходу до розрахунку генераторів великої потужності, що базується на тривимірних моделях, які дозволяють підвищити точність обчислення задачі, має великий науковий і практичний інтерес.

Виходячи з вищевикладеного, сформульовані й розв’язані задачі, які наведено у наступних розділах.

Результати аналізу аварійних ситуацій, що представлені в розділі, були опубліковані в роботах [2, 3, 27].

РОЗДІЛ 2
МЕТОДОЛОГІЯ РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ В ТРИВИМІРНІЙ ПОСТАНОВЦІ

2.1 Особливості міцнісного розрахунку генераторів великої потужності

При проектуванні нових електрогенераторів великої або граничної потужності, модернізації існуючих агрегатів, яка завжди супроводжується підвищенням їх ефективності, виникає необхідність в більш точній оцінці міцності елементів конструкцій. Використання існуючих інженерних методик, розроблених в 70-х роках минулого століття, найчастіше не дозволяє провести такий детальний аналіз. Застосування методів тривимірного моделювання як для агрегату в цілому, так і для його окремих найбільш навантажених елементів дозволяє уточнити параметри НДС елементів конструкцій генератора при експлуатаційних і аварійних впливах, а також оцінити наявний запас міцності.

Існуючи моделі генераторів розподіляються на два типи виконання: з вертикальним та горизонтальним розташуванням валу. Як правило, генератори великої потужності відносяться до першого типу. Вертикальні гідроагрегати зазвичай виконуються з підвісними гідрогенераторами при n_0>200 об/хв і зонтичними – при n_0< 200 об/хв. Від типу виконання залежить, яка система опирання застосовується та як розподіляються силові навантаження.

На рис. 2.1 подано креслення вертикального підвісного гідрогенератора Київської ГАЕС із зазначенням мас основних вузлів генератора, номінальних і максимальних навантажень, що діють на фундамент. Номінальні та максимальні навантаження на фундамент гідрогенератора подано у табл. 2.1.

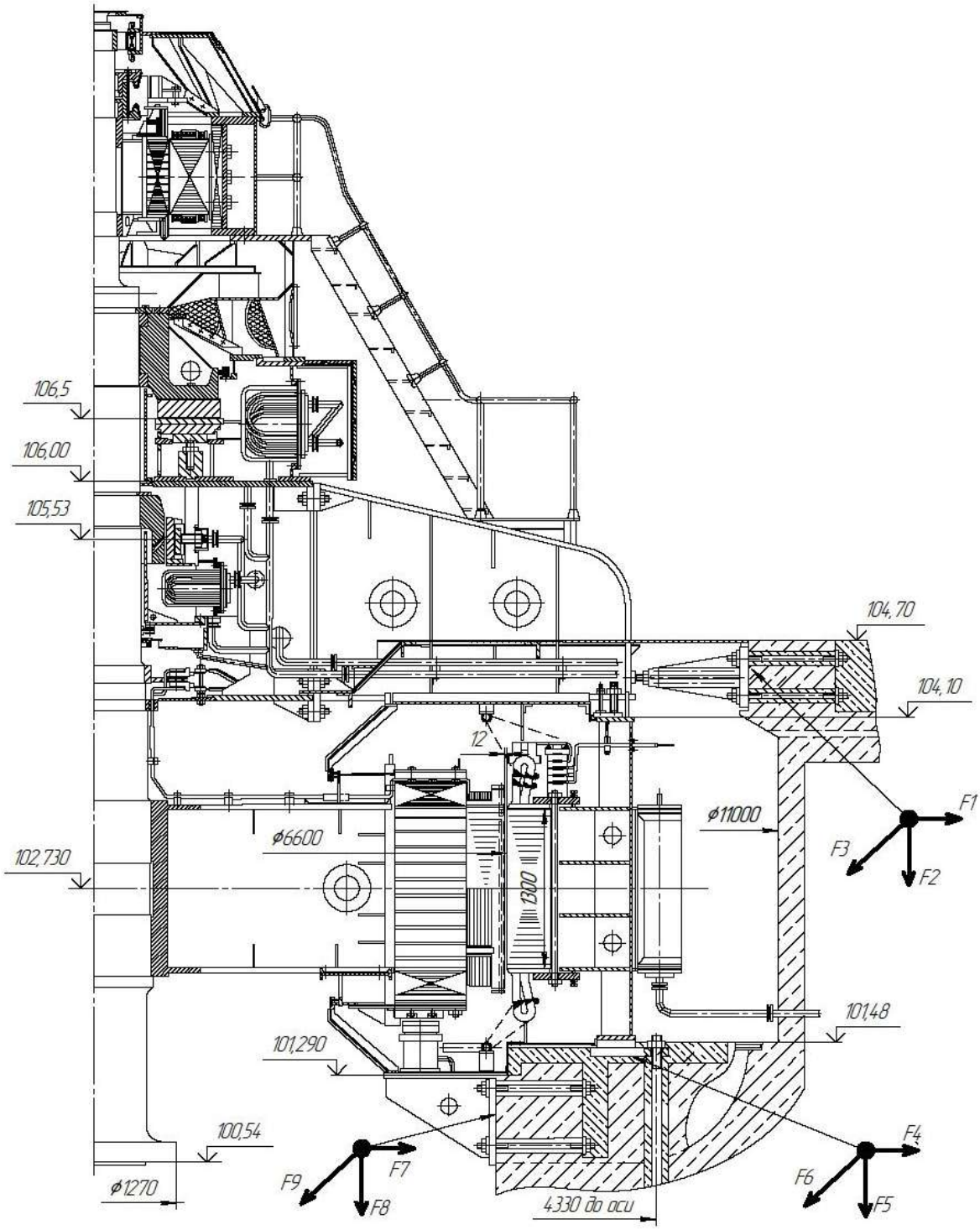


Рис. 2.1. Гідрогенератор Київської ГАЕС підвісного типу.

Таблиця 2.1

Номінальні і максимальні навантаження на фундамент гідрогенератора

Позначе-ння	Напрямок	Режим роботи	Кількість фундаме-нтних плит	Площа однієї фундамен-тної плити, см^2	Навантаження на одну плиту, тонн	
					Базові*	Нові
Фундаментні плити розпірних домкратів крестовини						
F1	Радіальний	Номінальний	12	3840	22,4	21,9
F1	Радіальний	Аварійний при короткому замиканні половини полюсів			70,8	69,4
F2	Вертикальний	Номінальний або аварійний			не застосовується	
F3	Тангенціальний	Номінальний або аварійний			не застосовується	
Фундаментні плити статора						
F4	Радіальний	Номінальний або аварійний	12	5850	не застосовується	
F5	Вертикальний	Номінальний або аварійний			26	
F6	Тангенціальний	Номінальний			11,8	12,3
F6	Тангенціальний	Аварійний при двохфазному короткому замиканні			86,9	84,5
Фундаментні плити гальм						
F7	Радіальний	Номінальний або аварійний	12	6050	не застосовується	
F8	Вертикальний	Номінальний при підйомі обертових частин на гальмах			59,9	
F8	Вертикальний	Номінальний при гальмуванні			2,7	
F9	Тангенціальний	Номінальний при гальмуванні			1,2	
Опора підп'ятника						
F10	Радіальний	Номінальний або аварійний	1	Опора на статор турбіни	не застосовується	
F11	Вертикальний	Номінальний при номінальному навантаженні			-	1399,5
F11	Вертикальний	Максимальний при максимальному навантаженні			1500	1494,5
F12	Тангенціальний	Номінальний або аварійний			не застосовується	

Зовнішній вигляд генератора Кременчуцької ГЕС зонтичного типу з опиранням підп’ятника на кришку турбіни подано на рис. 2.2, а номінальні та максимальні навантаження на фундамент – у табл. 2.2.

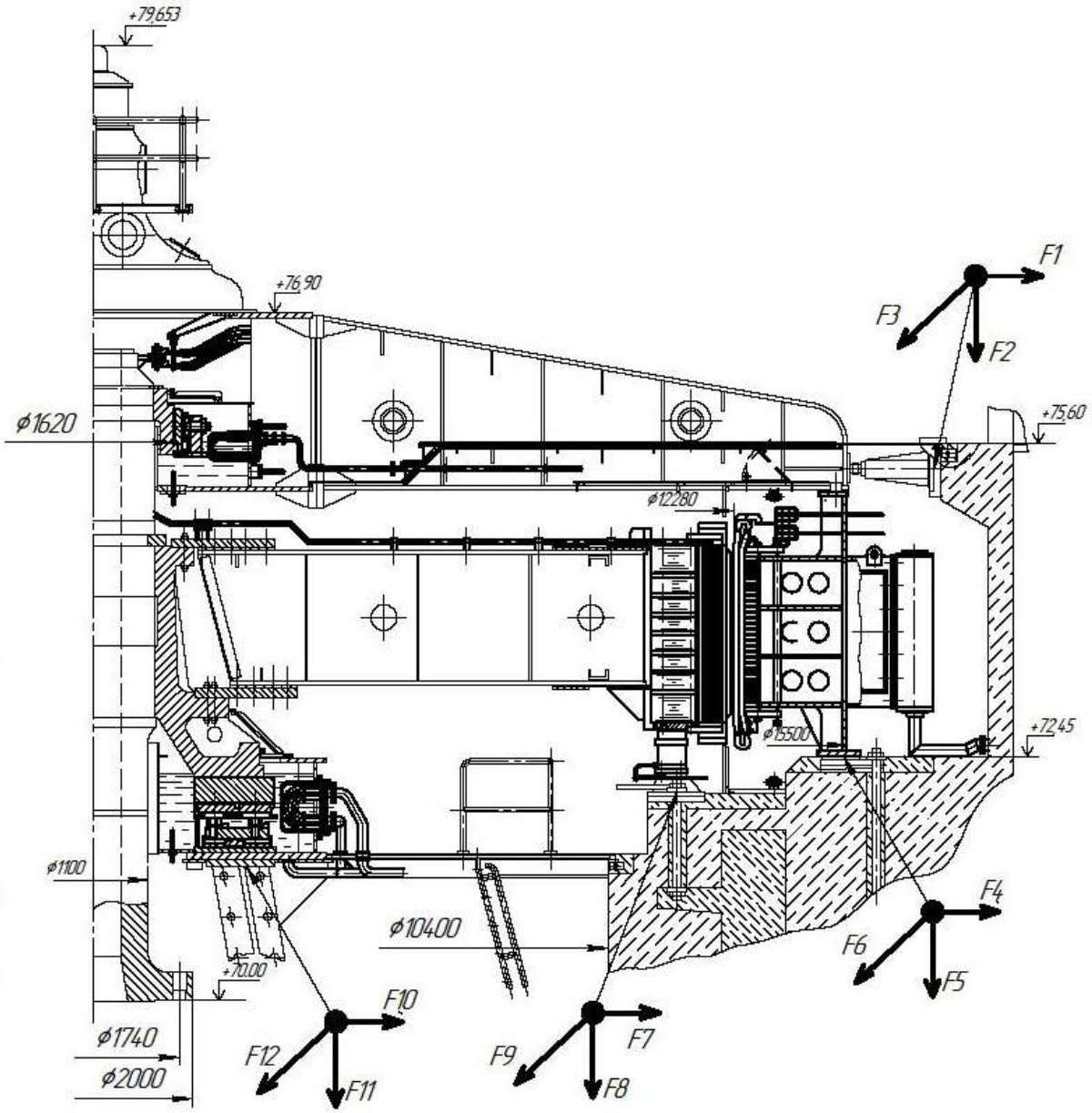


Рис. 2.2. Гідрогенератор Кременчуцької ГЕС зонтичного типу

Таблиця 2.2

Номінальні і максимальні навантаження на фундамент гідрогенератора

Позначе-ння	Напрямок	Режим роботи	Кількість фундамен-тних плит	Площа однієї фундамен-тної плити, см^2	Навантаження на одну плиту, тонн	
					Базові*	Нові
Фундаментные плиты распорных домкратов крестовины						
F1	Радіальний	Номінальний	6	3840	19,5	21,4
F1	Радіальний	Аварійний при короткому замиканні половини полюсів			56,4	21,3
F2	Вертикальний	Номінальний або аварійний			не застосовується	
F3	Тангенціальний	Номінальний або аварійний			-	10,9
Фундаментные плиты статора						
F4	Радіальний	Номінальний	6	5850	8	9,2
F4	Радіальний	Аварійний при короткому замиканні половини полюсів			23,2	26,7
F5	Вертикальний	Номінальний або аварійний			93	93
F6	Тангенціальний	Номінальний			10,3	11,6
F6	Тангенціальний	Аварійний при двухфазному короткому замиканні			73,3	58,2
Опора подпятника						
F10	Радіальний	Номінальний або аварійний	6	8250	не застосовується	
F11	Вертикальний	Номінальний при підйомі обертових частин на гальмах			40,1	40,1
F11	Вертикальний	Номінальний при гальмуванні			2,7	2,7
F12	Тангенціальний	Номінальний при гальмуванні			1,2	1,2

Висока потужність генератора при відносно невеликій частоті обертання призводить до великих геометричних розмірів гідрогенераторів. Зовнішній діаметр корпусу статора досягає 20 м (рис. 2.2).

Генератори підвісного типу (див. рис. 2.1) характеризуються тим, що підп’ятник розташован над ротором, на верхній опорній хрестовині. Ці генератори мають один або два направляючих підшипника.

В генераторах зонтичного виконання (див. рис. 2.2) підп’ятник встановлюється під ротором, і навантаження від нього сприймається нижньою хрестовиною або спеціальною опорою на кришці турбіни. Використовується один направляючий підшипник, розташований у верхній хрестовині. При опорі підп’ятника на кришку турбіни (насосотурбіни) вал генератора (генератора-двигуна) складається із трьох частин: з валу надставки, втулки, валу турбіни. Це значно скорочує розмір по вертикалі генератора (генератора-двигуна) і, отже, будівлі ГЕС (ГАЕС).

Загальна компоновка гідрогенератора-двигуна вертикального виконання зонтичного типу подана на рис. 2.3.

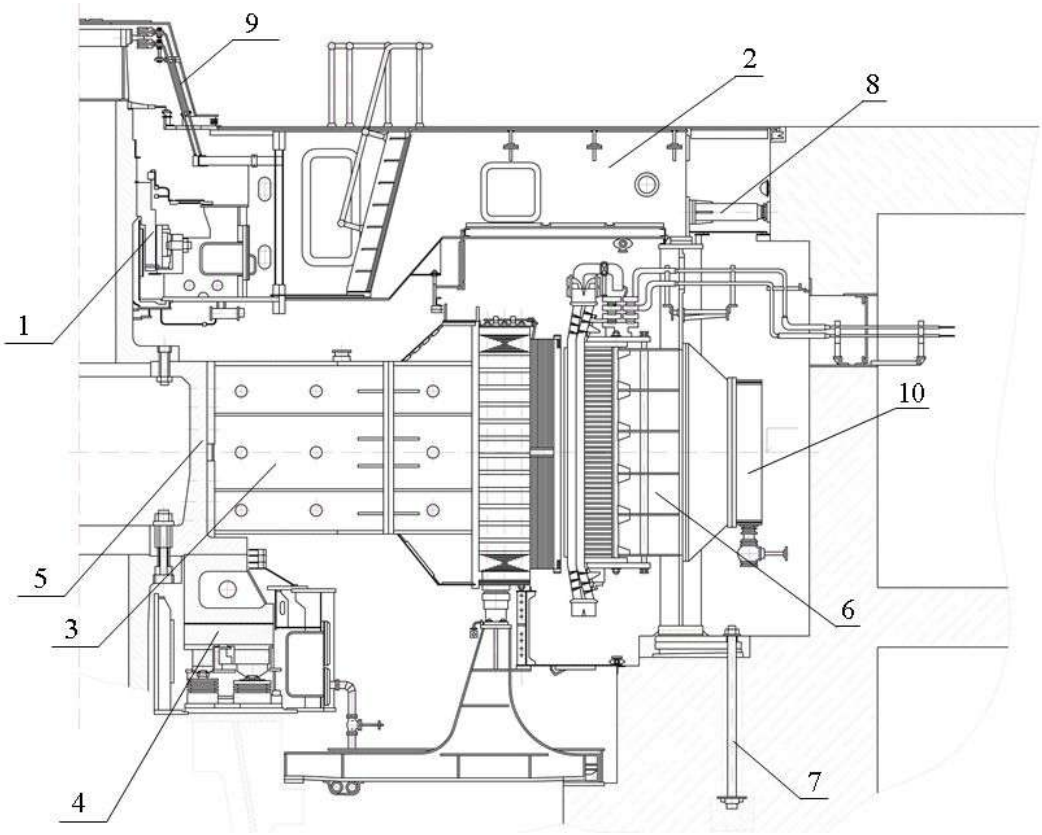


Рис. 2.3. Загальна компоновка гідрогенератора-двигуна:
1 – направляючий підшипник, 2– хрестовина, 3 – ротор, 4 – підп’ятник,
5 – втулка остова ротора, 6 – статор, 7 – анкерні шпильки,
8 – розпірні домкраті, 9 – підставка, 10 – повітроохолоджувачі.

Направляючий підшипник (1) розміщений в масляній ванні хрестовини (2) над ротором (3) та з опорою підп’ятника (4) на кришці насос-турбіни. Втулка остова ротора (5) з'єднана з валом насос-турбіни за допомогою фланців. До верхньої частини втулки ротора кріпиться вал-надставка, на якому розміщуються втулка направляючого підшипника та контактні кільця. Статор (6) встановлюється на фундамент всередині шахти гідрогенератора-двигуна і кріпиться до фундаменту за допомогою анкерних шпильок (7). На верхню полицю корпусу статора спирається хрестовина з розпірними домкратами (8). Рифлене перекриття хрестовини розташоване на одному рівні з підлогою машинного залу. У центральній частині над хрестовиною встановлена підставка (ковпак) (9), всередині якої кріпиться траверса контактних кілець. Перекриття шахти насос-турбіни, яке встановлюється на балках під ротором гідрогенератора-двигуна, служить майданчиком для обслуговування підп’ятника та гальм.

Вентиляція гідрогенератора-двигуна здійснюється по замкнутому циклу з частковим відбором гарячого повітря для обігріву машинного залу. Повітроохолоджувачі (10) розташовані навколо корпусу статора гідрогенератора-двигуна. Зони холодного та гарячого повітря розділені верхнім і нижнім повітрярозділяючими щитами.

Напрямок обертання гідрогенератора-двигуна в генераторному режимі – за годинниковою стрілкою, в двигуновому режимі – проти годинникової стрілки, якщо дивитися зверху. Збудження гідрогенератора-двигуна здійснюється від системи тиристорного незалежного збудження.

Генератори великої потужності мають досить значні зовнішні геометричні розміри і складаються з різномасштабних конструктивних елементів, що ускладнює (а часто робить неможливим) міцнісний аналіз конструкції генератора в цілому. При цьому елементи конструкцій генератора працюють в умовах складного навантаження, викликаного спільною дією інерційних сил від обертання ротора, сил тяжіння, складових навантажень, що виникають від посадок деталей з натягом, а також температурних

навантажень, які виникають, перш за все, внаслідок виділення тепла в активному контурі і визначаються параметрами роботи системи їх примусового вентилювання. Це призводить при комплексному проектуванні генератора до необхідності розгляду цілого комплексу задач, пов'язаного з визначенням термонапруженого стану конструкцій, ускладненого попередніми натягами, впливом температурних полів, що залежать від параметрів роботи систем вентилювання та багатьох інших факторів.

Під час роботи вертикального гідрогенератора деяка частина вироблюваної їм потужності (2-5% від номінальної) розсіюється у вигляді тепла всередині самого генератора. Величина втрат безпосередньо залежить від розмірів гідрогенератора – чим більше генератор, тим менше обертів і тим меншими є втрати, і навпаки. Втрати потужності можна класифікувати на три основні групи:

– магнітні;

– електричні;

– механічні.

Втрати, що виникають в гідрогенераторах і турбогенераторах, можна розділити на два типи: основні та додаткові.

До основних відносяться втрати, які виникають в результаті проявлення основних електромагнітних та механічних процесів роботи машини. Такими втратами є: основні втрати в міді обмотці статора і в міді обмотці збудження, втрати в активній сталі статора, втрати на тертя в підшипниках, підп’ятнику (для гідрогенератора), щітках контактних кілець і вентиляційні втрати. Основними втратами в активній сталі при холостому ході є втрати на перемагнічування (гістерезис) і втрати від вихрових струмів. До складу механічних втрат входять вентиляційні втрати, втрати в підшипниках і підп’ятнику. До сумарних вентиляційних втрат відносять втрати на циркуляцію охолоджувального агента, втрати на тертя охолоджуючого агента об стінки каналів різних ділянок вентиляційного тракту і втрати на тертя ротора об повітря. Втрати в підп’ятнику залежать від сумарного навантаження, складові якого визначаються

параметрами як турбіни, так і генератора. У практиці прийнято розділяти втрати в підп'ятнику між гідрогенератором і турбіною пропорційно їх масам та осьовому гідравлічному навантаженню турбіни.

Додаткові втрати виникають в наслідок прояву вторинних процесів електромагнітного характеру. Деякі з них мають місце при холостому ході машини, інші виникають при навантаженні. Відповідно до цього розрізняють:

– додаткові втрати холостого ходу;

– додаткові втрати короткого замикання.

Причинами виникнення додаткових втрат є потоки розсіювання струмів статора; вищі гармоніки МРС (магніторушійні сили) статора і ротора; втрати, що зумовлені зубчастостю статора та ротора. Основною причиною виникнення додаткових втрат є потоки розсіювання статора. Вони створюють додаткові втрати: в пазових і лобових частинах обмотки статора; у всіх металевих частинах, куди проникає потік розсіювання – щитах, натискних плитах, бандажах і т.д.

Вищі гармоніки МРС створюють додаткові втрати на поверхні статора і ротора, переміщаючись щодо них з різними швидкостями. Так як ці втрати не проникають досить глибоко в металеві частини через екрануючі дії вихрових струмів, то їх називають поверхневими.

Зубцеві гармонійні складові магнітного поля викликаються частиною поверхневих втрат на поверхні статора і ротора внаслідок поперечних коливань потоку, а частиною – пульсаційними втратами внаслідок поздовжніх коливань потоку в зубці. Пульсаційні втрати, в порівнянні з поверхневими, зазвичай невеликі.

Втрати в збудникові враховуються при розрахунку ККД синхронної машини за допомогою коефіцієнта корисної дії пристрою збудження.

На рис. 2.4 подані температурні поля у гідрогенераторі, які зафіксовано на гідроагрегаті тепловізором ГОСТ 8.619-2006 [276]. Також нагрівається і хрестовина, на яку монтується генератор і яка має безпосередній контакт з

корпусом генератора. Тепло перетікає з обмоток статора на корпус, а з нього на хрестовину.

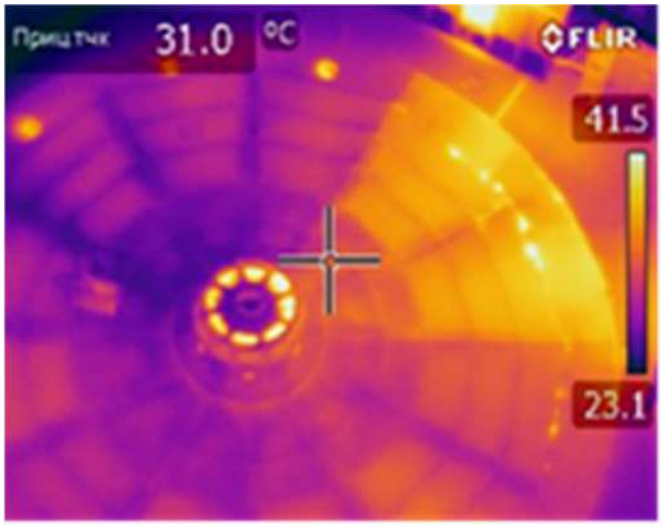


Рис. 2.4. Тепловий стан гідрогенератора

Математичні складнощі, що пов'язані з розв’язанням задач аналізу НДС генераторів в загальній постановці, привели до розгляду ряду незв'язаних задач термопружності, зумовили різноманітність методів та підходів до їх дослідження, а також до побудови рішень для окремих елементів конструкції. Велику групу серед них займають одно- і двовимірні задачі. Такі постановки задач знижують розмірність розв'язуваних задач та істотно спрощують отримання їх розв’язків. При цьому розв’язання необхідно отримувати для точок з найменшими запасами міцності та з найбільш небезпечними максимальними навантаженнями.

В основу пропонованого тривимірного аналізу електрогенераторів покладено МСЕ, який дозволяє в рамках єдиної медології розглянути всі виникаючі задачі. Розрахунок проводиться з використанням комплекса Solids Work. При цьому особлива увага при розв’язанні приділяється постановкам задач, обґрунтуванням вибору діючих на елементи конструкцій навантажень, вибору сітки скінченних елементів.

2.2 Загальна постановка задач та методика проведення розрахунку

Досліджується НДС конструкцій генераторів великої потужності при силових і температурних впливах на номінальних і аварійних режимах роботи. Задача розв’язується у тривимірній постановці. При цьому припускається, що задача темопружності є незв'язаною. Це пояснюється, перш за все, відносно невеликим нагрівом елементів конструкцій генератора.

В рамках тривимірного моделювання розв’язуються три основні задачі:

– визначення параметрів теплообміну вузлів генератора за допомогою розв’язання тривимірної задачі вентилювання генератора в цілому;

– визначення температурних полів в вузлах генератора;

– визначення НДС вузлів генератора при відомих силових і температурних навантаженнях.

На рис. 2.5 наведено блок-схему запропонованого підходу аналізу НДС елементів консрукцій генератора на основі тривимірних моделей.

Рис. 2.5. Блок-схема загального підходу

На відміну від класичного підходу (рис. 1.8), тут розглядається тривимірна задача вентилювання для генератора в цілому із врахуванням турбулентності течії. Це дозволяє отримати уточнені локальні, а не осереднені характеристики тепловіддачі по характерним поверхням. Задачі теплопровідності, термопружності розв'язуються також у тривимірних постановках, що дає можливість врахувати просторовий характер розподілу напружень і деформацій у конструкції і більш точно визначити міцність елементів конструкції.

На першому етапі розв'язання задачі проводиться розрахунок роботи всієї системи вентиляції генератора з урахуванням його реальної геометрії і по попередньо заданим згідно з нормативними документами температур вузлів генератора. Визначаються швидкості їх обтікання охолоджувачем, і за аналітичними залежностями уточнюються коефіцієнти теплообміну. На наступному етапі розв'язується температурна задача і уточнюються реальні температури на поверхні вузлів. Проводиться новий розрахунок системи вентиляції з урахуванням уточнених значень температур, а потім знову розв'язується температурна задача. Цей розрахунок повторюється доки розв'язання на двох сусідніх ітераціях не відрізнятиметься більш ніж на 5%.

На кінцевому етапі за вже відомими температурним полем та силовим навантаженням проводиться термоміцністний розрахунок НДС вузлів генератора.

Крім загального підходу також розроблено спрощений підхід, заснований на поєднанні аналітичних інженерних методів із тривимірним моделюванням. В цьому випадку вентиляційна задача розв'язуються за класичним підходом, а потім знайдені величини використовуються у тривимірних задачах термопружності. Застосування спрощеного підходу пояснюється технічною складністю проведення чисельного моделювання вентиляційної задачі для усього генератора в цілому

На рис. 2.6 подано блок схему спрощеного підходу.

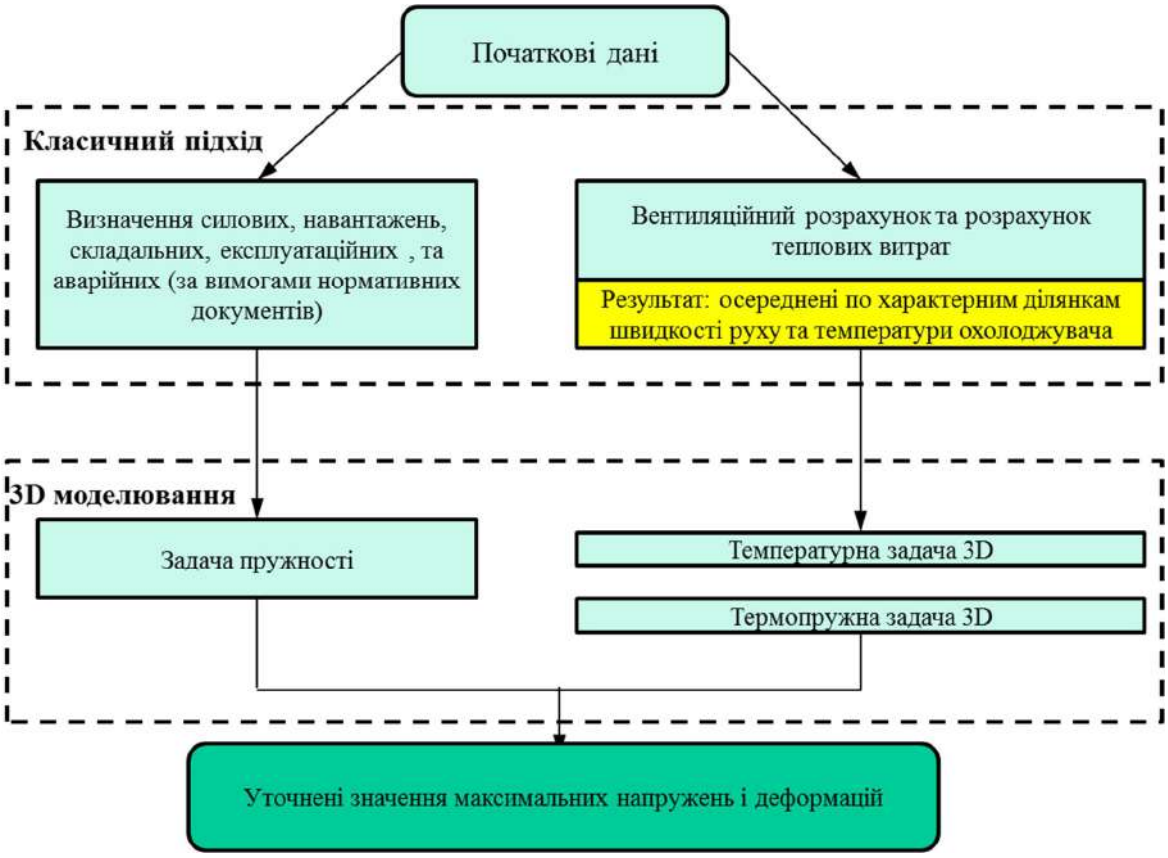


Рис. 2.6. Блок-схема спрощеного підходу

2.3 Математична постановка задачі термопружності та основні співвідношення математичного апарату

Поведінка елементів конструкцій генератора описується в рамках тривимірної теорії пружності в декартовій системі координат з урахуванням можливої симетрії напруженого стану.

Рівняння рівноваги в декартовій системі координат мають вигляд [277]

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + F_x = 0,$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + F_y = 0,$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z = 0, \qquad (2.1)$$

де σ_x, σ_y, σ_z, τ_{xy}, τ_{xz}, τ_{yz} – нормальні та дотичні компоненти тензора напружень;

F_x, F_y, F_z – масові сили.

На поверхні тіла діють поверхневі зосереджені та розподілені навантаження, проекції яких на осі координат позначаються як P_x, P_y, P_z. Крім поверхневого навантаження елементи конструкцій генератора можуть бути схильними до впливу стаціонарного (для ряду завдань і нестаціонарного) температурного поля T, що залежить від координат, а також впливу об'ємних сил $\vec{F}^i(F_x^i,\ F_y^i,\ F_z^i)$, обумовлених обертанням з кутовою швидкістю Ω.

Задача розв’язується в геометрично і фізично лінійній постановці. Це пояснюється тим, що термін експлуатації елементів конструкцій генератора становить десятки років і їх деформації при експлуатаційних навантаженнях повинні знаходитися строго в пружній області.

Деформації конструкцій передбачаються малими і описуються за допомогою залежностей Коші [277, 278]

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dfrac{du}{dx} \\ \dfrac{dv}{dy} \\ \dfrac{d\omega}{dz} \\ \dfrac{du}{dy} + \dfrac{dv}{dx} \\ \dfrac{du}{dz} + \dfrac{d\omega}{dx} \\ \dfrac{dv}{dz} + \dfrac{d\omega}{dy} \end{Bmatrix}, \tag{2.2}$$

де ε_x, ε_y, ε_z, ε_{xy}, ε_{xz}, ε_{yz} – компоненти тензора деформацій;

u, v, w – переміщення точки тіла у напрямку координатних осей Ox, Oy, Oz відповідно.

Наведемо залежність (2.2) в більш компактній матричній формі

$$\{\varepsilon\} = \{D\}\{U\},$$

де

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix};$$

$$\{D\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial z} \end{Bmatrix}; \quad \{U\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}.$$

Зв'язок між пружними деформаціями і напруженнями задається законом Гука, який для об'ємного напруженого стану без урахування температурних деформацій має вигляд [278]

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}\left[\sigma_x - \nu\left(\sigma_y + \sigma_z\right)\right],$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E}\left[\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)\right],$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}\left[\sigma_z - \nu\left(\sigma_x + \sigma_y\right)\right],$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G}, \tag{2.3}$$

де E, ν – модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона матеріалу;

G – модуль зсуву, $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$.

Використовуючи (2.3) можна виразити напруження через деформації

$$\sigma_x = \frac{E}{1+\nu}\left(\frac{\nu}{1-2\nu}\varepsilon + \varepsilon_x\right),$$
$$\sigma_y = \frac{E}{1+\nu}\left(\frac{\nu}{1-2\nu}\varepsilon + \varepsilon_y\right),$$
$$\sigma_z = \frac{E}{1+\nu}\left(\frac{\nu}{1-2\nu}\varepsilon + \varepsilon_z\right),$$
$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy}, \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz}, \quad \tau_{xz} = G\gamma_{xz}, \tag{2.4}$$

де $\varepsilon = \left(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z\right)$.

Більшість елементів конструкцій електрогенератора працюють при відносно невисоких температурах і мають невеликий температурний градієнт, що обумовлено жорстким обмеженням на величину температури в активній зоні, яка забезпечується роботою системи вентилювання. Тому далі припускається, що механічні характеристики матеріалів не повинні залежати від температури. Незважаючи на невеликі значення температур, температурні напруження в конструкціях можуть бути досить значні, що обумовлено великими геометричними розмірами самих конструкцій.

Вплив температурних полів призводить до появи додаткових температурних деформацій [185, 188, 278]

$$\varepsilon_x^T = \alpha(T - T_0), \quad \varepsilon_y^T = \alpha(T - T_0), \quad \varepsilon_z^T = \alpha(T - T_0),$$
$$\gamma_{xy}^T = \gamma_{xz}^T = \gamma_{yz}^T = 0,$$

де α – коефіцієнт лінійного температурного розширення матеріалу;

$T = T(x, y, z)$ – розподіл температури, що отримано з розв’язання задачі теплопровідності;

T_0 – температура, при якій в матеріалі відсутні температурні напруження.

Загальна деформація тіла складається з пружних деформацій і температурних деформацій [188]

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x^{\text{у}} + \varepsilon_x^T, \quad \varepsilon_{\text{у}} = \varepsilon_y^{\text{у}} + \varepsilon_y^T, \quad \varepsilon_z = \varepsilon_z^{\text{у}} + \varepsilon_z^T,$$
$$\gamma_{xy} = \gamma_{xy}^{\text{у}} + \gamma_{xy}^T, \quad \gamma_{yz} = \gamma_{yz}^{\text{у}} + \gamma_{yz}^T, \quad \gamma_{xz} = \gamma_{xz}^{\text{у}} + \gamma_{xz}^T,$$

де $\varepsilon_x^{\text{у}}$, $\varepsilon_y^{\text{у}}$, $\varepsilon_z^{\text{у}}$, $\gamma_{xy}^{\text{у}}$, $\gamma_{yz}^{\text{у}}, \gamma_{xz}^{\text{у}}$ – пружні деформації.

При урахуванні температурних деформацій зв'язок між напруженнями і деформаціями набуває вигляду

$$\sigma_x = \frac{E}{1+\nu}\left(\frac{\nu}{1-2\nu}\varepsilon + \varepsilon_x\right) - \frac{E\alpha}{1-\nu}(T - T_0),$$
$$\sigma_y = \frac{E}{1+\nu}\left(\frac{\nu}{1-2\nu}\varepsilon + \varepsilon_y\right) - \frac{E\alpha}{1-\nu}(T - T_0),$$
$$\sigma_z = \frac{E}{1+\nu}\left(\frac{\nu}{1-2\nu}\varepsilon + \varepsilon_z\right) - \frac{E\alpha}{1-\nu}(T - T_0),$$
$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy}, \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz}, \quad \tau_{xz} = G\gamma_{xz}. \tag{2.5}$$

Уявімо (2.5) в матричній формі

$$\{\sigma\} = [B]\{\varepsilon\} - [T],$$

де $\{\sigma\} = \left\{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xz} \tau_{yz} \tau_{zy}\right\}^T$;

$$[B] = \frac{E}{1+\nu}\begin{vmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{vmatrix},$$

$$[T] = \begin{vmatrix} \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}.$$

Розв’язання крайової задачі проводиться МСЕ в переміщеннях з використанням варіаційного принципу Лагранжа [189, 279]

$$\delta(\Pi - A_V - A_S) = 0\,,$$

де П – потенційна енергія деформацій;

A_V – робота об'ємних сил;

A_S – робота поверхневих сил.

Потенційна енергія деформацій визначається за формулою

$$\Pi = \frac{1}{2}\iiint\limits_V \left[\sigma_x(\varepsilon_x - \varepsilon_x^T) + \sigma_y\left(\varepsilon_y - \varepsilon_y^T\right) + \sigma_z(\varepsilon_z - \varepsilon_z^T) + \right.$$

$$\left. +\tau_{xy}\left(\gamma_{xy} - \gamma_{xy}^T\right) + \tau_{xz}(\gamma_{xz} - \gamma_{xz}^T) + \tau_{yz}(\gamma_{yz} - \gamma_{yz}^T)\right]dV,$$

Робота об'ємних сил задається виразом

$$A_V = A_m + A_\Omega = \iiint\limits_V \left[F_x u + F_y v + F_z w\right] dV + \iiint\limits_V \left[F_x^i u + F_y^i v + F_z^i w\right] dV,$$

де A_m – робота масових сил, $\vec{F} = \rho\vec{g}$ (g – прискорення вільного падіння);

A_Ω – робота сил інерції, $\vec{F}^i = \rho\vec{r}\Omega^2$, що виникає внаслідок обертання вузла навколо осі з кутовою швидкістю Ω ($\vec{r}$ – радіус-вектор, що задає відстань від осі обертання до довільної точки тіла).

Робота поверхневих сил може бути записана у вигляді

$$A_S = \iint\limits_S \left[P_x u + P_y v + P_z w\right] dS.$$

Одним з визначальних моментів при розв’язанні задач МСЕ є вибір скінченного елемента. Як базові скінченні елементи використовуються два типи тетраедрів (рис. 2.7) з різною апроксимацією переміщень усередині елемента. Перший тетраедр має вузли в вершинах (рис. 2.7, а) і заснований на лінійній апроксимації переміщень усередині елемента, а другий – косокутний тетраедр – в вершинах елемента і посередині його ребер, він базується на квадратичній апроксимації переміщень усередині елемента (рис. 2.7, б).

Косокутний тетраедр дозволяє більш точно описувати геометрію і процес деформування досліджувального об'єкта, однак має 10 внутрішніх вузлів і містить 30 невідомих величин, що практично в три рази перевищує кількість невідомих для звичайного тетраедра з чотирма вузлами і відповідно з 12 шуканими величинами.

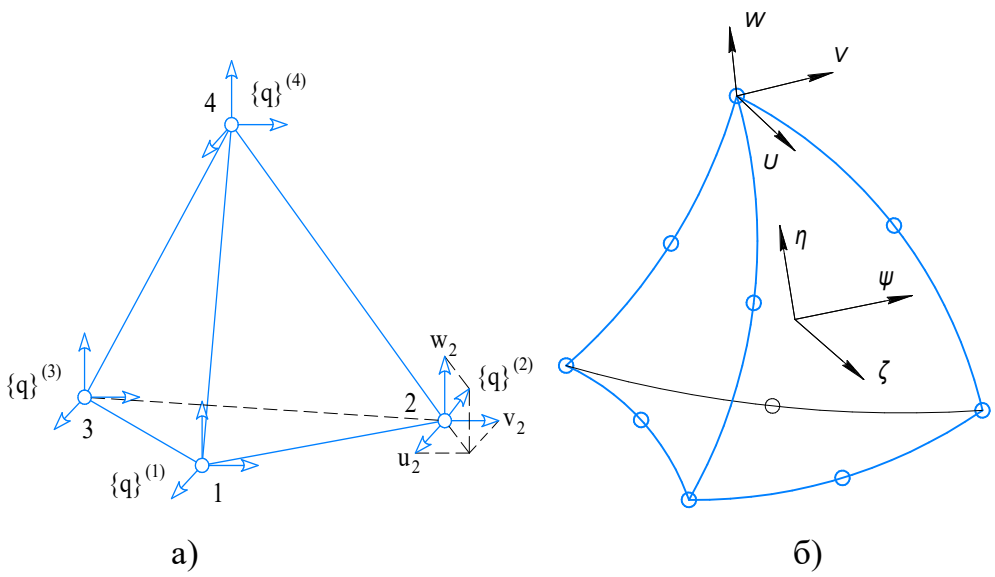


Рис. 2.7. Скінченний елемент у вигляді тетраедра

Тому для якісного дослідження параметрів НДС буде використовуватися класичний тетраедр, а для більш точних, остаточних розрахунків, застосовуватися косокутний. У SolidsWork, який застосовується для розв’язання всіх задач, це скінченні елементи TETRA4 та TETRA10 відповідно [280].

Для кожного скінченного елемента вводиться місцева прямокутна система координат Oζψη.

Нижче коротко викладено загальний механізм побудови розв'язуючих рівнянь для випадку тетраедра з вузлами в його вершинах; для косокутного тетраедра він має аналогічний характер і тут докладно не наводиться.

Вектор-стовпець вузлових переміщень *i*-го елемента з чотирма вузлами має вигляд

$$\{q\}_i = \left\{\{q\}_i^{(1)}, \quad \{q\}_i^{(2)}, \quad \{q\}_i^{(3)}, \quad \{q\}_i^{(4)}\right\}^T. \tag{2.6}$$

де $\{q\}_i^{(k)}$ – вектор переміщень *k*-ого вузла в *i*-м елементі.

Кожен вектор переміщень може бути записаний через його проекції на осі координат

$$\{q\}_i^{(k)} = \begin{Bmatrix} u_{ik} \\ v_{ik} \\ \omega_{ik} \end{Bmatrix}.$$

Аналогічну структуру має і вектор вузлових сил

$$\{R\}_i = \left\{\{R\}_i^{(1)}, \quad \{R\}_i^{(2)}, \quad \{R\}_i^{(3)}, \quad \{R\}_i^{(4)}\right\}^T, \tag{2.7}$$

де $\{R\}_i^{(k)} = \left\{R_1^{(k)},\ R_2^{(k)},\ R_3^{(k)}\right\}^T$

Закон зміни переміщень u, v і w по області елемента приймається у вигляді лінійних функцій координат, тобто:

$$u = a_0 + a_1\zeta + a_2\psi + a_3\eta\ , \tag{2.8}$$

$$v = b_0 + b_1\zeta + b_2\psi + b_3\eta\ , \tag{2.9}$$

$$w = c_0 + c_1\zeta + c_2\psi + c_3\eta\ , \tag{2.10}$$

де a_l, b_l, c_l – шукані коефіцієнти, які можуть бути визначені через вузлові переміщення.

Далі розглядається визначення цих коефіцієнтів. Вирази (2.8) – (2.10) справедливі всюди всередині елемента, в тому числі і в вузлах елемента. Це дозволяє записати систему рівнянь щодо коефіцієнтів. Так для знаходження групи коефіцієнтів a_l формується система, що складається з чотирьох лінійних неоднорідних рівнянь

$$u_1 = u(\zeta_1, \psi_1, \eta_1) = a_0 + a_1\zeta_1 + a_2\psi_1 + a_3\eta_1\ ,$$
$$u_2 = u(\zeta_2, \psi_2, \eta_2) = a_0 + a_1\zeta_2 + a_2\psi_2 + a_3\eta_2\ ,$$
$$u_3 = u(\zeta_3, \psi_3, \eta_3) = a_0 + a_1\zeta_3 + a_2\psi_3 + a_3\eta_3\ ,$$
$$u_4 = u(\zeta_4, \psi_4, \eta_4) = a_0 + a_1\zeta_4 + a_2\psi_4 + a_3\eta_4\ .$$

Розв'язуючи систему рівнянь методом Крамера , можна визначити величини a_0, a_1, a_2 і a_3

$$a_0 = \frac{\begin{vmatrix} u_1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ u_2 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ u_3 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ u_4 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, \qquad a_1 = \frac{\begin{vmatrix} 1 & u_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & u_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & u_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & u_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}},$$

$$a_2 = \frac{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & u_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & u_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & u_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & u_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, \qquad a_3 = \frac{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & u_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & u_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & u_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & u_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}. \qquad (2.11)$$

Знаменник в формулах для коефіцієнтів (детермінант вихідної системи) дорівнює

$$6V = \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix},$$

де V – об'єм елементарного тетраедра.

Після підстановки значень знайдених коефіцієнтів (2.11) в вираз (2.5), отримується загальний вигляд залежності для переміщень в тетраедрі. Використовуючи елементарні перетворення, що засновані на розкладанні детермінантів за стовпцями, які містять вузлові переміщення, одержується явний вигляд залежності переміщень від вузлових переміщень.

$$u = \frac{1}{6V}\{d_1 + e_1\zeta + f_1\psi + p_1\eta; \quad d_2 + e_2\zeta + f_2\psi + p_2\eta; \quad d_3 + e_3\zeta + f_3\psi$$

$$+ p_3\eta; \quad d_4 + e_4\zeta + f_4\psi + p_4\eta;\} \times \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix},$$

де

$$d_1 = \begin{vmatrix} \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \qquad e_1 = -\begin{vmatrix} 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix};$$

$$f_1 = \begin{vmatrix} 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \qquad p_1 = -\begin{vmatrix} 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix},$$

$$d_2 = -\begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \qquad e_2 = \begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix};$$

$$f_2 = -\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \qquad p_2 = \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix},$$

$$d_3 = \begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \qquad e_3 = -\begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix};$$

$$f_3 = \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \qquad p_3 = -\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix},$$

$$d_4 = -\begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \end{vmatrix}; \qquad e_4 = \begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \end{vmatrix};$$

$$f_4 = -\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \end{vmatrix}; \qquad p_1 = \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \end{vmatrix}.$$

В результаті зв'язок переміщень u всередині скінченного елемента через переміщення $\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix}$ його вузлових точок може бути представлений у вигляді

$$u = \frac{1}{6V}\{\sum_{k=1}^{4} d_k\,; \quad \zeta\sum_{k=1}^{4} e_k\,; \quad \psi\sum_{k=1}^{4} f_k\,; \quad \eta\sum_{k=1}^{4} p_k\,\} \times \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix}.$$

Аналогічно знаходять залежності і для параметрів b_l, c_l в рівняннях (2.9) та (2.10).

Враховуючи вищезазначене, встановлюється залежність всіх компонент переміщень для точок, розташованих усередині елемента, через переміщення вузлів тетраедра

$$\{u\} = [C]\{q\}_i = \left[[C]^{(1)}[C]^{(2)} \dots [C]^{(k)} \dots [C]^{(n)}\right]\{q\}_i,$$

де $\{u\} = \{u(\zeta, \psi, \eta), v(\zeta, \psi, \eta), w(\zeta, \psi, \eta)\}$ – вектор переміщень.

Матриця інтерполяційних або координатних функцій для тетраедра матиме чотири блоки по числу вузлів

$$[C] = \left[[C]^{(1)}[C]^{(2)}[C]^{(3)}[C]^{(4)}\right],$$

кожен з яких дорівнює

$$[C]^{(k)} = E_3 C_k(x, y, z),$$

де E_3 – одинична матриця третього порядку.

В результаті можуть бути визначені деформації в тетраедрі

$$\{\varepsilon\} = |D|[C]\{q\}^e\ ,$$

де $\{q\} = \{u_1,\ v_1,\ w_1,\ u_2, v_2,\ w_2,\ u_3,\ v_3,\ w_3,\ u_4,\ v_4,\ w_4\}^T$ – вектор переміщень вузлів елемента.

Позначимо

$$[\mathrm{M}] = |D|[C]\ ,$$

де $[M]$ – матриця деформацій, яка, в зв'язку з блочною структурою вектора $\{q\}_j$, – також блочна

$$[M] = \left[[M]^{(1)}[M]^{(2)} \dots [M]^{(k)} \dots [M]^{(n)}\right],$$
$$[M]^k = [D][C]^{(k)}\ .$$

Помноживши вираз (2.11) на матрицю жорсткості отримується вектор напружень

$$\{\sigma\} = [B]\ |D|[C]\{q\}^e\ ,$$

де B – матрица пружності.

В результаті може бути записан зв'язок між векторами сил (2.6) і переміщень у вузлах (2.7)

$$\{R\}_i = [K]_i\{q\}_i,$$

де $[K]_i$ – матрица жорсткості, яка має блочну структуру

$$[K]_i = \begin{bmatrix} [K]_{i1}^{(1)} & [K]_{i1}^{(2)} & [K]_{i1}^{(3)} & [K]_{i1}^{(4)} \\ [K]_{i2}^{(1)} & [K]_{i2}^{(2)} & [K]_{i2}^{(3)} & [K]_{i2}^{(4)} \\ [K]_{i3}^{(1)} & [K]_{i3}^{(2)} & [K]_{i3}^{(3)} & [K]_{i3}^{(4)} \\ [K]_{i4}^{(1)} & [K]_{i4}^{(2)} & [K]_{i4}^{(3)} & [K]_{i4}^{(4)} \end{bmatrix},$$

а типовий блок визначається за формулою

$$[K]_{ij}^{(k)} = \iiint\limits_{V_i} \left([M]^{(j)}\right)^T [D][M]^{(k)} dV\ .$$

Розподілені об'ємні сили, вектор-стовпець яких $\{F_V\} = \{X_V Y_V Z_V\}$, приводяться до еквівалентних вузлових сил, вектор яких має блочну структуру $\{P_V\}_i = \left\{\{P_V\}_i^{(1)}\{P_V\}_i^{(2)}\{P_V\}_i^{(3)}\{P_V\}_i^{(4)}\right\}$, причому кожен блок містить компоненти уздовж осей *x, y, z* і дорівнює $\{P_V\}_i^{(k)} = \left\{P_{1V}^{(k)} P_{2V}^{(k)} P_{3V}^{(k)}\right\}$. Очевидно, маємо

$$\{P_V\}_i^{(k)} = \iiint\limits_{V_i} C_k(x,y,z)\,\{G_V\} dxdydz.$$

В результаті отримуємо систему розв'язуючих рівнянь МСЕ

$$[A]\{q\} = \{F\}, \tag{2.12}$$

де $\{A\}$ – матрица жорсткості розмірністю 12x12;

$\{F\}$ – вектор-стовпець, що залежить від зовнішніх навантажень.

Повна система розв'язуючих рівнянь отримується підсумовуванням відповідних коефіцієнтів систем рівнянь окремих елементів. Матриця жорсткості є симетричною і в загальному випадку має стрічкову структуру.

Аналогічно, але трохи більш складним чином, формулюється задача при використанні квадратичної апроксимації поля переміщень. В цьому випадку

$$u = a_0 + a_1\zeta + a_2\psi + a_3\eta + a_4\zeta^2 + a_5\zeta\psi + a_6\zeta\eta + a_7\psi^2 + a_8\psi\eta + a_9\psi^2,$$
$$v = b_0 + b_1\zeta + b_2\psi + b_3\eta + b_4\zeta^2 + b_5\zeta\psi + b_6\zeta\eta + b_7\psi^2 + a_8\psi\eta + b_9\psi^2,$$
$$w = c_0 + c_1\zeta + c_2\psi + c_3\eta + c_4\zeta^2 + c_5\zeta\psi + c_6\zeta\eta + c_7\psi^2 + c_8\psi\eta + c_9\psi^2.$$

В результаті для тетраедра з 10 вузлами формується система виду (2.12) з 30 алгебраїчних рівнянь для кожного скінченного елемента.

2.4 Постановка задачі нестаціонарної теплопровідності

Для розв’язання задачі про визначення термонапруженого стану деталей і вузлів електрогенератора, що викладена раніше, необхідно визначити температурні поля, які виникають в елементах конструкцій під час їх експлуатації. При цьому, згідно з вимогами ГОСТ 533-2000 «Турбогенератори і гідрогенератори» розв’язання задачі повинно виконуватись для сталого режиму [94].

Задача теплопровідності для деталей і вузлів електрогенератора розв’язується в тривимірній постановці.

У більшості задач, пов'язаних з електрогенераторами, є відомими або поверхнева температура, максимальна величина якої обмежується відповідними вимогами до електромашин, або співвідношення теплообміну між тілом і навколишнім середовищем, як результат розв’язання вентиляційної задачи. Тому далі застосовуються два типи граничних умов для температурної задачі: першого і третього роду.

Граничні умови першого роду. На поверхні тіла задається розподіл температури для кожного моменту часу

$$t_0=f(x, y, z, \tau), \tag{2.13}$$

де t_0 – температура на поверхні тіла;

x, y, z – координати поверхні тіла.

Коли температура на поверхні є постійною протягом усього часу протікання процесу теплообміну, рівняння (2.13) спрощується і набуває вигляду

$$t_0=const.$$

Граничні умови третього роду. На поверхні тіла задаються температура навколишнього середовища $t_{нс}$ і закон теплообміну між поверхнею тіла та навколишнім середовищем. Для опису процесу теплообміну між поверхнею тіла і середовищем використовується закон Ньютона-Рихмана.

Згідно з цим законом кількість теплоти, що віддається одиницею поверхні тіла в одиницю часу, пропорційна різниці температур поверхні тіла t_0 і навколишнього середовища $t_{нс}$ ($t_0 > t_{нс}$)

$$q=\alpha(t_0 - t_{нс}), \tag{2.14}$$

де α – коефіцієнт пропорційності, що називається коефіцієнтом тепловіддачі, Вт/(м^2·К).

Згідно із законом збереження енергії, кількість теплоти, що відводиться з одиниці поверхні в одиницю часу внаслідок тепловіддачі, має дорівнювати теплоті, що підводиться до одиниці поверхні в одиницю часу внаслідок теплопровідності з внутрішніх обсягів тіла, тобто

$$\alpha(t_0 - t_{\text{нс}}) = -\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_0, \tag{2.15}$$

де n – нормаль до поверхні тіла; індекс "0" вказує на те, що температура і градієнт відносяться до поверхні тіла (при $n=0$).

Остаточно граничну умову третього роду можна записати у вигляді

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_0 = -\frac{\alpha}{\lambda}(t_0 - t_{\text{нс}}), \tag{2.16}$$

яке по суті є законом збереження енергії для поверхні тіла.

Задача розв’язується МСЕ, використовуючи варіаційне рівняння теплового балансу, аналогічно викладеному раніше для випадку

термонапруженого стану. Також як і в попередньому випадку використовується скінченний елемент у вигляді тетраедра з лінійною або квадратичною аппроксимацією всередині елемента.

Система рівнянь теплопровідності виходять з варіаційного рівняння теплового балансу

$$\delta[X(T)] = \delta\left[\frac{1}{2}\iiint\limits_V \left\{k\left(\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)^2\right) - 2QT + 2\rho cT\frac{\partial T}{\partial t}\right\}dV + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{2}\iint_S \alpha[T - T_ж]dS\right] = 0\ ,$$

де $T=T(x, y, z, t)$ – температура, $T_ж$ – температура рідини;

ρ – густина;

c – теплоємність матеріалу;

$Q(x, y, z, t)$ – питома потужність внутрішнього джерела тепла;

t – час.

Підставляючи лінійну або квадратичну залежність для поля температур в скінченному елементі, виражену через температури у вузлах, і варіюючи всіми невизначеними параметрами, отримується система розв'язуючих рівнянь МСЕ.

Вектор-стовпець вузлових температур i-го елемента з чотирма вузлами має вигляд

$$\{T\}_i = \left\{T_i^{(1)}, \quad T_i^{(2)}, \quad T_i^{(3)}, \quad T_i^{(4)}\right\}.$$

Закон зміни температури в межах області елемента приймаємо у вигляді лінійних функцій координат, тобто

$$T = a_0 + a_1\zeta + a_2\psi + a_3\eta\ .$$

В результаті зв'язок температури u всередині скінченного елемента через температури $\{T_1,\ T_2,\ T_3,\ T_4\}$ його вузлових точок може бути представлений у вигляді

$$T = \frac{1}{6V}\{\sum_{k=1}^{4} d_k\,;\quad \zeta\sum_{k=1}^{4} e_k\,;\quad \psi\sum_{k=1}^{4} f_k\,;\quad \eta\sum_{k=1}^{4} p_k\,\}\times\begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{Bmatrix}.$$

Підставляючи отриману залежність для поля температур в скінченному елементі в варіаційний принцип і варіюючи всіми невизначеними параметрами, отримується система розв'язуючих рівнянь МСЕ для задачі теплопровідності

$$[B]\{T_{\mathrm{i}}\} = \{b_i\},$$

де $\{T_i\}$ – вектор-стовпець температур у вузлах і правих частин відповідно.

Повна система розв'язуючих рівнянь МСЕ виходить підсумовуванням відповідних коефіцієнтів систем рівнянь окремих елементів. Розв’язання цієї системи дозволяє отримати значення вузлових температур, які потім будуть передаватися в задачу визначення термонапруженого стану.

2.5 Постановка задачі системи охолодження

При роботі генератора температура деталей і вузлів підвищується в силу впливу вихрових струмів і тертя. Однак, для деяких елементів існує гранична температура, перевищення якої неприпустимо в силу можливого виходу з ладу всього електрогенератора. Для забезпечення належного сталого температурного режиму роботи генератора використовується система примусового вентилювання генератора повітрям або воднем. Складна форма тіл, що обтікаються потоком, швидкісні режими потоку газу, наявність

обертових вузлів вимагає розгляду потоку як неламінарного середовища. При цьому відносно невеликі значення тиску в робочій камері (для водню і повітря не перевищують 3 атм.) і швидкості вентилювання дозволяють розглядати охолоджувач, як нестисливий газ.

Для моделювання течії охолоджувача використовувався прикладний програмний пакет SolidWorks і зокрема його модуль для моделювання течії рідин та газів – Flow Simulation. Він дозволяє розраховувати теплопередачу від вузла за допомогою технологій обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD). Flow Simulation моделює рух потоку на основі розв’язання рівняння Нав'є-Стокса. [281]

Закони збереження енергії для потоку рідини в декартовій системі координат, яка обертається з кутовою швидкістю Ω навколо осі, що проходить через початок системи координат можна записати у такому вигляді

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(pu_i) = 0,$$

$$\frac{\partial pu_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(pu_i u_i) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{tj} + \tau_{tj}^R) + S_i,$$

$$\frac{\partial pH}{\partial t} + \frac{\partial pu_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}[u_i(\tau_{tj} + \tau_{tj}^R) + q_i] + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{tj}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + p\varepsilon + S_i u_i,$$

$$H = h + \frac{u^2}{2}.$$

Рівняння доповнюються виразами стану рідини, які визначають природу рідини, і емпіричними залежностями щільності, в'язкості і теплопровідності рідини в залежності від температури.

Рівняння Нав'є-Стокса має вигляд

$$\frac{d\vec{u}}{dt} = -(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} - \frac{1}{\rho}\nabla\vec{p} + v\Delta\vec{u} + \vec{f}\,, \tag{2.17}$$

де u – швидкість течії, h – вектор щільності потоку;

p – тиск, H – потенційна енергія;

ρ – щільність рідини;

ν – кінематична в’язкість;

f – зовнішня сила, що діє на рідину.

Рівняння Навьє-Стокса доповнюється рівнянням нерозривності

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho \vec{u}) = 0 \tag{2.18}$$

Таким чином, для ламінарної рідини отримується система з чотирьох рівнянь: три рівняння Нав'є-Стокса в проекціях на осі та рівняння нерозривності для чотирьох невідомих: три компоненти вектору швидкості та гідродинамічного тиску.

Для описання турбулентного режиму використовується декомпозиція Рейнольдса, згідно з якою довільну величину x можна записати як суму її середнього значення $\overline{x_i}$ і відхилення x_i'

$$x_i = \overline{x_i} + x_i' \ .$$

В результаті отримується усереднені по Рейнольдсу рівняння Нав'є-Стокса, які так само називаються рівняннями Рейнольдса, а також усереднене рівняння нерозривності.

Рівняння нерозривності (2.18) для нестисливої рідини має вигляд

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \ . \tag{2.19}$$

Тоді для усередненої швидкості $\overline{u_i}$

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \ . \tag{2.20}$$

Якщо відняти рівняння (2.20) з (2.19), отримаємо рівняння нерозривності для відхилення

$$\frac{\partial u_i'}{\partial x_i} = 0\,.$$

Використовуючи (2.19), можна записати рівняння (2.17) в компонентах наступним чином:

$$\rho\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right) = \rho g_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j}\,, \tag{2.21}$$

де σ_{ij} – напруження в рідині, що визначаються за формулою

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right), \tag{2.22}$$

де δ_{ij} – дельта функція Кронкера, що визначається як

$$\begin{cases}\delta_{ij} = 1\,, & i = j\\ \delta_{ij} = 0, & i \neq j\end{cases}.$$

Використовуючи декомпозицію Рейнольдса, рівняння (2.21) можна записати у наступному вигляді:

$$\rho\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \overline{u_j}\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}\right) = p\overline{g_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{\sigma_{ij}} - \rho\overline{u_i' u_j'}\right). \tag{2.23}$$

Це рівняння відоме як рівняння Рейнольдса. Дане рівняння досить схоже на рівняння (2.17) і відрізняється лише додатковою складовою в правій частині $\rho\overline{u_i' u_j'}$. Ця складова називається напруженням Рейнольдса і є симетричним тензором другого порядку, що складається з шести незалежних компонент. Таким чином, для турбулентної рідини є все ті ж чотири рівняння і

вже десять невідомих: три компонента швидкості, гідродинамічний тиск і шість напружень Рейнольдса.

Для замикання системи рівнянь необхідно визначити зв'язок між напруженнями по Рейнольдсу і параметрами усередненої течії. Цей зв'язок визначають за допомогою різних моделей турбулентності.

Для розв’язання задачі застосовується стандартна модель турбулентності k–ε [280, 282].

Аналогічно до моделі Буссінеска вводиться турбулентна в’язкість

$$-\rho\overline{u_i'u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{2.24}$$

Далі перейдемо безпосередньо до отримання стандартної моделі $\mathrm{k}-\varepsilon$ з двох рівнянь, яка сьогодні розглядається як стандартна модель для опису турбулентності і розв’язання інженерних задач. У даній моделі вводяться два важливих поняття – генерація P і дисипація ε. Фізичний сенс генерації турбулентності P полягає в породженні нових вихорів і пульсацій, які і утворюють турбулентність. Дисипація ε, навпаки, є розсіюванням великих вихорів на менші, призводить до усереднення течії і зменшення турбулентності. Два рівняння переносу дозволяють розглядати турбулентність в просторі і часі. Дана модель є напівемпіричною і спирається на феноменологічний підхід та результати, отримані дослідним шляхом.

Помноживши (2.23) на u_j та виконавши нескладні алгебраїчні перетворення, отримаємо

$$\begin{aligned}\partial_t\overline{u_i'u_j'} + \overline{u}_k\partial_k\overline{u_i'u_j'} = -\frac{1}{\rho}\left(\overline{u_j'\partial_i p} + \overline{u_i'\partial_j p}\right) - 2\nu\overline{\partial_k u_i'\partial_k u_j'} - \\ -\partial_k\overline{u_k'u_i'u_j'} - \overline{u_j'u_k'}\partial_k u_i - \overline{u_i'u_k'}\partial_k u_j + \nu\nabla^2\overline{u_i'u_j'}\,.\end{aligned} \tag{2.25}$$

Визначимо кінетичну енергію турбулентності як $k = 0{,}5\overline{u_i'u_j'}$ і підставимо її в (2.25), приймаючи $i = j$

$$\partial_t k + \overline{u}_k \partial_k k = -\frac{1}{\rho}\partial_i \overline{u_i' p} - v\overline{\partial_k u_i' \partial_k u_i'} - \frac{1}{2}\partial_k \overline{u_k' u_i' u_i'} - \overline{u_i' u_k'}\partial_k u_i + p\nabla v\,. \quad (2.26)$$

Другий доданок правої частини (2.26) відповідає за дисипацію енергії

$$\varepsilon = v\overline{\partial_k u_i' \partial_k u_i'}\,, \quad (2.27)$$

тоді як четвертий доданок правої частини (2.26) є генерацією P

$$P = -\overline{u_i' u_k'}\partial_k u_i\,. \quad (2.28)$$

Далі робимо припущення, що

$$-\partial_j\left(\frac{1}{2}\overline{u_j' u_i' u_i'} - \frac{1}{\rho}\overline{u_j' p}\right) \approx \partial_j\left(v_T \partial_j k\right). \quad (2.29)$$

Враховуючи (2.27)-(2.29), рівняння (2.26) можливо записати наступним чином:

$$\partial_t k + \overline{u}_j \partial_j k = P - \varepsilon + \partial_j\left(\left(v + \frac{v_T}{\sigma_k}\right)\partial_j k\right). \quad (2.30)$$

Рівняння (2.30) є рівнянням кінетичної енергії k. σ_k – параметр, що забезпечує потрібну розмірність для доданка с ν_T . Зазвичай приймається $\sigma_k = 1$. Рівняння для дисипації ε записується за аналогією з (2.30)

$$\partial_t \varepsilon + \overline{u}_j \partial_j \varepsilon = \frac{C_{1\varepsilon}' P - C_{2\varepsilon}' \varepsilon}{T} + \partial_j\left(\left(v + \frac{v_T}{\sigma_\varepsilon}\right)\partial_j \varepsilon\right), \quad (2.31)$$

де T = k / ε забезпечує потрібну розмірність, а константи C1e ', C2', σ_ε вводятся, оскільки форма рівняння (2.31) лише припускається, але не виводиться аналітично.

Константи C_{1e} ', C2', σ_ε визначаються експериментально і мають наступні значення: $C_{1\varepsilon} = 1{,}44$, $C_{2\varepsilon} = 1{,}92$, $C\mu = 0{,}09$, $\sigma_k = 1{,}44$, $\sigma_\varepsilon = 1{,}3$.

2.6 Висновки по розділу 2

У даному розділі представлена загальна методологія міцнісного розрахунку вузлів і деталей електрогенераторів, яка враховує особливості роботи генератора і заснована на розв’язанні задач термопружності, теплопровідності і газодинаміки в рамках тривимірного підходу. Задача припускається незв'язаною і тому засновується на послідовному розв'язанні задач з їх ітераційним уточненням. Розв’язання задач проводиться в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

Визначальні рівняння отримані з варіаційних принципів з використанням МСЕ. Для задач теплопровідності та термопружності використовується скінченний елемент у вигляді тетраедра з лінійною і квадратичною апроксимацією шуканих величин. Задача термопружності формулюється в геометрично і фізично лінійній постановці.

Для задачі газодинаміки генератора застосовується скінченний елемент у вигляді паралелепіпеда. Використовуються осереднені по Рейнольдсу рівняння Нав'є-Стокса. Для замикання системи рівнянь застосовується стандартна *k-ε* модель турбулентності.

Результати розділу опубліковані в роботах [19, 22, 25].

РОЗДІЛ 3
МОДЕЛЮВАННЯ, РОЗРАХУНОК І АНАЛІЗ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГЕНЕРАТОРА

3.1 Постановка задач

В основі визначення термонапруженого стану деталей і вузлів великих електричних машин лежить визначення теплового стану генератора, який обумовлюється інтенсивністю виділення температури в "активних частинах" та параметрами роботи системи охолодження.

В процесі роботи генератора відбувається нагрів його деталей та вузлів, що з'являється в результаті електричних і механічних втрат в системі. Інтенсивність цього нагріву залежить від режиму роботи генератора. Перегрів обмоток статора та ротора може призвести до виходу з ладу всього генератора, тому на допустимі температури вузлів генератора накладені вельми жорсткі обмеження, і проводиться моніторинг температур в системі. При виникненні в системі температури близької до критичної включається сигналізація, а при подальшому підвищенні температури генератор відключається. Згідно ГОСТ IEC 60034-1 допускаються наступні температури [164]:

– осердя і обмотка статора ≤ 140 °C;

– обмотка ротора ≤ 145 °C.

Згідно вимог ГОСТ 533-2000 "Турбогенератори" і ГОСТ 5616-1989 "Гідрогенератори" визначення температур в "активних частинах" проводиться для сталого режиму [94, 102].

Для відводу тепла в генераторах капсульного типу передбачена система примусового охолодження. У представленому типі гідрогенератора турбіна та гідрогенератор об'єднані в одному корпусі, що знаходиться в проточній частині гідроелектростанції (рис. 3.1). Капсульні гідрогенератори знайшли широке застосування для низьконапірних руслових, а також приливних ГЕС.

Вони характеризуються відносно невеликими частотами обертання і штучно зменшеними радіальними розмірами, що досягається використанням більш ефективних, примусових систем охолодження. Одинична потужність капсульних гідроагрегатів не перевищує 50 МВт, проте при необхідності вона може бути значно підвищена. Існує дві принципово відмінні системи охолодження великих капсульних машин: аксіальна – з повітрям підвищеного тиску або з безпосереднім водяним охолодженням та радіальна.

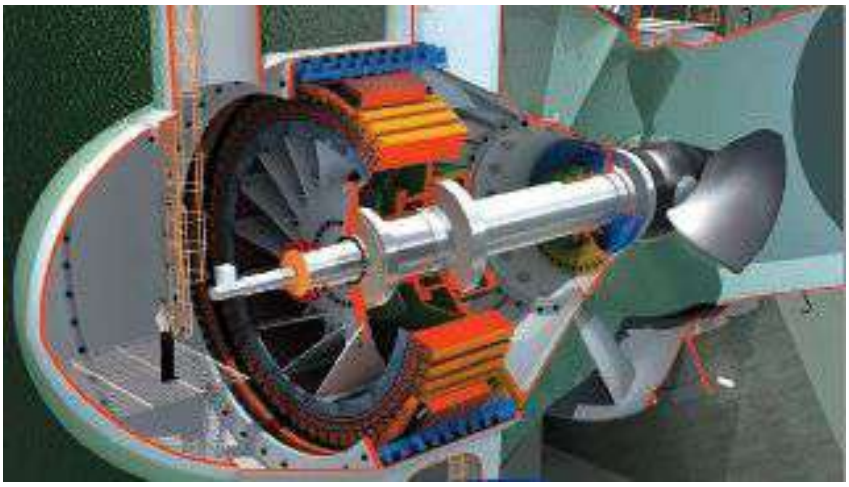


Рис. 3.1. Капсульний гідрогенератор

Рідинні системи безпосереднього охолодження обмоток і осердя характеризуються більшою ефективністю та економічністю і дозволяють підвищити питомі електромагнітні та теплові навантаження машин і їх потужність. При цьому в гідрогенераторах як холодильний агент використовується вода. Обмотки і шини обмотки статора охолоджуються безпосередньо водою, обмотки збудження виконані з форсованим повітряним охолодженням. До недоліків рідинної схеми охолодження, перш за все, необхідно віднести високу ймовірність виникнення короткого замикання в системі, а також складнощі в технічному обслуговуванні.

При аксіальній повітряній системі охолодження потужність, що витрачається на вентиляцію генератора, стає досить значною, і ККД різко знижується. Саме ця обставина змушує в великих капсульних генераторах

підвищувати тиск повітря; при цьому втрати на вентиляцію знижуються пропорційно абсолютному тиску. Система примусового охолодження включає в себе електричні вентилятори, охолоджувачі, а для деяких типів генераторів і додатковий відцентровий вентилятор, розташований на роторі. Застосовується система непрямого повітряно-водяного охолодження з замкнутим одним або двома циклами вентиляції. Охолоджуюче повітря, що циркулює через статор та ротор, відбирає тепло, яке виділяється в активних частинах в результаті втрат. Повітря нагрівається і спрямовується в повітряно-водяні охолоджувачі, де охолоджується холодною водою і далі направляється в статор та ротор.

При проектуванні нових і модернізації існуючих генераторів аксіального типу враховується можливість аварійного виходу з ладу всіх (або частини) електричних вентиляторів охолодження. При цьому температура в вузлах не повинна перевищувати допустимих значень протягом часу, достатнього для зупинки всієї системи (зазвичай 30-60 хвилин).

При розрахунку системи охолодження турбогенератора враховуються чотири режими його роботи: холостий хід без збудження, холостий хід зі збудженням, номінальний режим, коротке замикання. У режимі холостого ходу без збудження (так званий режим «болванки») нагрів виникає в результаті тільки механічних втрат на тертя і втрат, пов'язаних з роботою вентилятора. У режимі холостого ходу зі збудженням ($U_{ст} = U_{ном}$, струм збудження $I_{ст}$, струм статора $I_{ст} = 0$) до існуючих втрат на холостому ході додаються втрати в залізі статора, тобто електричні втрати в осерді статора. При номінальному режимі додатково виникають теплові електричні втрати в обмотці ротора, які залежать від сили струму і напруги. Стале трифазне коротке замикання призводить до суттєвого зростання температури в обмотках (різко зростає сила струму збудження).

Розрахунок системи охолодження генераторів є складною математичною задачею, що вимагає одночасного розгляду течії газу по геометрично складним конструкціям, врахування температури течії газу і температур тіл, які охолоджує газ. При цьому необхідно підібрати необхідні

параметри роботи вентилятора і провести розрахунок ефективності роботи охолоджувачів. До появи тривимірних математичних пакетів ця задача розв'язувалася спрощено за допомогою розгляду системи охолодження окремих вузлів.

Для аналізу роботи системи охолодження генератора пропонується використовувати тривимірне моделювання всієї системи охолодження в цілому, що дозволить більш точно описати поля швидкостей і тисків, а також уточнити характер розподілу температур в газі та вузлах генератора. Для аналізу використовуються методи, наведені в Розділі 2. Розрахунок проводиться за допомогою програмного комплексу SolidWorks Flow Simulation.

На першому етапі виконується аналіз роботи всієї системи охолодження генератора капсульного типу до модернізації генератора і після, а також досліджується робота охолоджувача з урахуванням виникаючих при експлуатації засмічень каналів. В результаті визначаються температури охолоджувача і уточнюються коефіцієнти теплопередачі між твердими вузлами та охолоджувачем.

Для розв'язання теплової задачі для активного заліза використовуються граничні умови III-го роду. Тут задаються температура охолоджуючого повітря t_n і закон теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем. Гранична умова третього роду характеризує закон теплообміну між ними в процесі охолодження та нагрівання тіла [283]. Для опису процесу теплообміну між поверхнею тіла і середовищем використовується закон Ньютона-Рихмана. Згідно з цим законом кількість теплоти, що віддається одиницею поверхні тіла в одиницю часу, пропорційна різниці температур поверхні тіла t_0 і охолоджуючого повітря t_n ($t_0 > t_n$):

$$q=\alpha(t_0 - t_n),$$

де α – коефіцієнт пропорційності, що називається коефіцієнтом тепловіддачі, Вт/(м^2·К).

Згідно із законом збереження енергії, кількість теплоти, що відводиться з одиниці поверхні в одиницю часу внаслідок тепловіддачі, має дорівнювати теплоті, що підводиться до одиниці поверхні в одиницю часу внаслідок теплопровідності з внутрішніх обсягів тіла, тобто

$$\alpha(t_0 - t_п) = -\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_0,$$

де n – нормаль до поверхні тіла; індекс "0" вказує на те, що температура і градієнт відносяться до поверхні тіла (при $n=0$).

Остаточно граничну умову третього роду можна записати у вигляді

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_0 = -\frac{\alpha}{\lambda}(t_0 - t_п).$$

Дане рівняння по суті є окремиим випадком закону збереження енергії для поверхні тіла.

Значення коефіцієнта тепловіддачі α визначаються за допомогою SolidWorks Flow Simulation на основі знайдених значень швидкостей обтікання охолоджувачем вузла.

3.2 Дослідження системи охолодження для Канівської ГЕС

3.2.1 Опис системи охолодження Канівської ГЕС. Визначення граничних умов

Одним з представників сімейства капсульних гідрогенераторів є агрегати, що розташовані на Канівській та Київській ГЕС, спроектовані і побудовані на ДП «Завод «Електроважмаш». Ці машини, які спроектовані та виготовлені в 50-60 рр. минулого століття, представляють особливий інтерес.

При введенні їх в експлуатацію для серійних зразків були проведені великі натурні випробування. Енергетичні дослідження гідрогенератора №4, що виконані Ленінградським відділенням Гідропроекту в 1969 р., мали своєю метою експериментальне визначення величин окремих втрат в гідрогенераторі для визначення потужності на валу турбіни під час її енергетичних випробувань [284]. Було проведено зіставлення експериментальних і розрахункових значень величин окремих втрат в генераторі. Ці дані можуть бути використані для перевірки достовірності запропонованого підходу. При цьому дані агрегати під час експлуатації піддавалися кільком модернізаціям, спрямованим на підвищення потужності та надійності зовнішніх вентиляторів.

На рис. 3.2 подана система вентиляції та охолодження ротора і статора даного генератора СГКЗ 538/160-70. Примусова аксіальна система вентилювання є повітряним контуром закритого типу. Весь генератор укладений в герметичний корпус капсули.

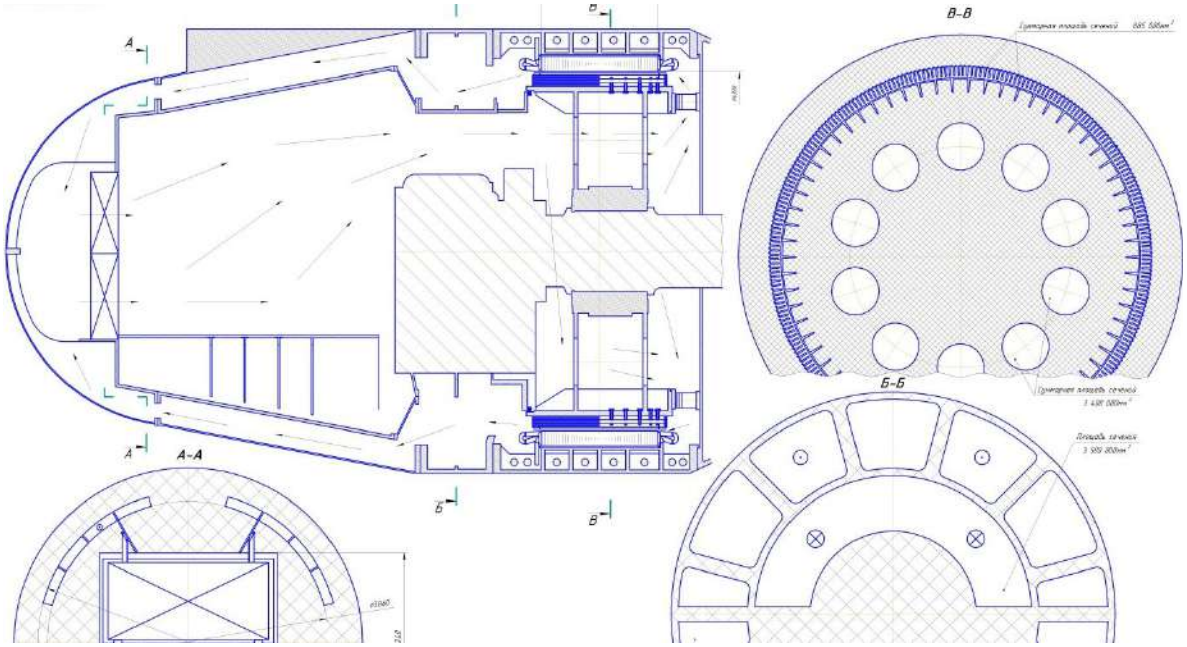


Рис. 3.2. Схема вентиляції гідрогенератора СГКЗ 538/160-70

Відведення тепла виконується двома повітряно-водяними теплообмінниками. Циркуляцію повітря по замкнутому контуру при номінальному режимі роботи з номінальними параметрами забезпечують два вентилятори з електроприводом, кожен потужністю 115 кВт і напругою живлення 0,4 кВ. Кожен вентилятор пускається від свого пристрою плавного пуску. Живлення пристрою плавного пуску забезпечується від трансформатора 6,3/0,4 кВ, номінальною потужністю 500 кВА. Для запобігання перетікання повітря при роботі одного електричного вентилятора і припиненні роботи іншого на вході в вентилятори встановлюються автоматичні повітряні заслонки дискового типу з електроприводом. Подачу води в повітроохолоджувачі забезпечує система технічного водопостачання.

Гідрогенератор допускає роботу при трьох режимах для системи охолодження, описаних нижче.

Режим №1 відповідає нормальній роботі гідрогенератора з двома електричними вентиляторами. При цьому повітряні заслонки двох вентиляторів відкриті.

Режим №2 відповідає аварійному режиму з одним працюючим вентилятором. При аварійному відключенні одного електричного вентилятора повинна бути забезпечена робота генератора з номінальними параметрами протягом 60 хвилин до досягнення критичних температур статора та ротора (в залежності від того, що настане раніше). Повітряна заслонка працюючого вентилятора відкрита. Заслонка відключеного вентилятора закрита.

Режим №3 також є аварійним. Він відповідає роботі гідрогенератора при аварійному відключенні двох електричних вентиляторів. Протягом 30 хвилин після відключення вентиляторів температури статора та ротора не повинні досягати критичних значень, що відповідають даному режиму. Гідрогенератор працює в режимі самовентиляції. Повітряні заслонки вентиляторів відкриті.

Уставки температур статора та ротора на сигналізацію і відключення для різних режимів вказані в таблиці 3.1 Уставки температур на відключення

відповідають ГОСТ 5616-89 для класу ізоляції В (130 ^{0}С) (запас на клас ізоляції при використанні ізоляції за класом F (155 ^{0}С)).

Таблиця 3.1

Уставки температур статора та ротора

Режим роботи	Уставка температур обмотки і осердя статора, ^{0}С		Уставка температур обмотки ротора, ^{0}С	
	сигнал	відключення	сигнал	відключення
1 режим	115	120	125	130
2 режим	115	145	125	145
3 режим	115	145	125	145

При всіх режимах роботи система життєзабезпечення охолоджувачів забезпечує подачу і злив охолоджуючої води в повітроохолоджувачі. Максимальне значення температури охолоджуючої води 30 ^{0}С. Разом з пуском гідроагрегату одночасно виконується пуск двох електричних вентиляторів і відкриття повітряних заслонок. Пуск вентиляторів виконується за сигналом від системи управління гідроагрегату на пристрій плавного пуску. Відкриття і закриття повітряних заслонок виконується за сигналом від системи управління гідроагрегату на повітряні заслінки. Кабелі управління повітряними заслонками виведені на клемну шафу приладів контролю гідрогенератора.

Для забезпечення роботи системи охолодження застосовуються два вентилятора MFLD 900. Вентилятори потужністю 121 кВт кожен постачають повітря по замкнутому контуру. З метою запобігання перетікання повітря при зупинці одного з вентиляторів, на вході кожного з них встановлюються автоматичні жалюзі. Загальний вигляд вентилятора представлений на рис. 3.3.

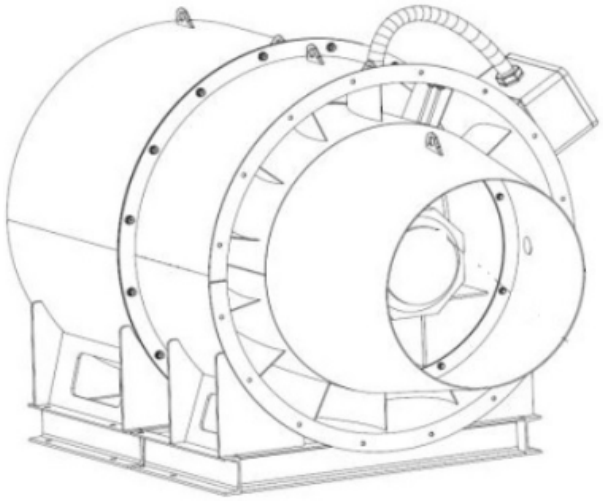


Рис. 3.3. Загальний вигляд вентилятора MFLD 900

Робочі характеристики вентилятора MFLD 900 представлені в таблиці 3.2. Температура охолоджуючої води в охолоджувачі становить 30 °С.

Таблиця 3.2

Розрахункові характеристики вентилятора MFLD 900

Характеристика	Величина	Розмірність
Витрата	16	$м^3/с$
Напір	5500	Па

Як повітроохолоджувачі застосовуються високоефективні компактні повітроохолоджувачі ламельного типу виробництва концерну Kelvion, Німеччина. Теплообмінний блок повітроохолоджувачів даного типу базується на оребренні у вигляді прямокутних ламелей, що перекривають весь периметр теплообмінного пакета в поперечному перерізі. Дана запатентована технологія дозволяє досягти найкращих показників по площі оребрення теплообмінного пакета в порівнянні з традиційними окремо оребренними трубами, а вільний вибір кроку оребрення дає можливість оптимального підбору теплообмінного блоку з урахуванням заданих аеродинамічних і потужних характеристик. Трубки повітроохолоджувачів виготовлені з мідно-никільового сплаву

$CuNi_{10}Fe$ Ø20x0,8 мм; трубні дошки – з латуні товщиною 16 мм ($CuZn_{38}SnAl$); оребрення – з алюмінію завтовшки 0,2 мм; кришки і фланці – з вуглецевої сталі з довговічним зносостійким антикорозійним поліамідним покриттям (S235JRG + RILSAN); рама – з оцинкованої вуглецевої сталі. Конфігурація та легка вага повітроохолоджувачів дають можливість легкого очищення теплообмінного блоку стисненим повітрям або водою по зовнішній поверхні оребрення, або механічно всередині трубок.

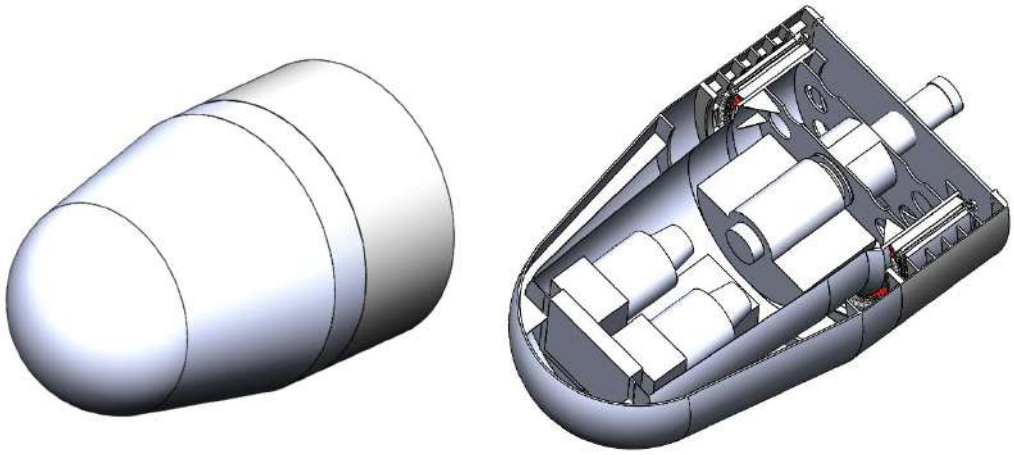
3.2.2 Чисельні результати

Проведено розрахунок і аналіз роботи всієї системи вентилювання гідрогенератора Канівської ГЕС в середовищі SolidWorks Flow Simulation. Застосовувалося тривимірне моделювання конструкції генератора капсульного типу СГКЗ 538/160-70, розглядалася вся конструкція в цілому. Як вихідні дані прийняті температура в охолоджувачі 30 °С, натиск кожного вентилятора 5,5 КПа, витрата 16 $м^3/с$ (см. таблицю 3.2). На основі попереднього аналізу середніх швидкостей течії газу в генераторі значення турбулентності вибирається рівним 2%.

Температура всіх вузлів генератора на першому етапі припускається рівномірною та дорівнює 30 °С. Після визначення швидкостей обтікання вузлів та об'ємної витрати газу, що проходить на кожній дільниці, з урахуванням відомих геометричних розмірів перетинів каналів течії, обчислюються коефіцієнти теплопередачі між активним залізом і охолоджувачем. Знаючи з розрахунку об'ємну витрату газу, його температуру, а також величину потужності джерел тепла на ділянці, аналітично проводиться уточнення температур на поверхні розділу повітря-активне залізо (повітря-мідь) і уточнення величини втрат, які також залежать від температури. Знайдені значення температур використовуються для уточнення отриманих раніше швидкостей обтікання тіл і коефіцієнтів теплообміну. Ця процедура ітераційно повторюється до тих пір, поки зміни розглянутих значень на послідовних ітераціях не стануть менше 5%.

Результати розрахунку трьохвимірного моделювання течії зіставляються з даними, отриманими завдяки аналітичній методиці, та даними натурних експериментальних досліджень.

На рис. 3.4 приведена розроблена 3D модель гідрогенератора СГКЗ 538/160-70 капсульного типу, встановленого на Канівській ГЕС, а на рис. 3.5 показано розміщення двох вентиляторів.



а) б)

Рис. 3.4. Загальний вигляд розрахункової моделі СГКЗ 538/160-70

а – зовнішній вигляд, б – вид в розрізі

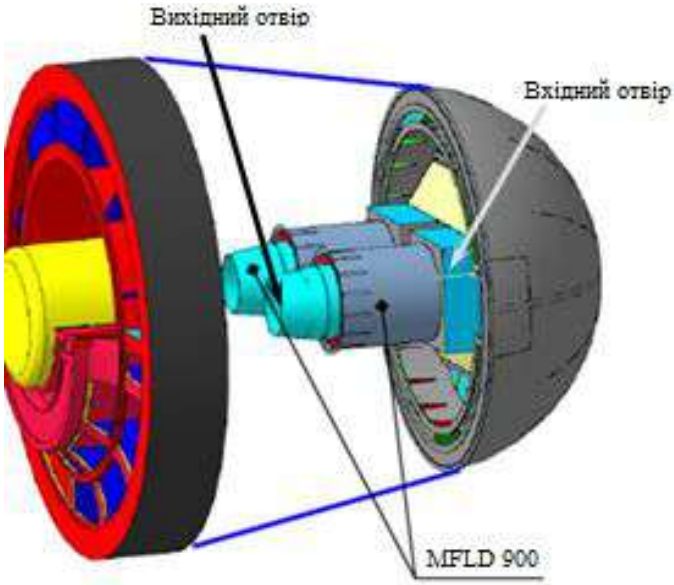


Рис. 3.5. Установка вентиляторів

Результати розрахунку швидкостей течії газу наведені на рис. 3.6–3.11.

На рис. 3.6 представлено загальне поле швидкостей в косому перерізі щодо вентиляційного каналу статора. З рисунка видно, що максимальні швидкості течії виникають у вентиляційному каналі статора, де відбувається різке звуження площі поперечного перерізу каналів течії газу.

На рис. 3.7 більш детально вказані поля швидкостей течії в вентиляційному каналі в цьому перерізі. Швидкість течії досягає 40 м/с.

На рис. 3.8 і 3.9 подано аналогічні поля швидкостей для косого перетину щодо міжполюсного каналу ротора. Максимальні швидкості течії також спостерігаються у вентиляційному каналі, проте картина обтікання має більш складний характер.

На рис. 3.10 подано поле швидкостей в поперечному перерізі гідрогенератора.

На рис. 3.11 окремо винесено поле швидкостей в аксіальних каналах активної сталі статора та ротора гідрогенератора. Швидкість течії становить близько 40 м/с.

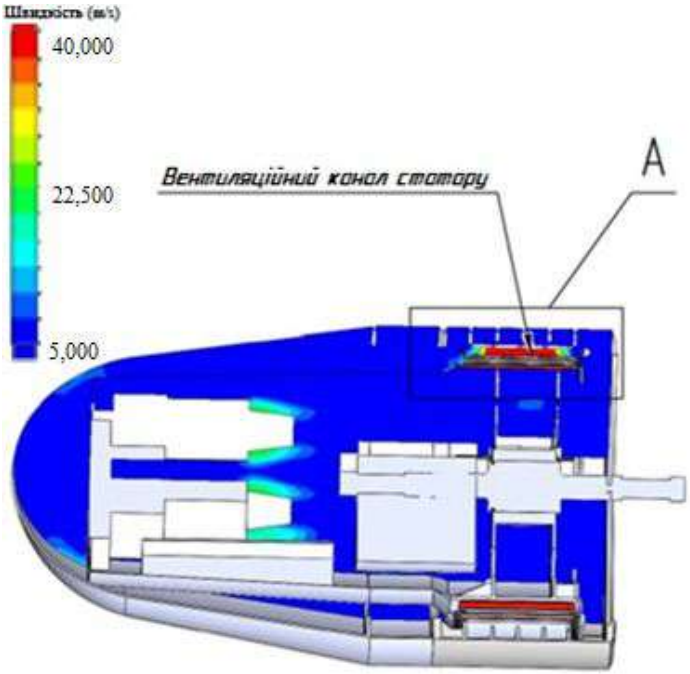


Рис. 3.6. Поле швидкостей гідрогенератора СГКЗ 538/160-70, косий переріз щодо вентиляційного каналу статора

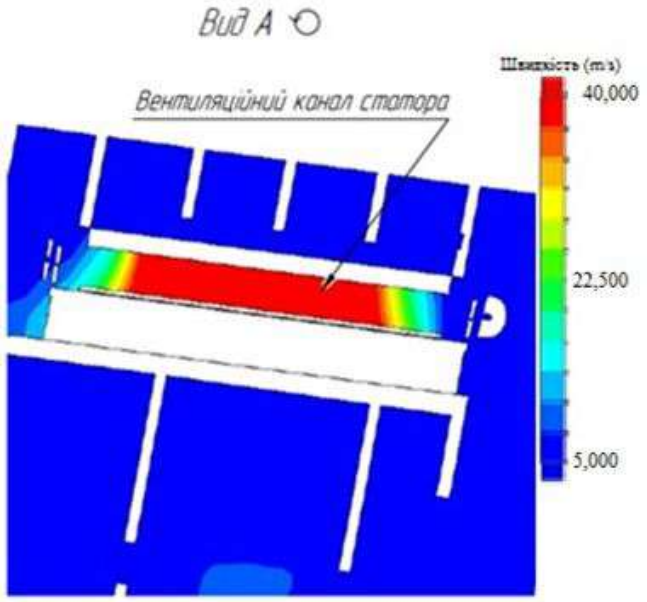


Рис. 3.7. Поле швидкостей в косому перерізі вентиляційного каналу статора гідрогенератора

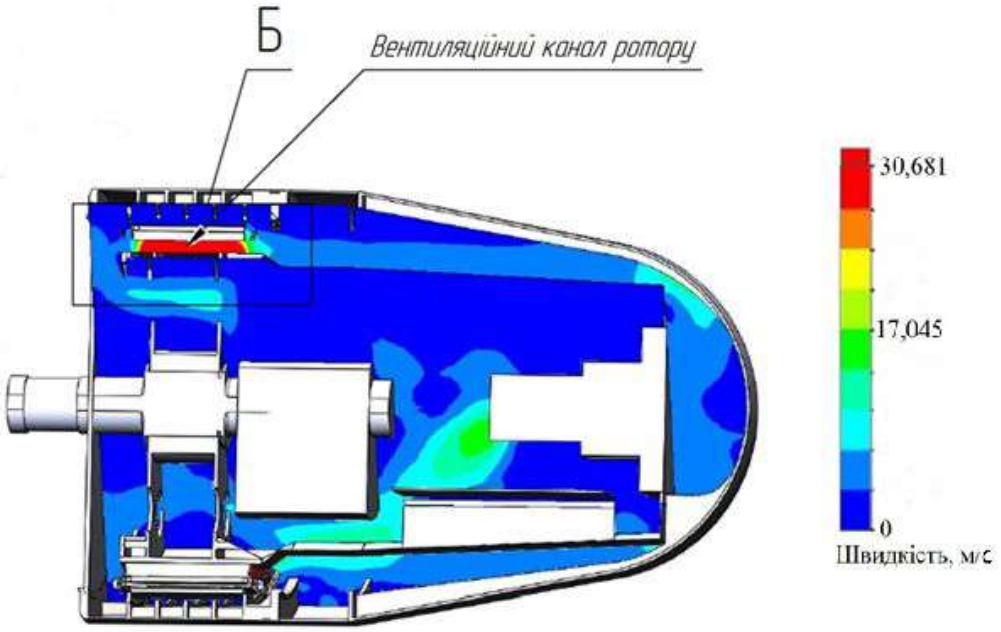


Рис. 3.8. Поле швидкостей гідрогенератора СГКЗ 538/160-70, косий пщодо міжполюсного каналу ротора

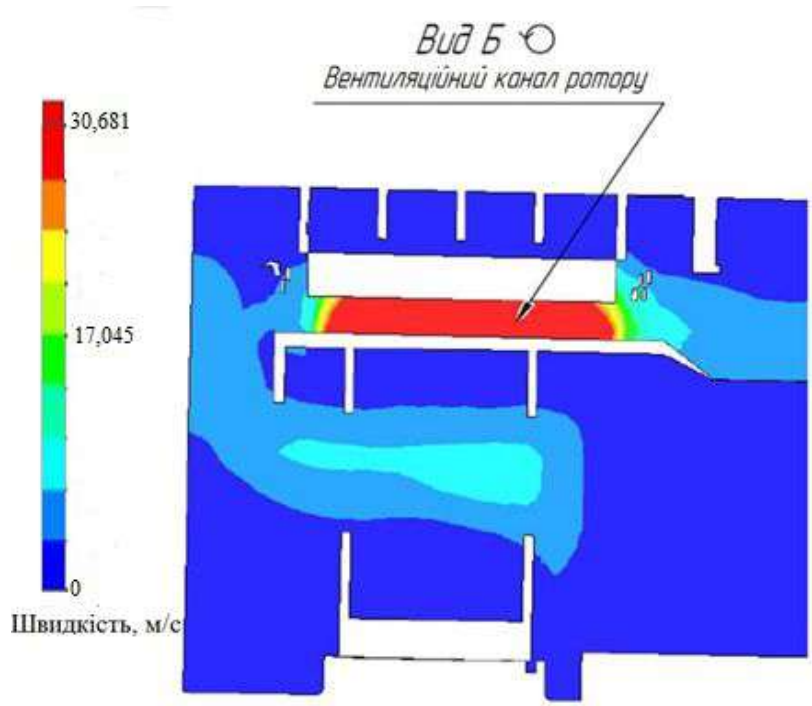


Рис. 3.9. Поле швидкостей в косому перерізі вентиляційного міжполюсного каналу ротора гідрогенератора

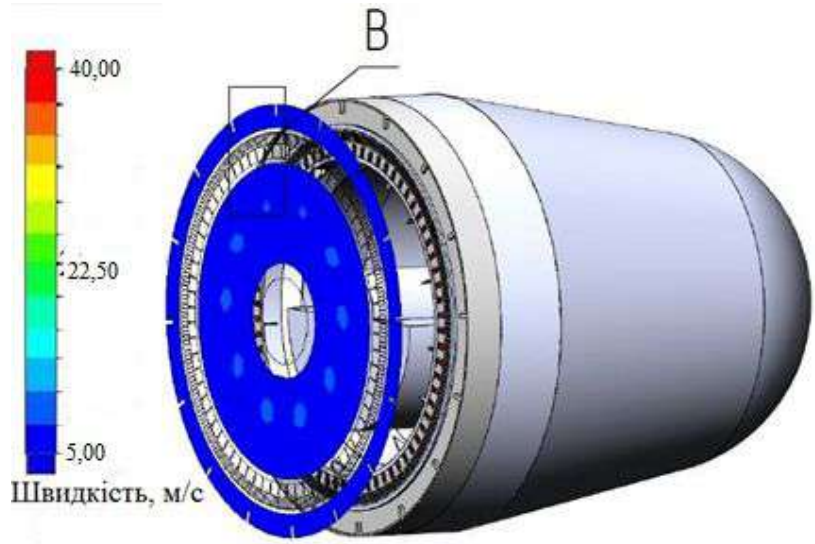


Рис. 3.10. Поле швидкостей в поперечному перерізі гідрогенератора СГКЗ 538/160-70

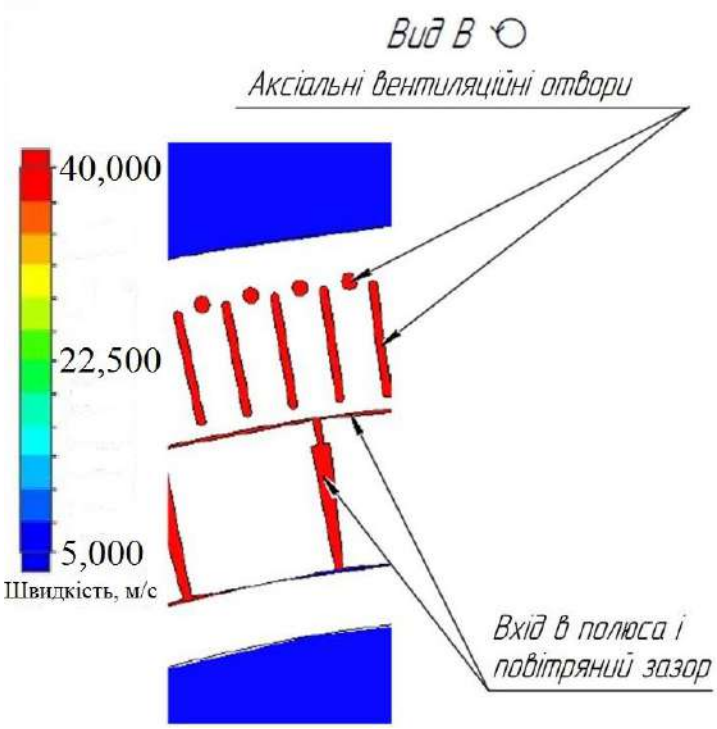


Рис. 3.11. Поле швидкостей в аксіальних каналах активної сталі статора та ротора гідрогенератора

3.2.3 Верифікація результатів

Для перевірки достовірності результатів, отриманих шляхом моделювання течії в трьохвимірній постановці, було проведено зіставлення з результатами розрахунку методом розгорнутих теплових (еквівалентних) схем, а також даними експериментальних досліджень.

В даний час переважна більшість теплових розрахунків електричних машин виконується саме на основі еквівалентних схем заміщення. Електрична машина умовно розділяється на тіла простої геометричної форми, в межах яких умови охолодження залишаються приблизно постійними. При цьому паралельне складання термічних опорів застосовують для розв’язання не тільки двовимірних, але і тривимірних задач, коли підсумовуються теплові опори за трьома напрямками потоку. Метод електричних схем (МЕС) дозволяє застосовувати в тепловому розрахунку відомі принципи складання суперпозиції і оберненості. Одним з найбільш істотних переваг даного методу

є простота. Однак МЕС не дозволяє проводити розрахунки температурного розподілу в вузлах, а дає розв'язок лише для характерної точки конструктивного елементу. Даний недолік не дає можливості глибокого дослідження температурного стану ЕМ, тому його можна застосовувати лише на початкових, приблизних етапах розрахунків. Детально його реалізація описана в роботі Філіппова І.В. [91] і ін.

У схемі заміщення послідовно розглядаються усереднені по окремим характерним ділянкам течії. Розбиття системи вентилювання на характерні ділянки проводиться виходячи з геометричних параметрів поперечних перерізів, а також зі зміни інтенсивності нагріву охолоджувача (граничних умов). При використанні методу схем заміщення можливо отримати тільки середні значення швидкостей, температур і тисків на досліджуваній ділянці.

На рис. 3.12 представлена схема течії повітря і розбиття на характерні ділянки для гідрогенератора СГКЗ 538/160-70, а на рис. 3.13 показано принцип побудови схеми заміщення.

Експериментальні (теплові і вентиляційні) дослідження капсульних гідрогенераторів типу СГК-538/160-70, встановлених на Київській ГЕС, виконувалися Науково-дослідним сектором Гідропроекту. У випробуваннях брали участь Науково-дослідний проектно-конструкторський та технологічний інститут важкого електромашинобудування Харківського заводу «Електроважмаш» (НДІТЕМ), ДП «Завод «Електроважмаш» та Київська ГЕС. Роботи були проведені в квітні-червні 1965 року на двох дослідних генераторах ГЕС. У випробуваннях брали участь від науково дослідного сектору Гідропроекту інженери Абрамова Л. Ф., Аграновський Е. С., Баталов Ю. М., Бесчастнов Г. А., Ларін М. М, Морина І. Є.; від НДІТЕМ і заводу «Електроважмаш» інженери Калмиков І. З., Єрьомін Б. І., Фомін І. П., Дрейцер Л. С., Мальцев О. М.; від Київської ГЕС інженери Поташник С. І., Папанов А. В., Аристов В. А., Максимов В. І. і черговий персонал ГЕС.

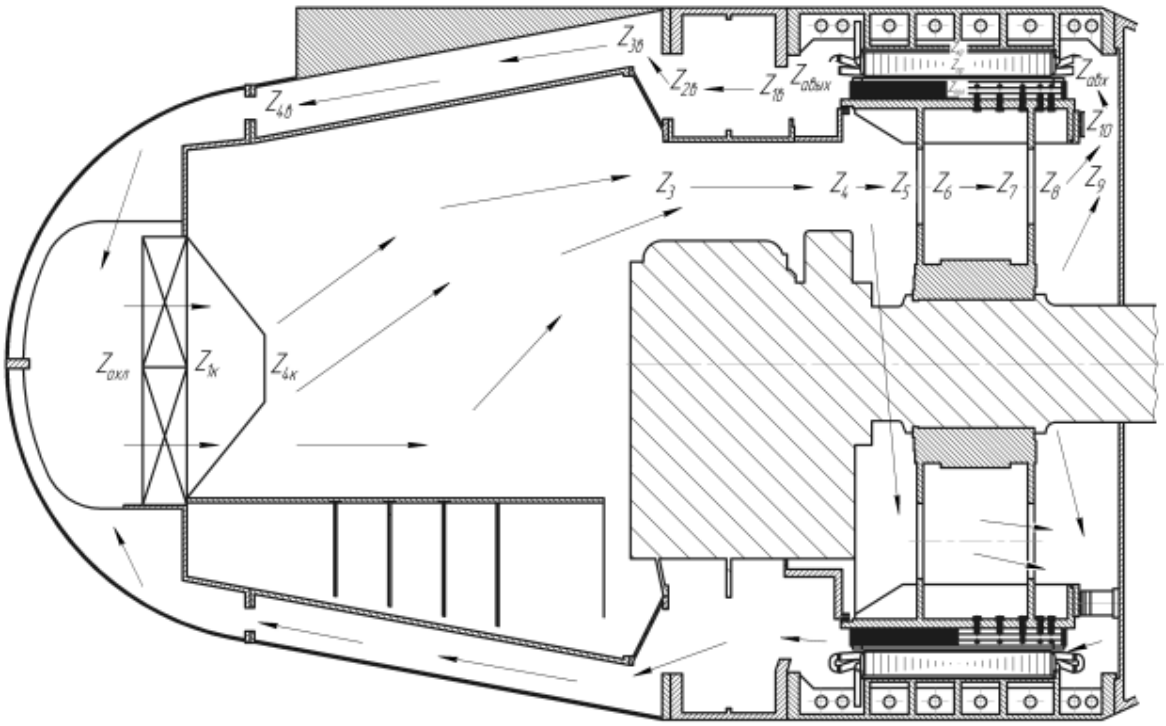


Рис. 3.12. Схема течії повітря гідрогенератора СГКЗ 538/160-70

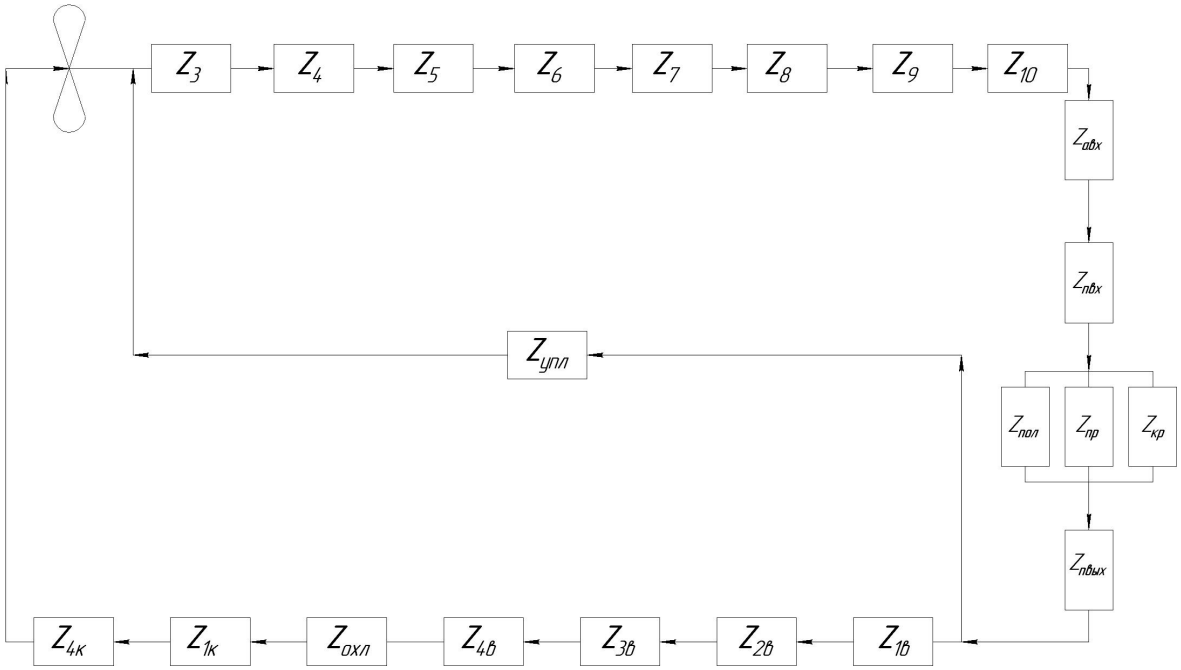


Рис. 3.13. Схема заміщення гідрогенератора СГКЗ 538/160-70

У ході натурних випробувань вимірювалися такі величини:

– витрата повітря через осьовий 2-х ступеневий вентилятор;

– повний і статичний напір, що розвивається вентилятором;

– падіння повного напору на окремих ділянках вентиляційного тракту гідрогенератора;

– витрата повітря через вікна в роторі та активні частини гідрогенератора.

Виміри проводилися за допомогою трубки Прандтля в різних точках по перерізу на кожній ділянці системи вентиляції гідрогенератора при нерухомому роторі. Вимірювання температури нагріву обмотки та сталі статора, повітря, що входить і виходить, проводилися методом закладених термометрів опору і за допомогою термопар. При цьому вимірювався опір термоопорів моста і проводився запис показників станційних логометрів. При визначенні перевищення температур враховувалися вимірювання термоопорів моста і термопар.

Система вентиляції генератора – аксіальна, здійснюється за замкнутому циклу за допомогою осьового двоступеневого вентилятора. На відміну від розглянутого раніше випадку гідрогенератора з двома вентиляторами, на досліджуваній машині був встановлений один електричний вентилятор з порівняними за витратами та тиску напору. Витрата газу через вентилятор складає 35,3 $м^3/с$, кут відхилення потоку на виході з вентилятора – 10°. Повний напір, що розвивається вентилятором – 7,1 кПа. Статистичний напір, що розвивається вентилятором, – 4,3 кПа. Падіння повного напору на активних частинах гідрогенератора (без урахування втрат на вході і на виході) – 200 мм. вод. ст. Падіння повного напору на ділянці повітряного тракту між гідрогенератором і вхідним повітроводом перед осьовим вентилятором (з боку носової частини) – 87 мм. вод. ст. Падіння повного напору на вхідному повітроводі – 74 мм. вод. ст. Падіння повного напору на повітроводі, що з'єднує вентилятор з повітроохолоджувачами, – 80 мм. вод. ст. Падіння повного напору на повітроохолоджувачах – 247 мм. вод. ст. Падіння повного

напору на ділянці між повітроохолоджувачами та гідрогенератором (з урахуванням втрат на вході в вентиляційні канали активних частин гідрогенератора) – 23 мм. вод. ст. Витрата повітря через прямокутні канали зубців осердя статора гідрогенератора – 11,6 м^3/с.

У таблиці 3.3 наведені результати розрахунку швидкостей в різних перетинах, що отримані запропонованим методом 3D моделювання, аналітичним методом (метод заміщення) і дані експериментальних досліджень. Результати розрахунку пропонованим методом задовільно якісно і кількісно узгоджуються з даними, отриманими методом заміщення. Відмінності в результатах розрахунку цими методами пояснюється тим, що при розв'язанні задачі методом схем заміщення можливо отримати тільки середні значення швидкостей, температур і тисків на ділянці, а при тривимірному моделюванні можуть бути визначені їх максимальні значення на ділянці. При цьому чисельні результати дещо відрізняються від експериментальних даних. Це пояснюється тим, що експериментальні дослідження проводилися на генераторі з одним вентилятором, характеристики якого дещо відрізняються від параметрів системи з двома нагнітачами. Витрата повітря, що проходить через розглянуті два вентилятора, приблизно на 10% нижче, а натиск кожного з них на 21% вище відповідних показників нагнітача, що використовувався в експерименті.

Таблиця 3.3

Параметри швидкостей

Перетин	Швидкість течії, м/с		
	аналітичний розрахунок	3D аналіз	експеримент
Вікна щита підшипника	3,35	4	–
Вхід в вікна ротора	7,24	11,09	6,6 м/с

Продовження таблиці 3.3

Розширення на виході з ротора	1,15	2,17	–
Звуження між ободом і фланцем капсули	4,74	2,844	–
Вхід в полюса і повітряний зазор	31,5	36,863	25,5
Вентиляційні отвори заліза статора	38,2	40	25,5
Відвідний канал	8,17	8,5	–

3.2.4 Визначення коефіцієнтів теплообміну

Відомі значення швидкості течії охолоджувача в кожній точці дозволяють визначити місцеві значення коефіцієнтів тепловіддачі. Це дає можливість більш точно оцінити температурні поля у вузлах і охолоджувачі, а також виникаючі електричні втрати в роторі та статорі, які залежать від температури. Необхідно відзначити, що раніше при дослідженні генераторів використовувалися тільки усереднені по кожній ділянці коефіцієнти тепловіддачі, що було викликано застосовуванням аналітичних методів розрахунку, заснованих на методі схем заміщення.

Коефіцієнт α дорівнює

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T},$$

де q – густина теплового потоку;

ΔT – температурний напір, який знаходять як модуль різниці температур рідини і поверхні тіла.

Коефіцієнт тепловіддачі входить у вираз для потоку тепла в речовині рідкого або газоподібного середовища з інтенсивною зміною температури при збільшенні відстані від охолоджуваного або нагріваємого об'єкта

$$Q = \alpha \Delta T S,$$

де Q – кількість теплоти, яка відводиться від поверхні площею S.

На практиці замість точного значення теплопровідності використовують середній коефіцієнт тепловіддачі, який обчислюється за формулою

$$\alpha = \frac{Q}{\Delta T S}.$$

Так як інтенсивність теплообміну може змінюватися при пересуванні вздовж площі зіткнення рідкого носія з поверхнею твердого тіла, то вводять місцевий коефіцієнт тепловіддачі, що дорівнює

$$\alpha = \frac{dQ}{\Delta T dS} = \frac{q}{\Delta T}.$$

Диференціальне рівняння тепловіддачі показує зв'язок між коефіцієнтом тепловіддачі та полем температур середовища (рідини або газу)

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta T}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{n=0},$$

де $\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{n=0}$ – градієнт температур в напрямку нормалі до поверхні, взятий на поверхні.

Коефіцієнт тепловіддачі залежить від багатьох чинників: виду і режиму руху рідини, її фізичних властивостей, розмірів, форми і нерівності стінки.

Визначення α є основним завданням розрахунку теплообмінних апаратів. Зазвичай коефіцієнт тепловіддачі визначають з критеріальних рівнянь, отриманих перетворенням диференціальних рівнянь гідродинаміки і конвективного теплообміну методами теорії подібності.

Згідно положень теорії подібності конвективний теплообмін без зміни агрегатного стану речовини в стаціонарних умовах може бути описаний критеріальним рівнянням виду

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \Gamma, \ldots),$$

де $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$ – безрозмірне число Нуссельта, що характеризує подібність процесів теплопереносу на межі між стінкою і потоком рідини;

$Re = \frac{ul}{\nu} = \frac{ul\rho}{\mu}$ – число Рейнольдса, яке характеризує гідродинамічний режим потоку при вимушеному русі і є мірою співвідношення сил інерції і в'язкого тертя;

$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{C\mu}{\lambda}$ – число Прандтля, яке характеризує фізико-хімічні властивості теплоносія та є мірою подібності температурних і швидкісних полів в потоці;

$Gr = \frac{gl^3}{\nu^2}\beta\Delta t$ – число Грасгофа, яке характеризує співвідношення сил в'язкого тертя та підйомної сили, описує режим вільного руху теплоносія;

$\Gamma_i = \frac{l_i}{l}$ – безрозмірний геометричний симплекс, що характеризує геометричну подібність системи;

Тут $\nu = \mu/\rho$ – кінематичний коефіцієнт в'язкості теплоносія, м^2/с; w – швидкість руху теплоносія, м/с; $\alpha = \frac{\lambda}{\varrho c}$ – коефіцієнт температуропровідності, м^2/с; g – прискорення вільного падіння м/с^2; l – визначальний розмір, м; l_i –- характерний розмір, м; β - коефіцієнт температурного розширення, 1/К; ρ – густина теплоносія, кг/м^3; $\Delta t = t_{ст} – t_{ж}$ – температурний напір між стінкою і

теплоносієм, °С; λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Вт/(м·К); μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с; c – теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К); τ – час процесу, с.

При відомому значенні Nu коефіцієнт тепловіддачі може бути розрахований за формулою

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}. \tag{3.2}$$

Для обчислення числа Нуссельта використовуються залежності для течії по трубах (каналах), а також для випадку течії вздовж і поперек стінок, наведені в роботах [46, 47, 283].

3.2.5 Тепловий розрахунок гідрогенератора капсульного типа потужністю 22000 кВт

Тепловий розрахунок гідрогенератора капсульного типа потужністю 22 МВт виконано на підставі результатів вентиляційного і електромагнітного розрахунків за галузевою методикою ДП «Завод «Електроважмаш» ОАА.682.005-69 [285].

На рис. 3.14 показана схема витрат і втрат по вузлах гідрогенератора СГК 538 / 160-70. Втрати пораховані, виходячи з рівнянь теплового балансу.

Величини складових втрат гідрогенератора при номінальному навантаженні 22000 кВт наведені в таблиці 3.4. Значення температур холодного повітря і активних частин гідрогенератора на цьому ж режимі дані в таблиці 3.5.

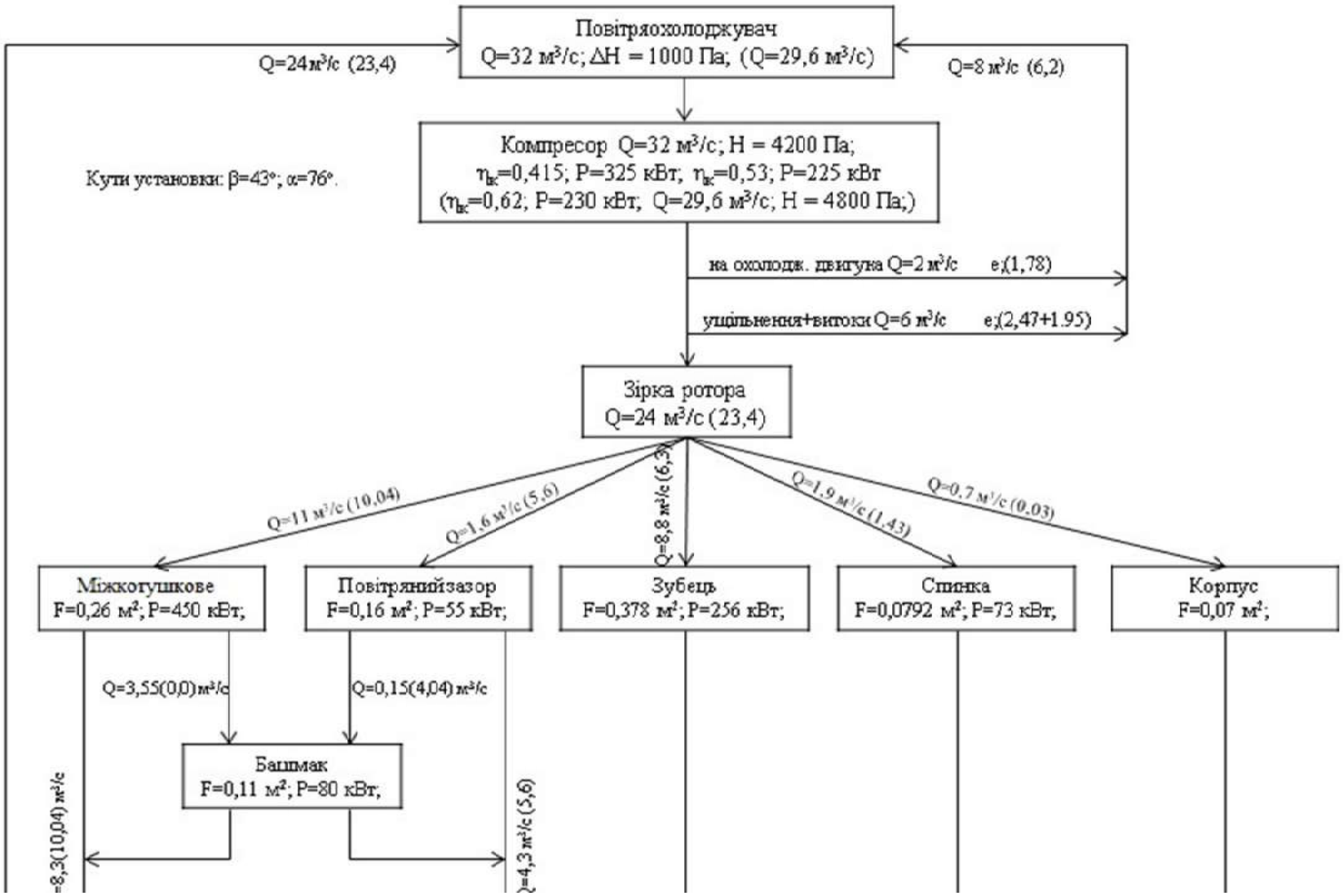


Рис. 3.14. Блок-схема витрат і втрат по вузлах генератора СГК 538/160-70

Таблиця 3.4

Складові втрат гідрогенератора при номінальному навантаженні 22000 кВт

№	Найменування	Позначення	Величина	Розмірність
1	Втрати в спинці статора	P_a	47	кВт
2	Втрати в зубцях статора	P_z	47	кВт
3	Втрати в зубцях статора від 3-й гармоніки	P_t	53	кВт
4	Втрати в торцях статора	P_T	6	кВт
5	Втрати в міді статора	P_M	225*)	кВт
6	Втрати на поверхні полюса від зубчастості статора	P_{P0}	9	кВт
7	Втрати в міді ротора	P_e	272	кВт
8	Додаткові втрати на поверхні полюса і в демпферній обмотці	P_{pz}	8	кВт

Таблиця 3.5

Температури холодного повітря і активних частин гідрогенератора при номінальному навантаженні 22000 кВт

№	Найменування	Температура
1	Холодне повітря на вході в аксіальні канали	48 °С
2	Мідь статора	105 °С
3	Сталь статора	85 °С
4	Мідь ротора	115 °С

З таблиці 3.5 видно, що при номінальному навантаженні генератора температура активних частин генератора не перевищує допустимих значень.

Аналогічний розрахунок був проведений для режимів 2 і 3, відповідних аварійному відключенню одного або одразу двох вентиляторів. На жаль, задовольнити необхідні умови для аварійних режимів навіть при зниженні потужності генератора не вдається, температура активних частин поступово підвищується і досягає граничних значень раніше необхідного часу для даного режиму.

3.2.6 Розрахунок модернізованого генератора

Для забезпечення температурного стану гідрогенератору Канівської ГЕС розглянуті можливі схеми вентиляції з модернізацією способу подачі повітря. Були розглянуті всі три можливі схеми вентилювання, а саме:

– аксіальна, коли повітря проходить в осьовому напрямку генератора по аксіальним каналам в статорі і між полюсами;

– радіальна, коли повітря проходить в радіальному напрямку через вентиляційні канали в ободі ротора, між полюсами і через радіальні вентиляційні канали в осерді статора;

– аксіально-радіальної схеми вентилювання, коли повітря заходить в аксіальному напрямку з двох сторін ротора між полюсами і далі розподіляється по радіальних каналах осердя статора.

Однак, застосування аксіально-радіальної схеми вентилювання не представляється можливим в даному випадку. Гідрогенератор має довгі повітряні канали між полюсами (1850 мм) при вкрай малій ширині каналів між полюсами (до 12 мм) і малій швидкості обертання (21 м/с) для створення необхідного напору повітря. Відповідно повітря, заходячи з двох сторін в міжполюсний простір, буде розподілятися по крайнім вентиляційним каналам осердя статора, а середня частина статора та ротора не буде охолоджуватися.

В результаті проведених чисельних оцінок була запропонована система двоконтурного охолодження генератора за допомогою електричних вентиляторів і додаткових нагнітачів (осьового та відцентрового), розташованих безпосередньо на роторі гідрогенератора. Охолодження ротора

здійснюється осьовим, а охолодження статора – відцентровим вентиляторами. Охолоджуюче середовище всередині СГКЗ 538/160-70 – повітря при нормальних атмосферних умовах, температура охолоджуючої води в охолоджувачі 30 °С. Розрахунок нагнітачів виконаний по заводській методиці ОТХ.214.684 [286].

На рис. 3.15 подано розрахункову схему капсульного генератора при використанні додаткових нагнітачів, а на рис. 3.16 – його розрахункова модель.

Відцентровий компресор радіального типу має зовнішній діаметр 2,39 м, він направляє повітря на статор. Осьовий вентилятор має зовнішній діаметр 4,9 м та діаметр втулки 4,3 м, він направляє повітря на ротор. При працюючих основних електричних вентиляторах додаткові нагнітачі служать як направляючі, а при непрацюючих – як напірні вентилятори.

Проведено моделювання течії охолоджуючого повітря в модернізованому генераторі. Результати вентиляційного розрахунку показали, що максимальна витрата повітря, що створюється відцентровим вентилятором, становить 8 м^3/с при відключених основних вентиляторах.

У таблиці 3.6 подано розрахункові параметри повітря в аксіальних каналах гідрогенератора.

На підставі результатів вентиляційного та електромагнітного розрахунків виконаний тепловий розрахунок гідрогенератора при номінальному і зниженому навантаженнях з витратою повітря 8 м^3/с, що відповідає найжорсткішому режиму 3 з двома непрацюючими електричними вентиляторами. Тепловий і електромагнітний розрахунки проведені за галузевою методикою ОАА.682.005-69 [285].

Величини складових втрат гідрогенератора при номінальному навантаженні 22000 кВт і витраті охолоджуючого повітря 8 м^3/с показані в таблиці 3.7.

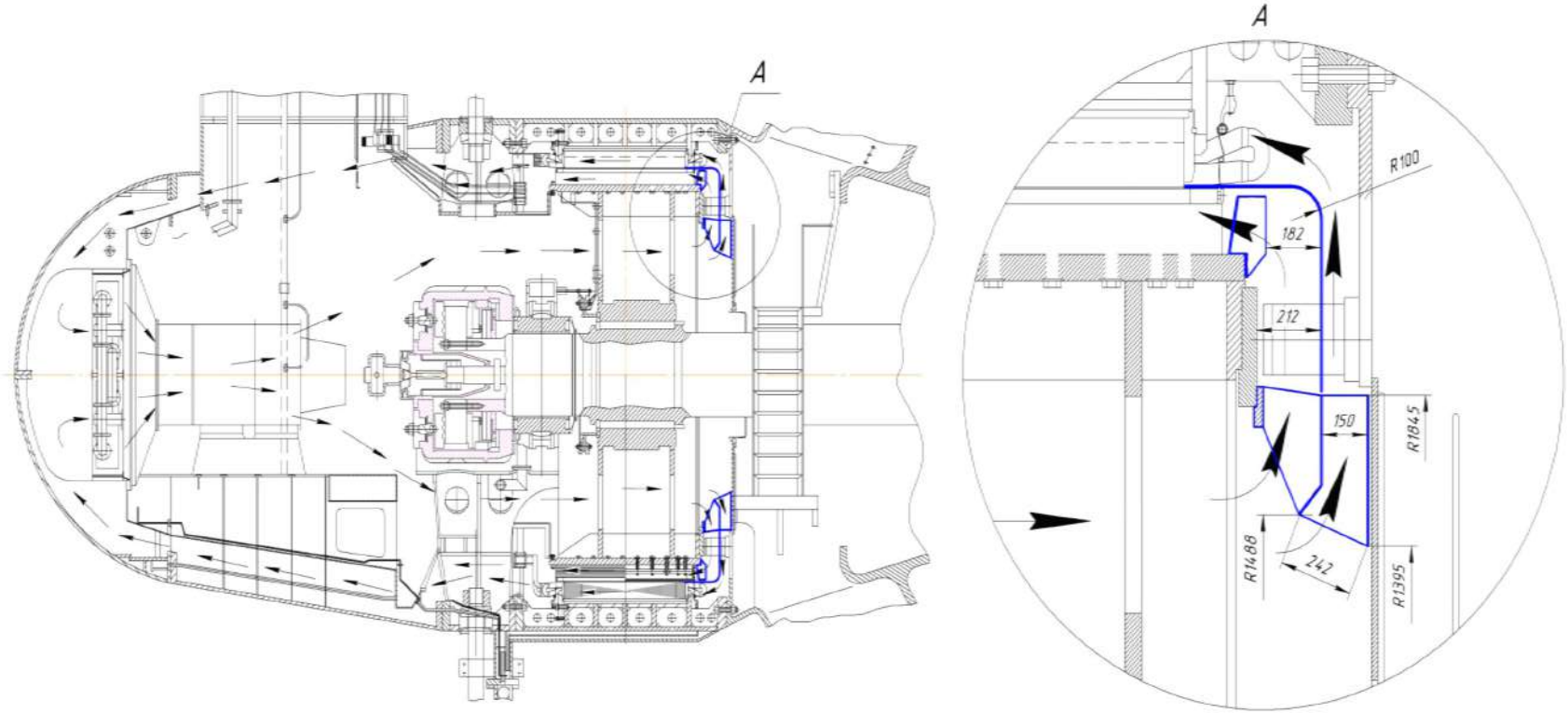


Рис. 3.15. Генератор з додатковими осьовими та відцентровими нагнітачами

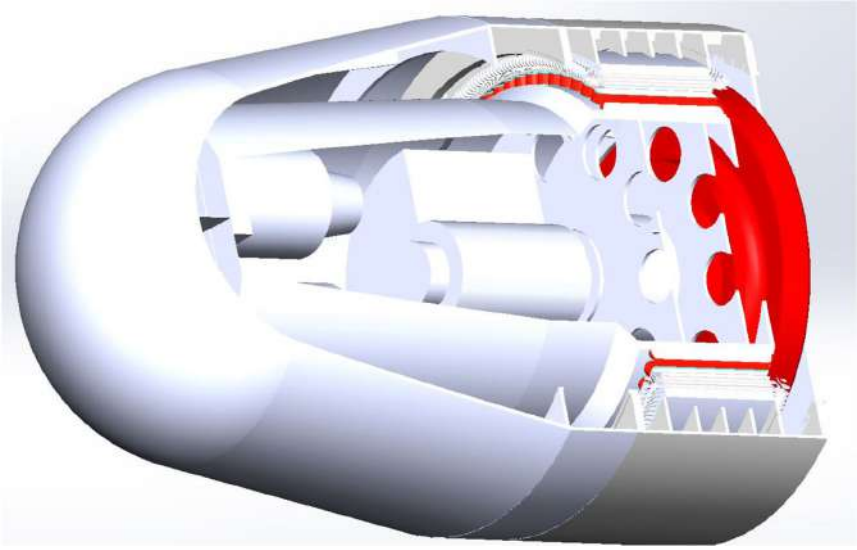


Рис. 3.16. Розрахункова модель капсульного генератора з додатковими нагнітачами

Таблиця 3.6

Швидкості і витрати в аксіальних каналах гідрогенератора

Найменування повітряного каналу	Витрата повітря, $м^3/с$	Швидкість повітря, м/с
Міжполюсний простір	3,9	8,8
Аксіальні канали в зубцях статора	3,4	9,1
Аксіальні канали в спинці статора	0,7	8,9

Таблиця 3.7

Складові втрат гідрогенератора при номінальному навантаженні 22000 кВт і витраті 8 $м^3/с$

№	Найменування	Позначення	Величина	Розмірність
1	Втрати в спинці статора	P_a	47	кВт
2	Втрати в зубцях статора	P_z	47	кВт
3	Втрати в зубцях статора від 3-й гармоніки	P_t	53	кВт
4	Втрати в торцях статора	P_T	6	кВт

Продовження таблиці 3.7

5	Втрати в міді статора	P_M	225	кВт
6	Втрати на поверхні полюса від зубчастості статора	P_{P0}	9	кВт
7	Втрати в міді ротора	P_e	272	кВт
8	Додаткові втрати на поверхні полюса і в демпферної обмотці	P_{pz}	8	кВт

У таблиці 3.8 подані значення температур холодного повітря і активних частин гідрогенератора на цьому ж режимі через 30 хвилин після відключення основних електричних генераторів.

Таблиця 3.8

Температура холодного повітря і активних частин гідрогенератора при навантаженні 22000 кВт і витраті охолоджуючого повітря 8 м^3/с

№	Найменування	Температура
1	Холодне повітря на вході в аксіальні канали	48 °С
2	Мідь статора	181 °С
3	Сталь статора	161 °С
4	Мідь ротора	219 °С

Аналогічні дані при зниженому навантаженні рівному 12700 кВт подані в таблицях 3.9 та 3.10 відповідно.

Таблиця 3.9

Складові втрат гідрогенератора при зниженому навантаженні 12700 кВт і витраті повітря 8 м^3/с

№	Найменування	Позначення	Величина	Розмірність
1	Втрати в спинці статора	P_a	47	кВт
2	Втрати в зубцях статора	P_z	47	кВт
3	Втрати в зубцях статора від 3-й гармоніки	P_t	27	кВт
4	Втрати в торцях статора	P_T	6	кВт
5	Втрати в міді статора	P_M	75	кВт
6	Втрати на поверхні полюса від зубчастості статора	P_{P0}	9	кВт
7	Втрати в міді ротора	P_e	137	кВт
8	Додаткові втрати на поверхні полюса і в демпферної обмотці	P_{pz}	3	кВт

Таблиця 3.10

Температура холодного повітря і активних частин гідрогенератора при зниженому навантаженні 12700 кВт і витраті охолоджуючого повітря 8 м^3/с

№	Найменування	Температура
1	Холодне повітря на вході в аксіальні канали	48 °С
2	Мідь статора	115 °С
3	Сталь статора	108 °С
4	Мідь ротора	137 °С

Проведене дослідження показало, що режим роботи гідрогенератора з номінальним навантаженням і відключеними електричними вентиляторами (при створенні напору відцентровим вентилятором на валу гідрогенератора) не задовольняє вимогам. Через 30 хвилин з відключеними вентиляторами

температури активних частин гідрогенератора з номінальним навантаженням перевищують гранично допустимі значення для класу ізоляції "F" за ГОСТ 5616-89 [102].

Встановлено, що за рахунок роботи відцентрового насоса при відключенні всіх вентиляторів і максимальній температурі охолоджуючої води на вході в повітроохолоджувачі в 30 °С забезпечується робота гідрогенератора з температурами активних частин, що не перевищують гранично допустимих значень:

– до 5-ти хвилин з номінальним навантаженням 22 МВт;

– до 30 хвилин зі зниженим навантаженням до 12,7 МВт.

Таким чином, використання відцентрового нагнітача вперше дозволило для капсульного генератора виконати вимоги для 3 режиму при зниженому навантаженні [287].

3.3 Дослідження робочих тисків в каналах гідрогенератора Кременчуцької ГЕС

Використовуючи розроблений і апробований на капсульному гідрогенераторі підхід до розрахунку вентиляційної системи в цілому, було проведено дослідження теплового стану гідрогенератора СВКр 1347/150-96 Кременчуцької ГЕС, який відноситься до зонтичного типу і має потужність 60 МВт.

Основними завданнями було визначення допустимих співвідношень напірних можливостей нагнітальних елементів і аеродинамічного опору вентиляційного тракту гідрогенератора, оцінка розподілу витрат газу через активні і конструктивні елементи генератора та визначення їх теплового стану, а також знаходження втрат потужності на вентиляцію і тертя обертових частин об повітря з можливістю вибору граничних умов в задачах термопружності.

Система вентиляції всієї конструкції гідрогенератора потужністю 60 МВт зонтичного типу займає великий об’єм (понад 50 м^3) при наявності в

ній невеликих (до 5 мм) і великогабаритних (до 5 м) деталей. Сукупність представлених факторів призводить до необхідності спрощення розв’язання поставленої задачі.

Визначення необхідних потужностей нагнітального елемента системи вентиляції здійснюється за такою формулою:

$$P = \frac{HQ}{1000 \cdot \eta},$$

де η – коефіцієнт корисної дії вентилятора;

H – напір;

Q – об'ємна витрата.

Критерієм збіжності розрахунку є мінімальні втрати на вентиляцію при забезпеченні потрібного для охолодження машини витрати охолоджуючого середовища і ступінь рівномірності температурних полів "активних частин" генератора.

Виходячи з аналітичного розрахунку системи вентилювання для збереження робочих температур активних частин на допустимому рівні (згідно з ГОСТ 5615-89 для класу ізоляції F) необхідно забезпечити витрату (прокачування) газу величиною 45 м^3/с. Для цього необхідно спроектувати і провести розрахунок потужності відцентрового нагнітача, розташованого на роторі, що забезпечує витрату повітря 45 м^3/с, і проаналізувати виникаючий тиск в вентиляційних каналах для «продавлювання» системи та діючий тиск на елементи конструкцій.

До основних особливостей роботи даного гідрогенератора слід віднести те, що циклічні елементи ротора є одночасно і нагнітачем, для якого також повинні бути визначені температури. Істотним плюсом є можливість застосування умов симетрії для ¼ конструкції. При цьому циклічним є розташування всіх елементів, включаючи повітряохолоджувачі.

У досліджуваній задачі система охолодження гідрогенератора – нагнітальна, повітряно-водяна із замкнутим циклом циркуляції повітря через "активні" і конструктивні частини машини. Нагнітання здійснюється ротором, в ободі якого виконані радіальні вентиляційні канали.

Вхід повітря в вікна зірки ротора і в верхній вентилятор здійснюється зверху з верхнього повітроводу, з нижнього повітроводу повітря подається в вікна зірки і нижній вентилятор. З зірки ротора під дією надлишкового тиску, створюваного ротором, повітря проходить по каналах в ободі ротора, в міжполюсному просторі, в повітряному зазорі, по вентиляційних каналах в осерді статора і збирається в камерах корпусу статора. Після вентиляторів повітря спрямовується через камери лобових з'єднань і канали натискних гребінок, через щілину між "активної" сталлю статора і корпусом, а також отвори у внутрішніх полицях корпусу та потрапляє в камери корпусу статора, де він з'єднується з повітрям, яке пройшло "активну" сталь статора, і направляється до 12 повітряохолоджувачів, розташованих по периметру корпусу генератора, в яких відбувається відбір тепла, перетвореного з втрат електромагнітної і механічної енергії. Після повітряохолоджувачів повітря подається по верхньому і нижньому повітроводам на вхід в зірку ротора та вентилятори. Щоб уникнути значних перетікань повітря по зазорах між нерухомими і обертовими частинами гідрогенератора припускається установка повітрярозділяючих щитів.

Охолоджуючим середовищем гідрогенератора є повітря при нормальному атмосферному тиску і температурі $T_{пов}=40\ ℃$.

Для забезпечення роботи системи вентиляції на ободі ротора спроектовані напрямні канали (лопатки), що дозволяють забезпечити необхідну витрату повітря на номінальній потужності гідрогенератора. На рис. 3.17 подано ескіз розробленої лопатки.

Аналітичний розрахунок нагнітачів виконано по заводській методиці ОТХ.214.684 [286], яка використовує основні рівняння газової механіки.

Результати розрахунку залежності втрат від обсягу повітря, що прокачується, подані на рис. 3.18.

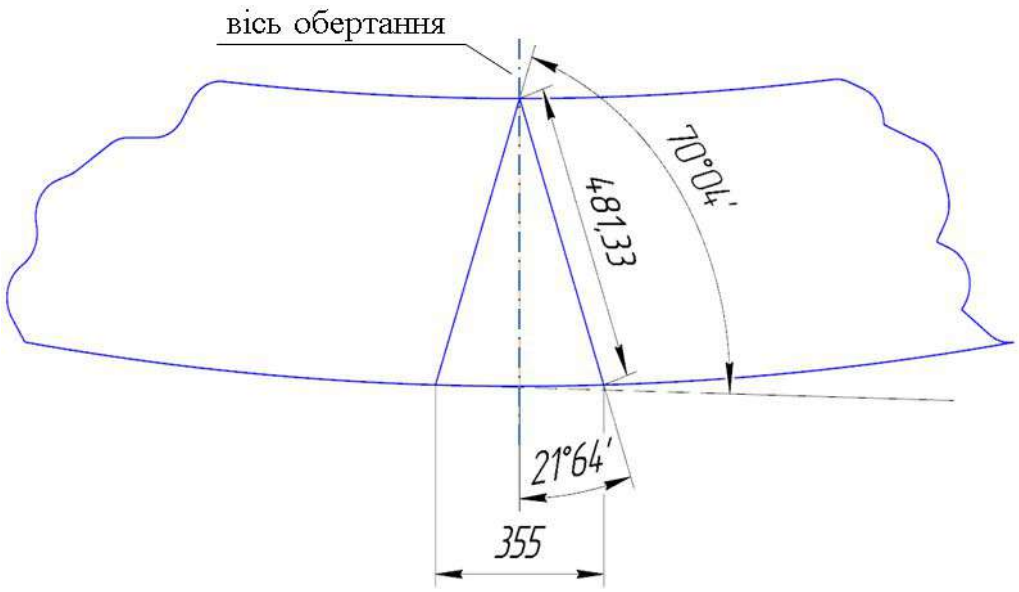


Рис. 3.17. Ескіз профілю лопатки

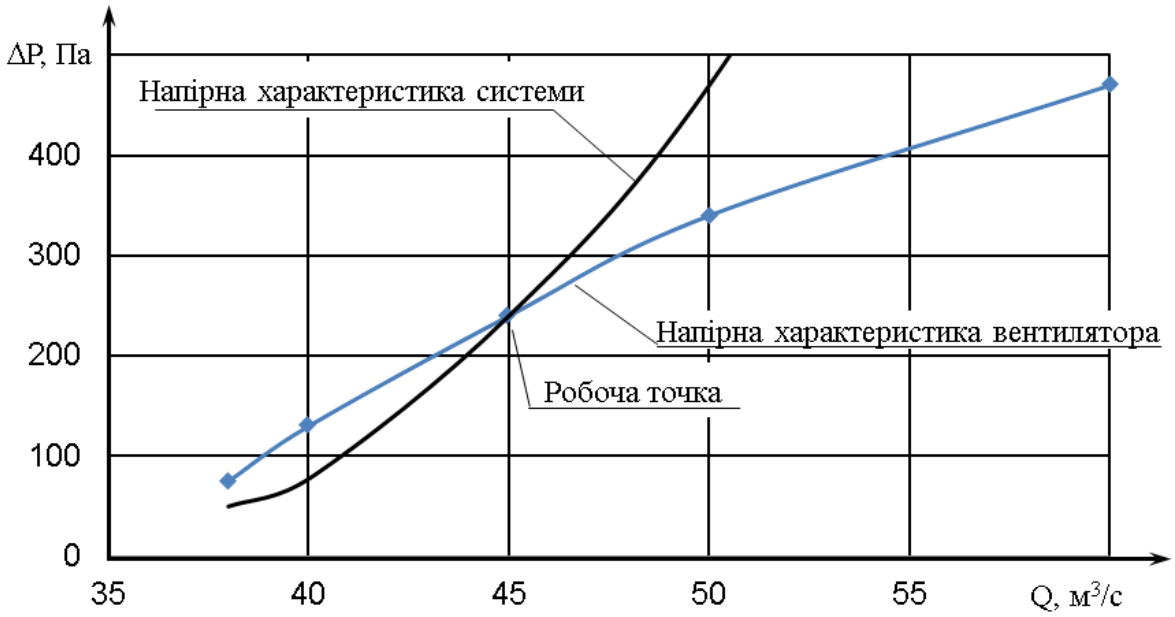


Рис. 3.18. Залежність втрат від обсягу повітря, що прокачується

Тут показані залежності напірних характеристик системи і напірних характеристик вентилятора. Точка перетину цих графіків відповідає робочій точці. Видно, що при прокачуванні 45 м^3/с виникають втрати в 200 Па.

Робочі характеристики вентилятора в залежності від об'єму повітря, що прокачується, наведені в таблиці 3.11.

Таблиця 3.11

Робочі характеристики вентилятора

Робочі характеристики	Витрата повітря, що прокачується, *Q, м^3/с*				
	38	40	45	50	60
P	75	130	200	360	470
η, %	0,5	0,54	0,65	0,7	0,75
N, кВт	63,2	65,6	73,6	81,6	96,8

Для просторового моделювання течії охолоджуючого повітря в гідрогенераторів СВКр 1347/150-96 в програмному комплексі SolidWorks була побудована його тривимірна модель (рис. 3.19). При моделюванні були враховані геометричні особливості стрижнів обмотки статора і конструкції вентиляційних каналів статора та ротора.

Вихідними даними для розрахунку є геометричні параметри конструкції; номінальна частота обертання – n=62,5 об/хв; температура – $T_{газ}$=40 °С; початковий тиск в системі – $P_{атм}$=101325 Па; гідравлічний опір повітряохолоджувачів – 250 Па.

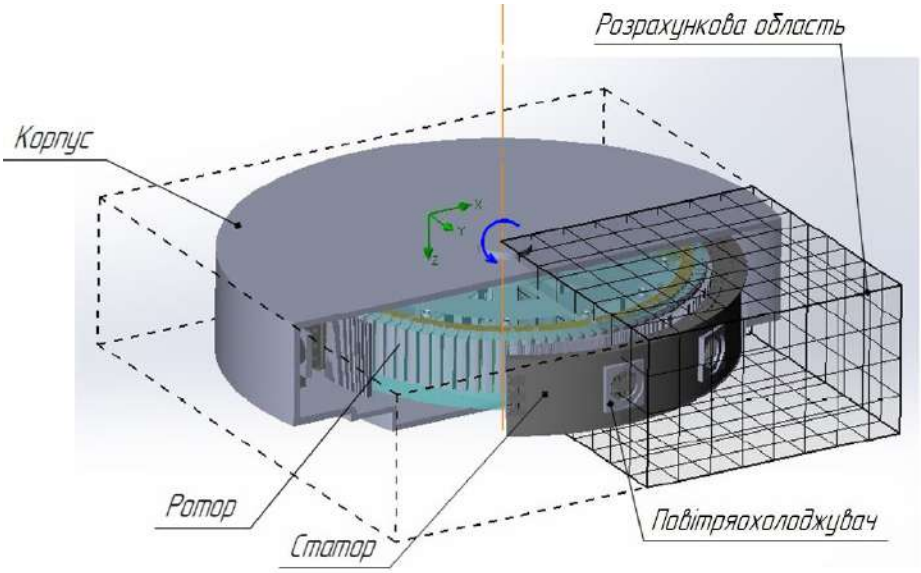


Рис. 3.19. Розрахункова тривимірна модель гідрогенератора

На рис. 3.20 показано перетин, для якого далі наводяться результати розрахунку діючих тисків.

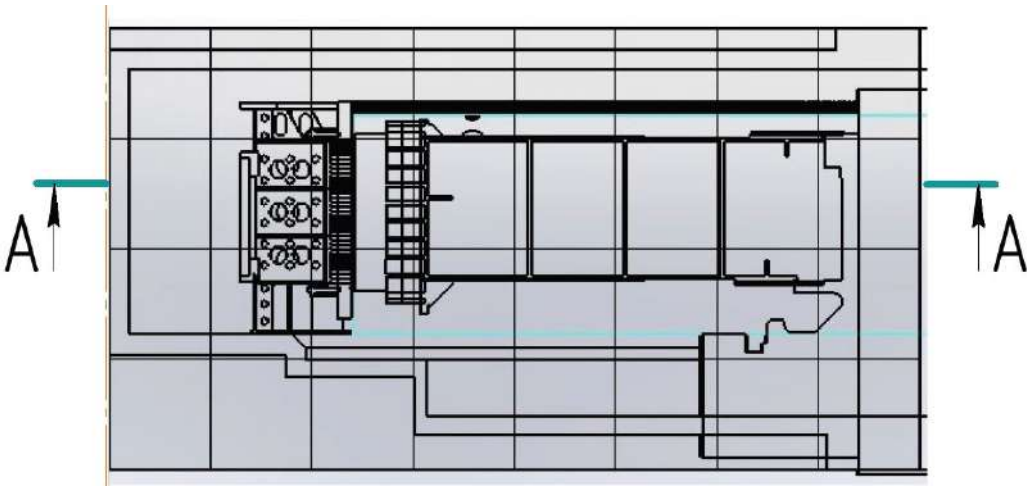


Рис. 3.20. Розрахунковий перетин по розрізу А-А

Результати вентиляційних розрахунків у вигляді розподілів тисків і швидкостей охолоджуючого повітря по каналах ротора і статора, що виконані в SolidWorks Flow Simulation, наведені на рис. 3.21-3.24.

Результати розрахунку динамічних тисків для ротора та статора представлені на рис. 3.21 і 3.22 відповідно.

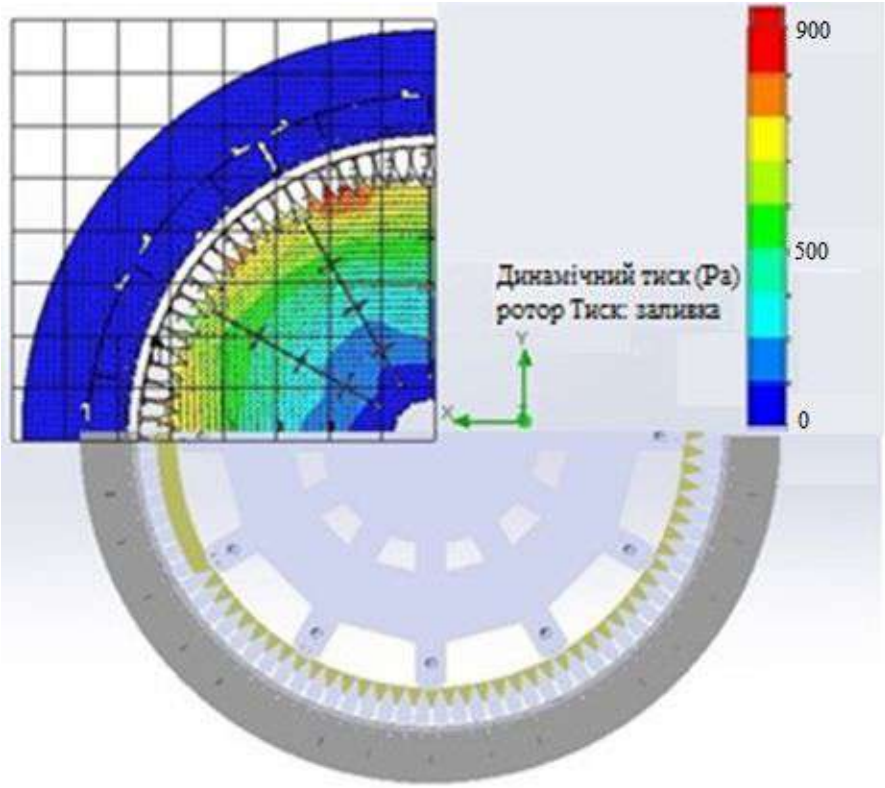


Рис. 3.21. Розподіл динамічного тиску ротора

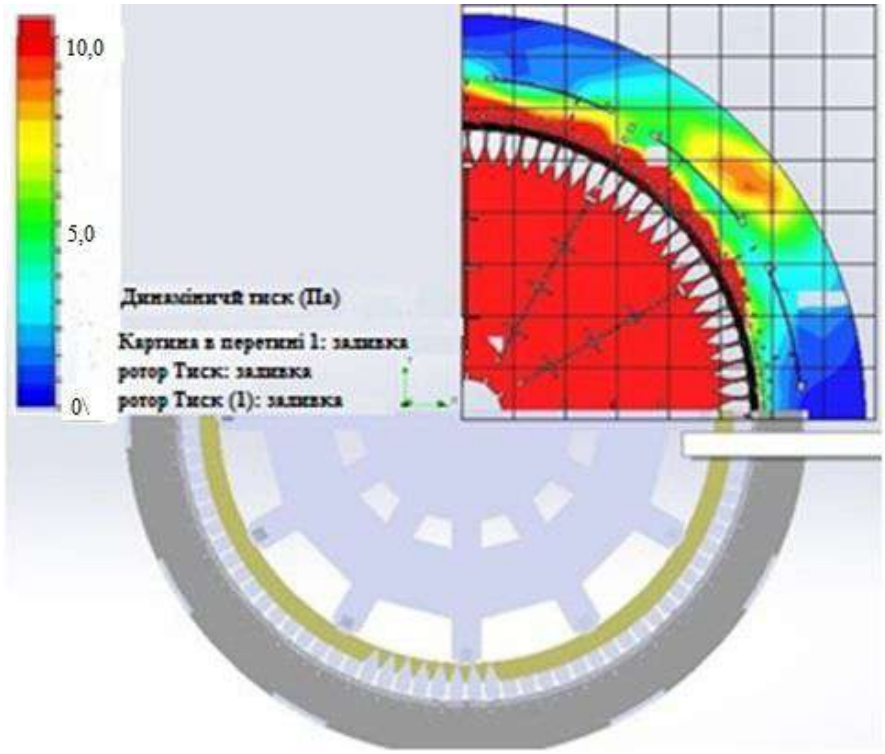


Рис. 3.22 Розподіл динамічного тиску по каналах статора

Швидкості течії газу по каналах ротора та статора показані на рис. 3.23, 3.24.

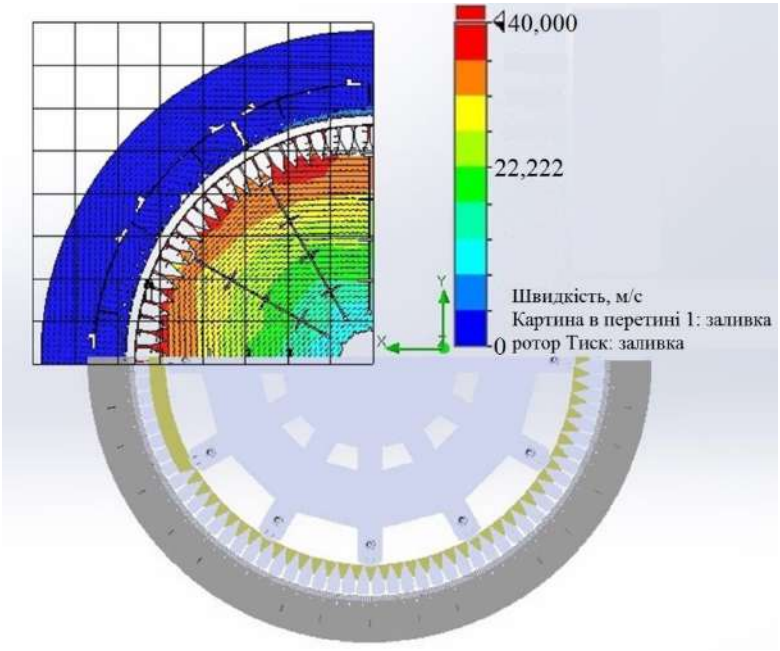


Рис. 3.23. Розподіл швидкості по каналах ротора

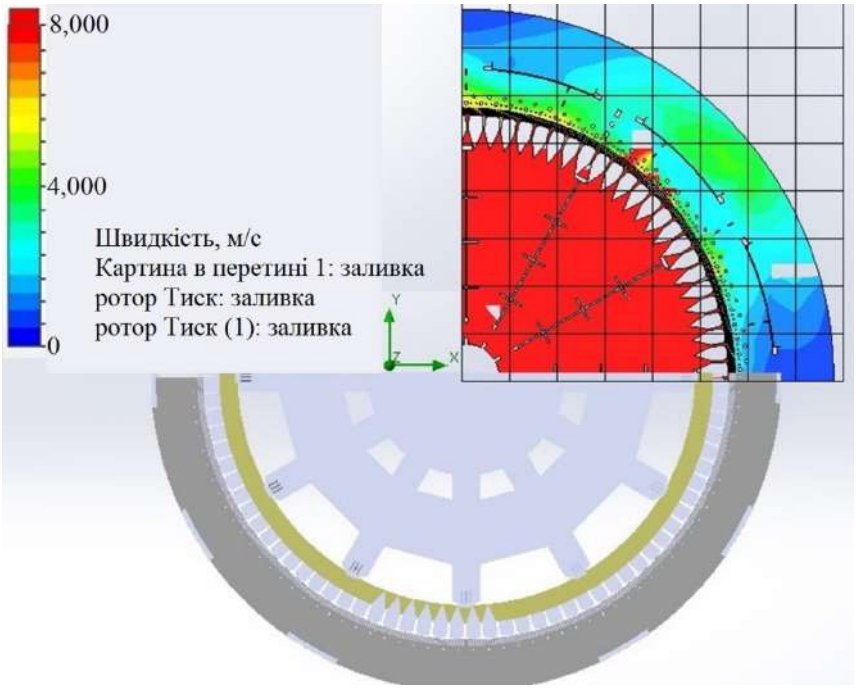


Рис. 3.24. Розподіл швидкості по каналах статора

Зіставлення результатів розрахунків, виконаних аналітичним шляхом і за допомогою SolidWorks Flow Simulation, наведено в таблиці 3.12.

Таблиця 3.12

Зіставлення результатів розрахунків

Розрахунок	P, Па	Q, $м^3/с$	N, кВт
Аналітичний	200	45	73
3D (SolidWorks Flow Simulation)	200	45	75

Проведені розрахунки показали, що витрата повітря при використанні розроблених каналів (лопаток) на ободі ротора становить 45 $м^3/с$ при статичному тиску 200 Па. Додаткові втрати, викликані тертям повітря об елементи ротора, складають 75 кВт.

Температура "активних частин" не перевищила межі допустимих значень по ГОСТ 5615-89 для класу ізоляції F, згідно електромагнітного розрахунку, при температурі повітря $T_{пов}=40$ °C. У таблиці 3.13 наведені результати розрахунку температур вузлів гідрогенератора.

Таблиця 3.13

Температура вузлів генератора при номінальному режимі

Максимальні і середні температури вузлів	Температура, °C
Максимальна температура полюсів ротора	70
Максимальна температура обмотки ротора	96
Максимальна температура обмотки статора (лобова частина нижнього стрижня)	74
Максимальна температура обмотки статора (пазова частина)	77
Максимальна температура обмотки статора (лобова частина верхнього стрижня)	80

Продовження таблиці 3.13

Середня температура обмотки статора	76
Максимальна температура сталі статора (зубець)	80
Максимальна температура сталі статора (спинка)	72
Максимальна температура натискних гребінок (верх)	95
Максимальна температура натискних гребінок (низ)	100

Верифікація загальної моделі вентиляції проводилась шляхом порівняння потужностей, споживаних напірними елементами на валу гідрогенератора, отриманих методом САЕ, з аналітичними методами. Розрахункова похибка склала 2,67% відносно споживаної потужності на вентиляцію гідрогенератора зонтичного типу на роторі гідроагрегату.

Таким чином, в тривимірній постановці виконаний тепловентиляційний розрахунок гідрогенератора потужністю 60 МВт зонтичного типу. Система вентиляції забезпечує нормальну роботу електричної машини для тривалого режиму роботи. Отримані результати підтвердили, що при витраті повітря 45 $м^3/с$ при статичному тиску 240 Па температура "активних частин" не перевищила межі допустимих значень по ГОСТ 5615-89 для класу ізоляції F. Вперше для дослідження теплового стану гідрогенератора використовувалися граничні умови третього роду, що отримані методом розрахунку САЕ для всіх вузлів гідрогенератора.

3.4 Розрахунок роботи теплообмінника турбогенератора потужністю 220 Вт

3.4.1 Загальна постановка задачі для теплообмінника

Стійке функціонування системи вентиляції генератора неможливо без суворого виконання необхідних розрахункових параметрів роботи теплообмінника, при якому забезпечується охолодження нагрітого газу до необхідної температури з урахуванням реальних умов експлуатації. У зв'язку з

цим в рамках пропонованої єдиної методології до проектування генераторів, заснованої на тривимірному моделюванні, сформульовані граничні умови і проведено розрахунок теплообмінника турбогенератора потужністю 220 Вт, що враховує реальні параметри газу з урахуванням теплового стану всієї системи в цілому.

Вихідними параметрами є параметри газу на вході в теплообмінник (швидкість, тиск, температура); геометричні параметри теплообмінника, що враховують діаметри і розташування газоохолоджувальних трубок, температура охолоджувача, матеріал охолоджувальних трубок [288].

Також розглянуто задачу про роботу теплообмінника при частковому засміченні і закупорці газоохолоджувальних трубок. Згідно з дослідженням Самородова Ю. А. [97], труби газоохолоджувачів турбогенераторів в процесі своєї експлуатації схильні до засмічення і закупорки, що впливає на ефективність роботу системи теплообмінника. В силу важливості цієї проблеми в нормативних документах для генераторів введено обмеження на наявність засмічень трубок. Допускається наявність засмічень в розмірі не більше 11% від загальної кількості (площі перетину) трубок відповідно до технічних умов для турбогенераторів серії ТГВ-200, ТГВ-300 виробництва ДП «Завод «Електроважмаш».

На рис. 3.25 показана реальна картина закупорки трубок газоохолоджувачів. При закупорювання зменшується ефективний діаметр трубки та відповідно змінюються параметри течії охолоджувача по них.

У розрахунку засмічення трубки враховується аналогічно методу, запропонованого в роботі Бермана С. С. [289]. При зміні ефективної площі робочого перерізу змінюється напір води в трубці як для різкого скачка. При цьому значення параметра P знижуються зі зменшенням площі прохідного перетину F [290].

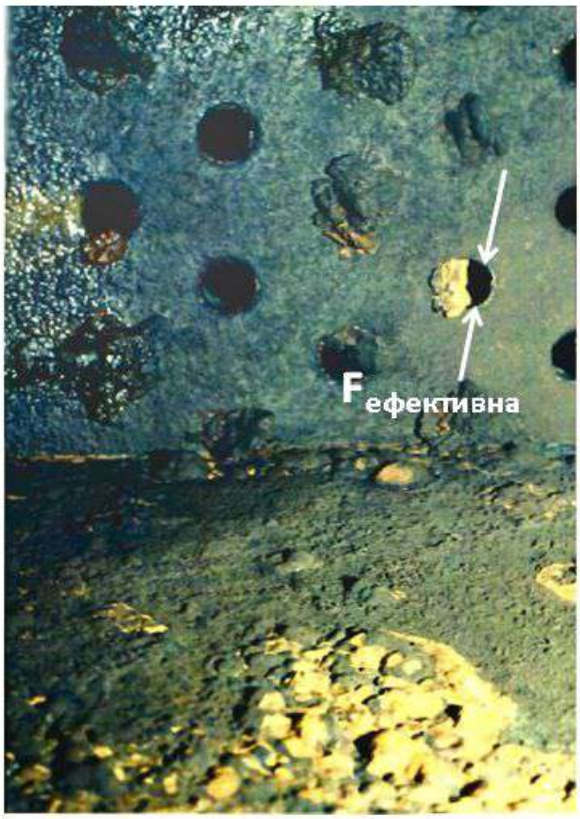


Рис. 3. 25. Закупорка газоохолоджувальних трубок

3.4.2 Система вентиляції турбогенератора потужністю 220 МВт

У турбогенераторах з воднево-водяним і повітряним охолодженням застосовуються два напірних елемента (рис. 3.26) – осьовий вентилятор і відцентровий компресор. Осьовий вентилятор визначає рух охолоджуючого газу через газоохолоджувач і далі на осердя статора. Залізо статора охолоджується за допомогою системи радіальних каналів. З метою більш рівномірного охолодження статора по його довжині організовані вісім відсіків, в семи з яких газ направляється осьовим вентилятором, а восьмий, розташований з боку приводу, охолоджуючий газ нагнітається компресором. Охолодження обмотки ротора газове, необхідна витрата забезпечується компресором, характеристики якого наведені на рис. 3.27. Весь газ потрапляє в зазор між статором та ротором і виходить із зазору в газоохолоджувачі з боку контактних кілець.

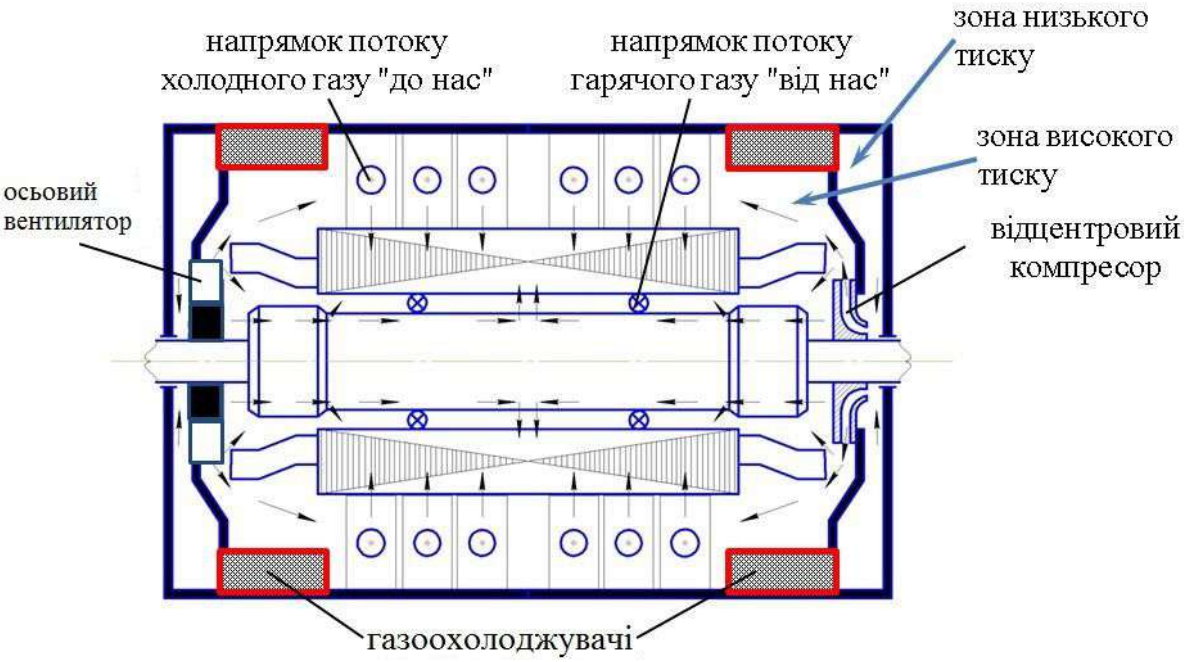


Рис. 3.26. Схема вентиляції турбогенератора потужністю 220 МВт

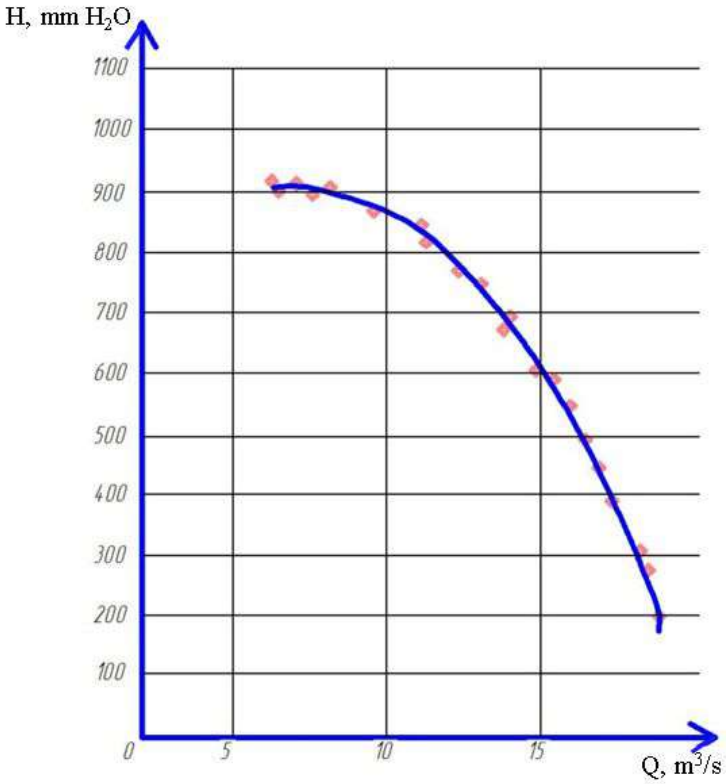


Рис. 3.27. Характеристики відцентрового компресора, що отримані при різних зазорах в лабіринті між робочим колесом і дифузором

При цьому існуючий компресор повинен забезпечувати необхідну витрату повітря для збереження теплового балансу на всіх елементах конструкції, згідно з вимогою ГОСТ 533-2000 «Турбогенератори» [94].

3.4.3. Визначення теплового стану газоохолоджувача в тривимірній постановці

Відповідно до обраної схеми системи вентиляції турбогенератора, представленої на рис. 3.26, був виконаний розрахунок газоохолоджувачів в тривимірній постановці з урахуванням впливу теплового стану всієї конструкції. Максимальні температури відповідно до технічних умов для турбогенераторів серії ТГВ-200, ТГВ-300 виробництва ДП «Завод «Електроважмаш».

Тривала робота турбогенератора забезпечується при наступних параметрах водню і води:

а) параметри водню: надлишковий тиск в оболонці – $3{,}5 \cdot 10^5$ Па; чистота – не нижче 97 %; температура на виході з газоохолоджувачів – 50 ºС;

б) параметри води, що надходить в газоохолоджувачі: витрата – 111,1 л/с; температура на вході – 42 ºС;

в) параметри води, що надходить до першого конуру теплообмінника: витрата – близько 56 л/с; температура на вході – 42 ºС.

На рис. 3.28 представлена тривимірна модель, початкові та граничні умови, які використовуються в розрахунку. Тривимірна сітка газоохолоджувача показана на рис. 3.29.

Як умови збіжності розв’язання було обрано такі параметри: мінімальне, середнє і максимальне значення температур твердого тіла і текучого середовища; мінімальна, середня і максимальна швидкість, а також середнє за об'ємом значення температури і швидкості. Розрахунок виконувався до тих пір, поки зазначені параметри на наступних ітераціях відрізнялися більш ніж на 5% (при виконанні не менше трьох продувок розрахункової області).[291]

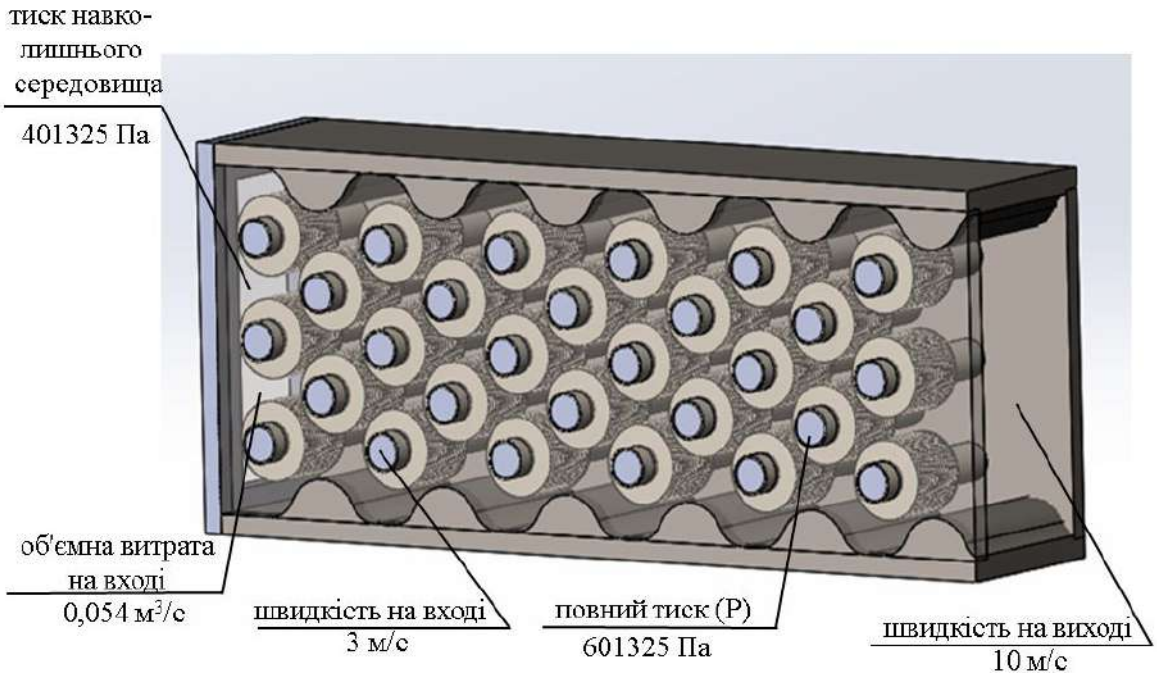


Рис. 3.28. Тривимірна модель теплообмінника

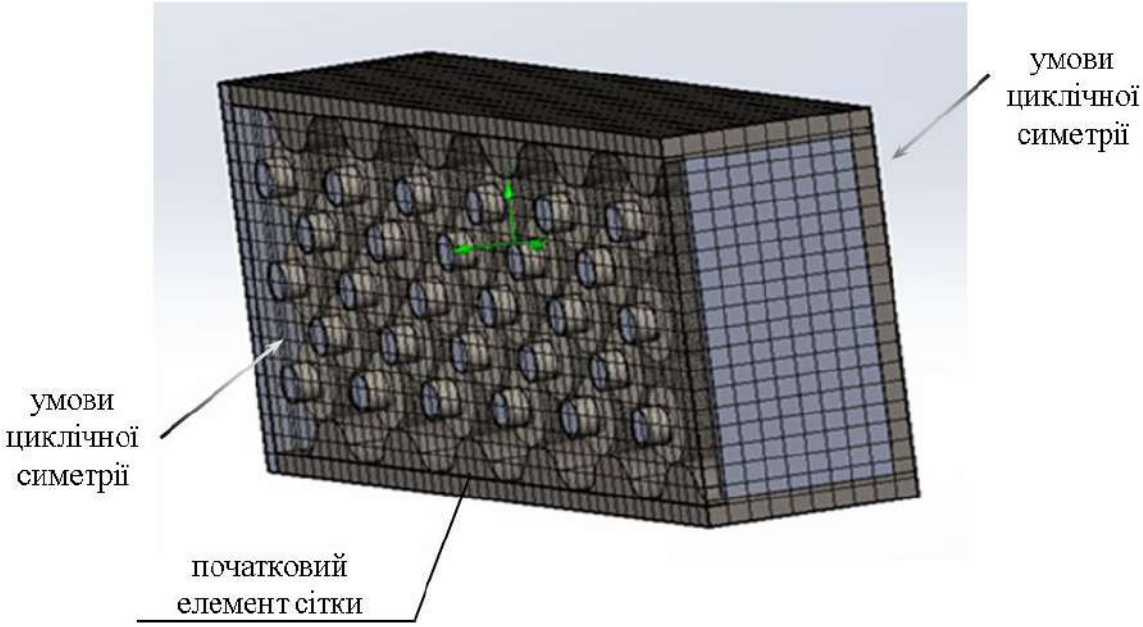
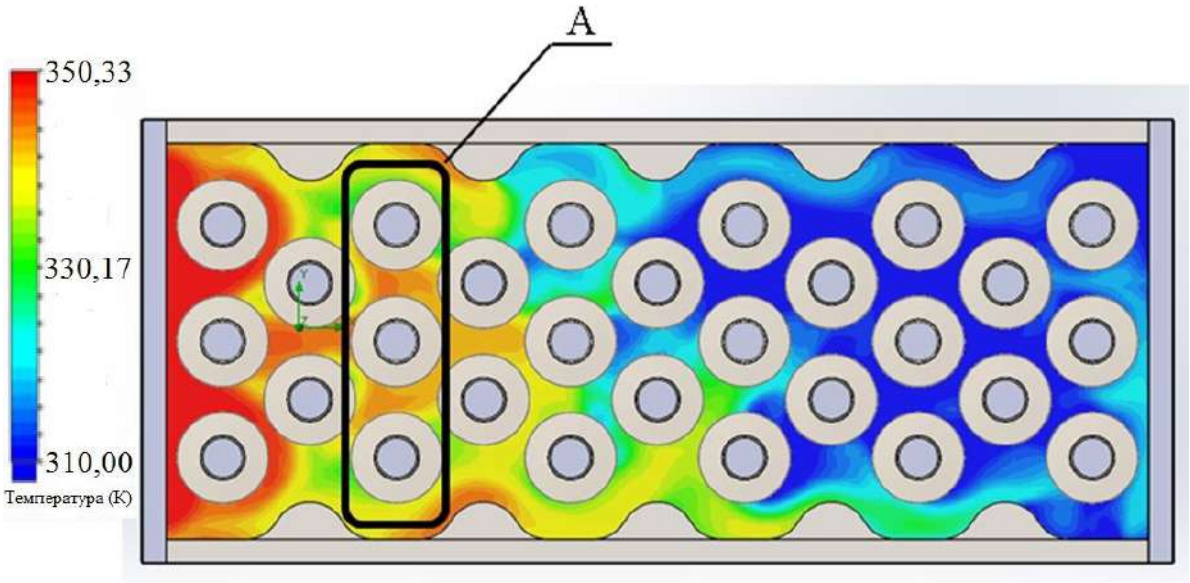


Рис. 3.29. Тривимірна сітка

На рис. 3.30 наведені результати тривимірного розрахунку теплового стану газоохолоджувача.

На рис. 3.31 наведено аналогічне поле температур при засміченні трубок 10%, а на рис. 3.32 – 15%.



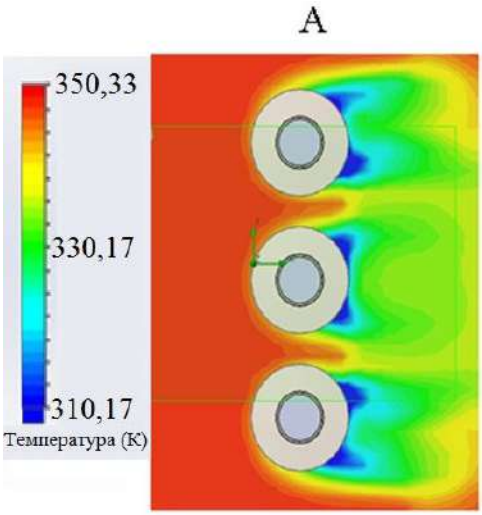


Рис. 3.30. Поле температур в теплообміннику

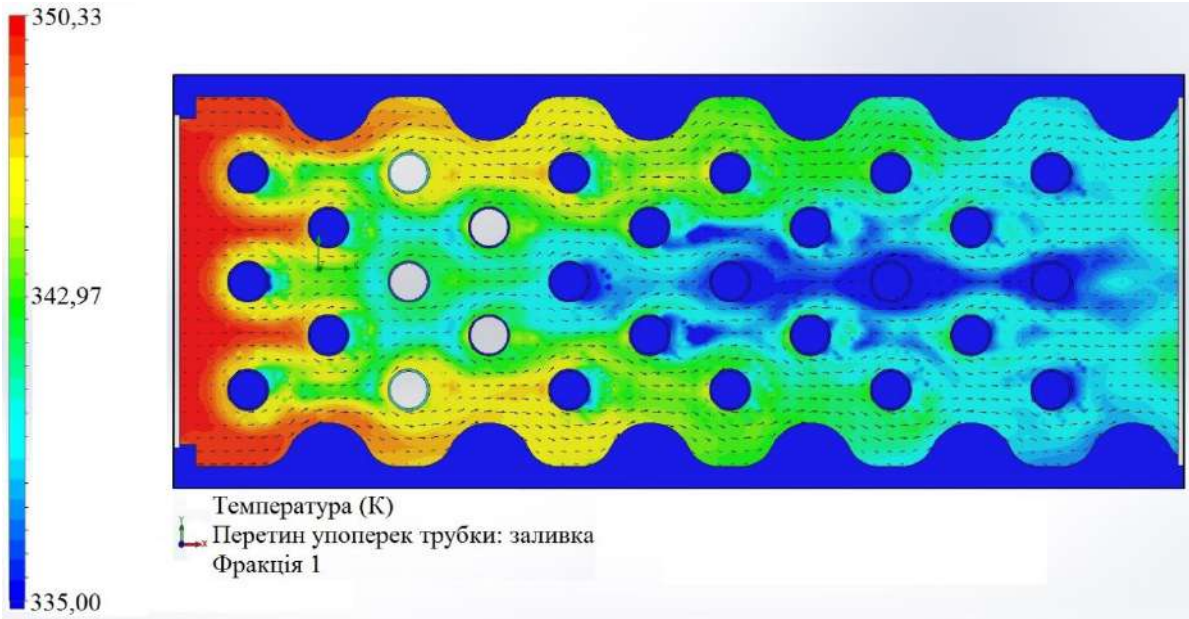


Рис. 3.31. Поле температур в теплообміннику при засміченні трубок на 10%

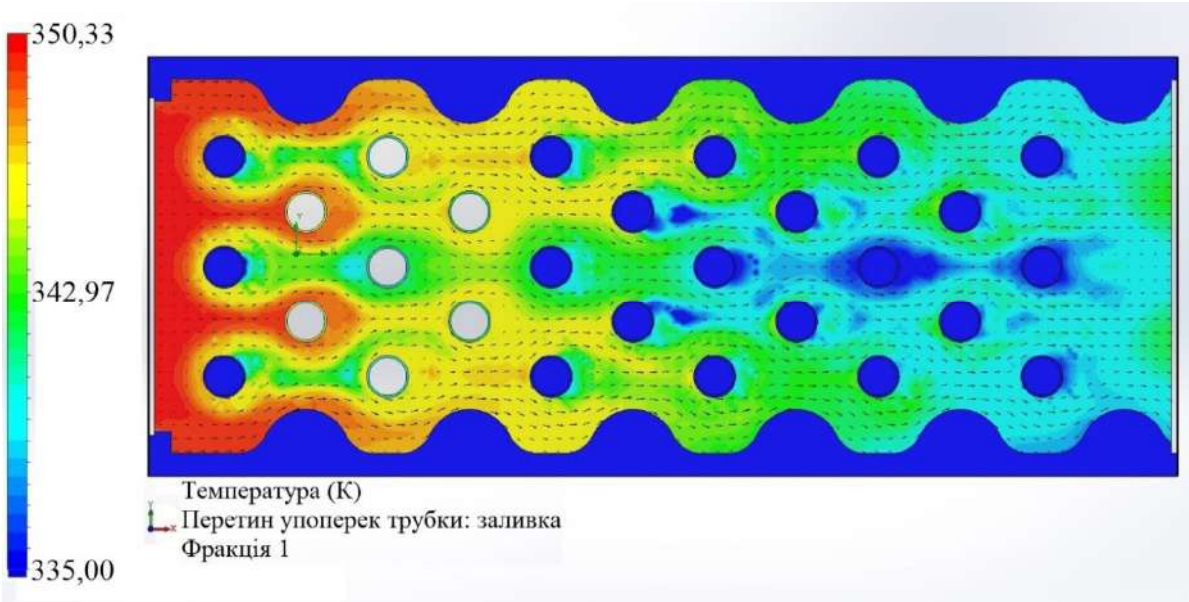


Рис. 3.32. Поле температур в теплообміннику при засміченні трубок на 15%

Аналізуючи одержані результати, можна зробити висновок, що значення отриманих температур знаходяться на рівні допустимих для охолоджуючого середовища турбогенераторів.

3.4.4 Зіставлення розрахункових і експериментальних даних

При зіставленні результатів розрахунку охолоджувачів турбогенераторів з даними експериментальних досліджень, в яких охолоджується хладоген за своїми фізичними властивостями відрізняється від застосовуваного в експериментах, необхідно перейти на підставі критеріїв подібності до безрозмірних параметрів.

Критеріальні рівняння для інтенсивності тепловіддачі та гідравлічних опорів мають наступні залежності:

$$Nu=f\,(Re;\,Pr) \quad \text{і} \quad Eu=f\,(m;\,Re),$$

де Eu – критерій Ейлера;

m – число рядів труб по глибині пучка.

При отриманні безрозмірних критеріїв при обробці експериментальних даних для фізичних констант охолоджувача враховується залежність від середньої температури повітря. За визначальний геометричний розмір, наприклад, для труб з петельно-дротяним оребренням приймається діаметр дроту петлі, що дорівнює 0,69 мм.

В умовах подібності Рейнольдса і Ейлера швидкість повітряного потоку в перетині визначалася так само, як при обробці експериментальних даних, використаних у вигляді графічних залежностей $\alpha_{пр}=f(W_ж)$ та $\Delta P=f(W_ж)$.

В умовах подібності Нуссельта повинен бути введений конвективний коефіцієнт тепловіддачі, що не враховує термічного опору ребер і відображає тільки інтенсивність процесу тепловіддачі.

Наявну графічну залежність $E_u=f(Re)$ (рис. 3.33), яка отримана раніше на стенді ДП «Завод «Електроважмаш», можна подати рівнянням в критеріальному вигляді на один поперечний ряд оребрених труб, а саме

$$E_u=6400\cdot Re^{-2,0}\,,$$

або для "m" рядів: $E_u=6400 \cdot m \cdot Re^{-2,0}$.

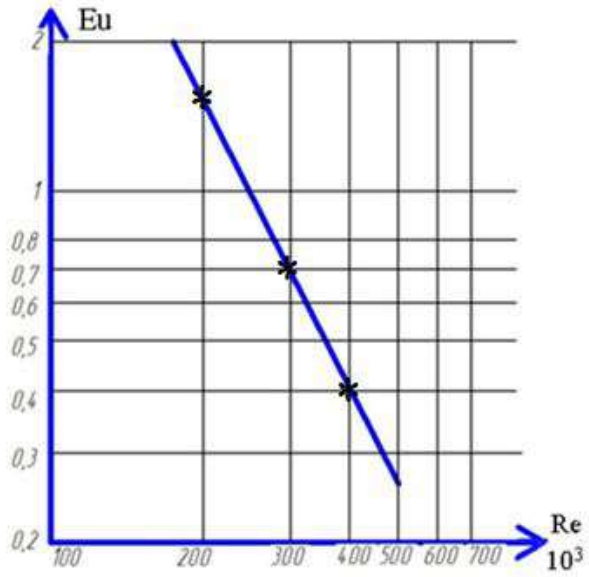


Рис. 3.33. Залежність Eu від *Re*

Отримані рівняння в критеріальному вигляді можуть використовуватися в теплотехнічних розрахунках теплообмінників тільки для поверхонь, що мають такі ж геометричні характеристики, як і досліджена поверхня, при числах *Re*, що лежать в межах від 150 до 500.

Для вимірювання температури використовувалися прилади контролю з робочим діапазоном 0÷100 º з ціною поділки 0,1 °С.

В ході проведеного аналізу визначено, що похибка запропонованого методу знаходиться на рівні похибок вимірюваних приладів.

На рисунку 3.33 експерементальні значення позначенні – *. Похибка становить не більше 1%, відносно розрахунку.

3.5 Математичне моделювання теплового стану апарату щіткотримачів у тривимірній постановці

Одним з найбільш складних для проектування і розрахунку вузлів генератора є апарат щіткотримачів (ЩКА). Важливою особливістю цього

вузла є наявність у ньому трьох типів тепловиділень, пов'язаних з класичними електричними втратами, з тертям щіток об контактне кільце і додатковими втратами, викликаними дією «паразитних» струмів. Необхідно відзначити, що явища, які відбуваються при роботі ЩКА, досить складні і маловивчені.

ЩКА являє собою вузол, що забезпечує подачу постійного струму від нерухомих струмовідних частин ланцюга збудження до обертової обмотки збудження ротора генератора за допомогою ковзного контакту.

Траверса ЩКА включає в себе щіткотримачі й укомплектована щітками ковзного контакту. Кількість щіток, встановлених на кожному полюсі щітково-контактного апарату, визначається величиною максимального струму збудження обмотки ротора і допустимим струмом щіток.

Технічні вимоги, що висуваються до ЩКА, такі:

- ЩКА повинен забезпечувати рівномірне розташування щіток по поверхні контактного кільця, а також однакове зусилля натискання всіх щіток упродовж усього їх функціонування;

- ЩКА повинен бути обладнаний швидкознімальними брокатами із застосуванням МС-букси;

- ЩКА повинен мати дві клемні панелі для під'єднання шинопроводу збудження (по 3 накінечника на кожен полюс);

- шини траверс ЩКА повинні забезпечувати струмопередачу номінального струму збудження і мати корозійно стійке покриття;

- щітки повинні бути встановлені на контактному кільці зі зміщенням (в «шаховому» порядку);

- в ЩКА повинні бути передбачені місця під установлення ізольованої щітки на кожній полярності;

- схема вентиляції ЩКА повинна бути розімкнутою;

- забір охолоджуючого повітря повинен здійснюватися з машинного залу через корпус ЩКА з викидом також в машинний зал.

На рис. 3.34 поданий загальний вигляд турбогенератора потужністю 200 МВт виробництва ДП «Завод «Електоважмаш» з апаратом щіткотримачів.

Рис. 3.34. Загальний вид турбогенератора

На турбогенераторі встановлений ЩКА фірми "MERSEN" (Франція). Наразі ЩКА цієї фірми використовуються на низці турбогенераторів вітчизняного і зарубіжного виробництва, короткий перелік яких наведено в табл. 3.14.

Для забезпечення оптимального температурного стану всієї системи, щоб уникнути аварійних ситуацій I і II категорій, встановлюються теплові системи автоматичного контролю стану ЩКА.

Абсолютна похибка пристрою перевіряється методом порівняння його показань з показаннями контрольних мостів постійного струму, що підключаються до термоутворюючів опору замість штатного пристрою. Відхилення виміряних значень різниці температур повітря не повинно бути більше ±1° С.

Таблиця 3.14.

Перелік турбогенераторів, які використовують ЩКА

№ п.п.	Тип ТГ	Виробник ТГ	Розмір діаметра контактних кілець, мм	Струм, А	Примітка
1	ТВФ-63	ЕЛСІБ, Електросила	463	1350	відкритий тип ЩКА, без вентиляції
2	ТВФ-110	ЕЛСІБ, Електросила	463	1750	відкритий тип ЩКА, без вентиляції
3	ТВФ-63	ЕЛСІБ, Електросила	320	1350	закритий тип ЩКА, вентилятор між полюсів
4	ТВФ-110	ЕЛСІБ, Електросила	320	1750	закритий тип ЩКА, вентилятор між полюсів
5	ТЗФП-110	Електросила	320	2000	закритий тип ЩКА, вентилятор між полюсів
6	ТЗФП-160	Електросила	320	2000	закритий тип ЩКА, вентилятор між полюсів
7	ТВВ-220	Електросила	460	2750	відкритий тип ЩКА, без вентиляції
8	ТГВ-200	ДП «Завод «Електроважмаш»	450	2100	закритий тип, вентилятор на кінці вала
9	ТВВ-320	Електросила	460	2750	закритий тип, вентилятор по краях полюсів
10	ТВВ-800	Електросила	400	3850	закритий тип ЩКА, вентилятор між полюсів

На ЩКА турбогенераторів серії ТГВ встановлюються такі датчики температури: датчик температури холодного повітря ТСМ-0879-01, датчик температури гарячого повітря ТСМ-0879-01.

На турбогенераторах потужністю 63 МВт і вище застосовуються уніполярні електрощітки марки ЕГ4 або монополярні електрощітки марок 611ОМ на позитивному полюсі і ЕГ2АФ на негативному полюсі. Фізико-технічні характеристики електрощіток відповідають технічним умовам ІЛЕА 685211.037 ТУ [292].

Регулювання та контроль зусиль натискання на електрощітки проводяться непрямим методом за ступенем стиснення пружини.

У роботі [97] наведено статистику причин відмови роботи турбогенератора, одну четверту яких становить відмова щітково-контактного апарату (див. рис. 3.35). Це свыдчить про те, що явища, які відбуваються при роботі ЩКА, досить складні та маловивчені.

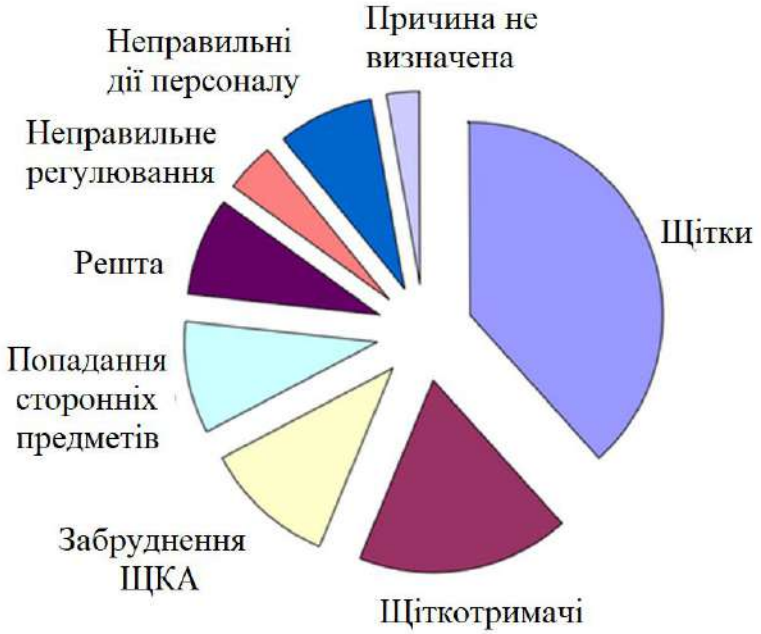


Рис. 3.35. Статистика відмов роботи

Основними причинами відмов ЩКА є:

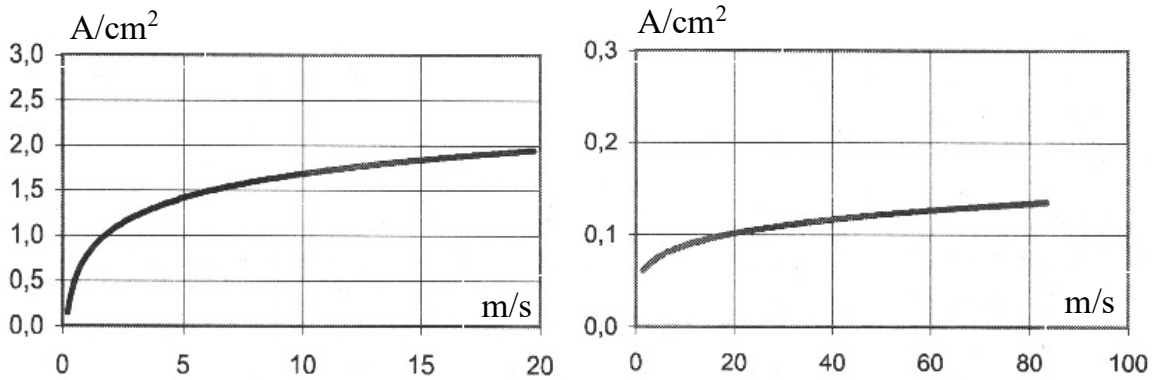
- круговий вогонь;
- нагрів контактних кілець вище гранично допустимого значення;
- нерівномірний знос щіток;
- биття;
- вібрація і сколювання щіток;
- опір ізоляції нижче гранично допустимого значення.

Основним матеріалом, з якого виготовляються щітки, є LFC 554. Цей матеріал складається з натурального, штучного графіту та вугільної смоли. Для отримання гарної консистенції дана суміш запікається в печі при 1000°C. LFC 554 має легку структуру, невелику щільність та відносно низький опір.

Фізичні характеристики матеріалу:

- щільність – 1,25 g/cm^3;
- опір – 2,000 μ′Ω;
- сила на вигин – 10 MPa.

На рис. 3.36 наведені графіки залежностей падіння напруги від щільності струму (а) і коефіцієнта тертя від окружної швидкості (б).



а) б)

Рис. 3.36. Залежності падіння напруги від щільності струму (а) і коефіцієнта тертя від окружної швидкості (б)

Схема розрахунку контакту щіток апарату щіткотримачів подана на рис. 3.37.

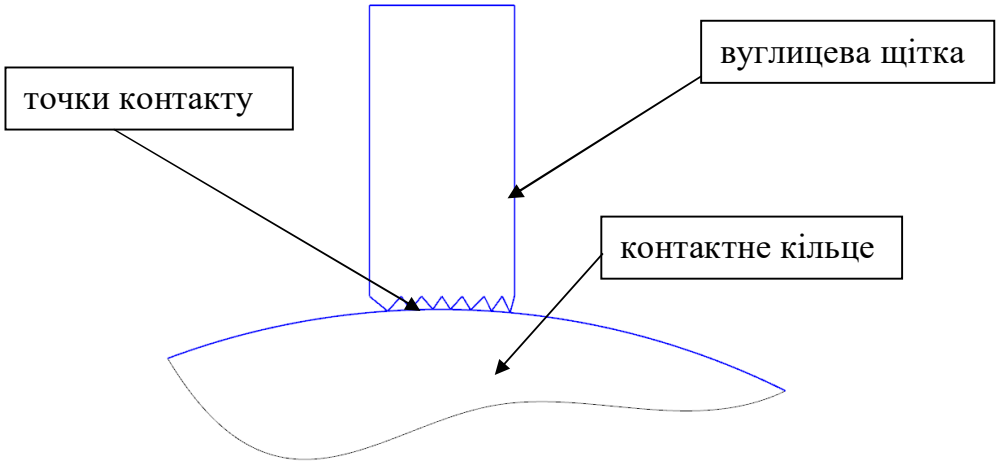


Рис. 3.37. Розрахункова схема плями контакту

Характеристики, що наведені на рис. 3.36 залежать від класу вугільної щітки, електричного контакту і плівки. Остання являє собою складну суміш оксидів металу, вуглецю і води, нанесених на кільце ковзання або комутатор.

Звідси випливає висновок про те, що на якість зниження контакту впливають такі чинники:

- температура, тиск і вологість навколишнього середовища;
- забруднюючі домішки;
- швидкість ковзання;
- тиск впливу на щітки;
- струм.

У табл. 3.15 наведені типові значення зниження контакту, отримані при експлуатації щіток фірми «Mersen». Дані вказані для кожного з типів щіток і згруповані в п'ять категорій: від "крайнього низького" до "високого".

Для роботи вуглецевої щітки без перегріву необхідно, щоб її коефіцієнт тертя μ був низьким і незмінним з плином часу. Коефіцієнт тертя визначаются за формулою $\mu = T/N$. Цей коефіцієнт не має постійного значення і є результатом дії багатьох чинників (див. рис. 3.38), що залежать від якості

вуглецю щітки, швидкості обертання ротора, умов роботи колектора і умов навколишнього середовища. Знос щіток проводиться за методикою ГОСТ Р 51667-2000 [293] і становить не більше 0,4 ... 0,6 мм, що визначає величину коефіцієнта тертя.

Таблиця 3.15

Значення падіння контакту та коефіцієнта тертя

Позначення	Величина	Падіння контакту	Коефіцієнт тертя μ
Е	високе	> 3 В	μ > 0.20
М	середнє	2.3 В – 3 В	0.12 < μ < 0.20
В	низьке	1.4 В – 2.3 В	μ < 0.12
ТВ	дуже низьке	0.5 В – 1.4 В	–
ЕВ	екстремально низьке	< 0.5 В	–

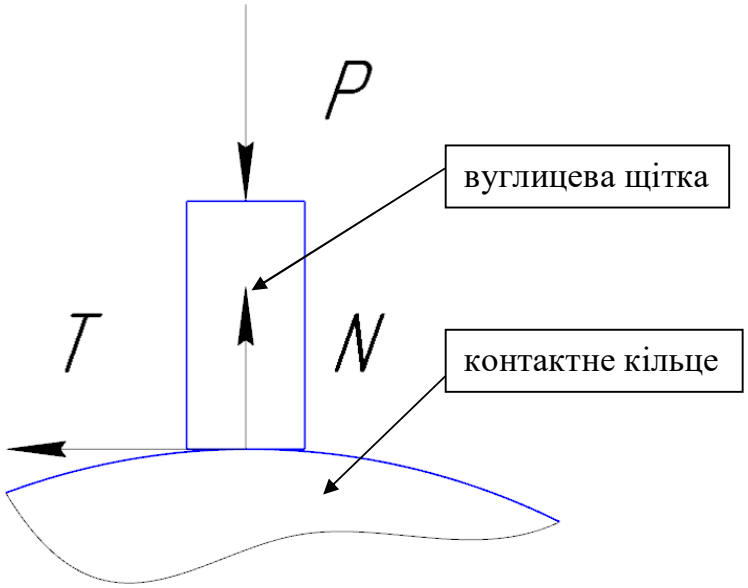


Рис. 3.38. Коефіцієнт тертя вуглецевої щітки

Для представленого значення типів щіток неможливо задати точне значення **μ,** а тільки приблизний діапазон розкиду значень.

Проблема аналітичного розв’язання задачі розрахунку нестаціонарного температурного поля в області мікроконтакту розглядалася в роботі Ільїна А. В., Плохова І. В. [294]. При створенні імітаційної моделі електрофрікційної взаємодії розв’язувалася задача нестаціонарної теплопередачі для кожного контактного елемента перехідної поверхні плями. На рис. 3.39 представлена модель плями мікроконтакту.

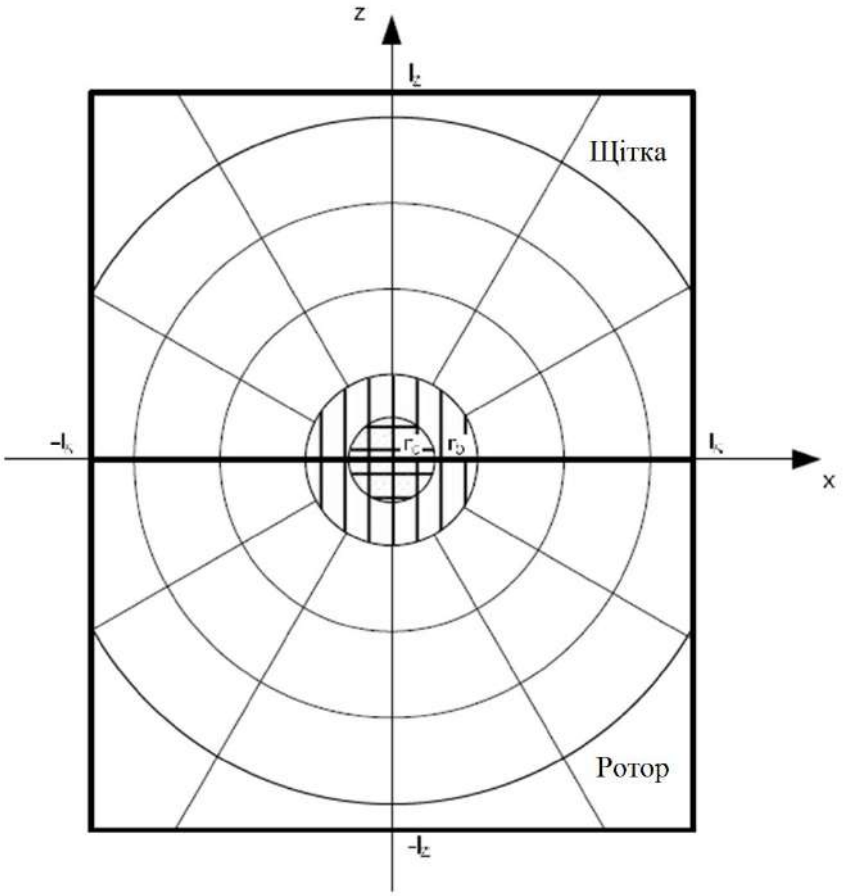


Рис. 3.39. Модель плями мікроконтакту

З використанням середовища COMSOL Multiphysics була розроблена нестаціонарна тривимірна модель електричного мікроконтакту (див. рис. 3.40) і представлені результати чисельного експерименту, які показали принципову можливість побудови багатофакторної моделі.

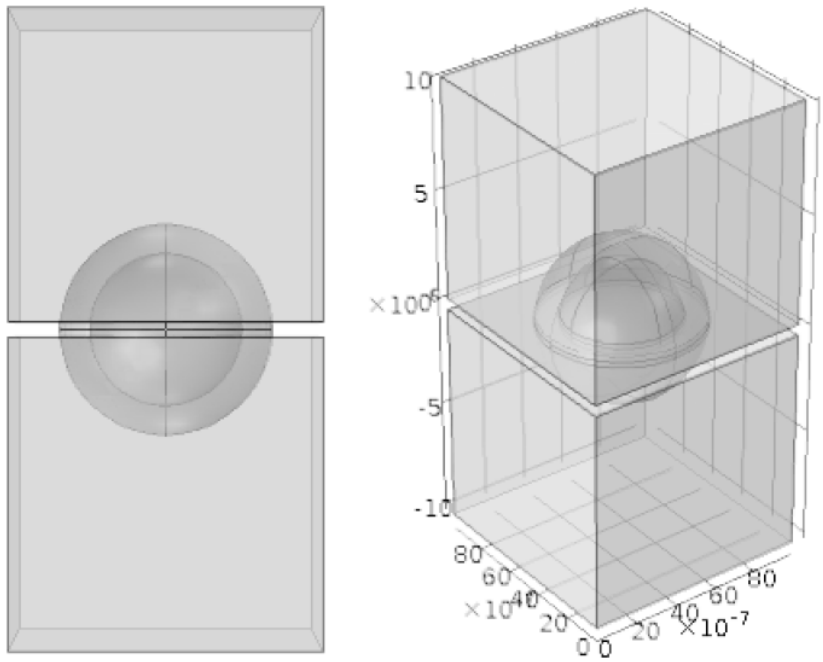


Рис. 3.40. Тривимірна модель мікроконтакту в COMSOL

Однак наразі ця задача може бути розв’язана вирішене лише для окремого випадку і не може бути поширена на весь апарат щіткотримачів.

Розв’язання задачі визначення теплового стану апарату ЩКА виконувалося в кілька етапів:

1. Визначення тепловиділень.

2. Визначення напірних характеристик нагнітача.

3. Розробка тривимірної моделі.

4. Розрахунок теплового стану.

Розрахунковий питомий опір міді склав $1{,}75 \cdot 10^{-8}$ Ом·м, а питомий опір сталі – $1{,}3 \cdot 10^{-7}$ Ом·м.

Тепловиділення, викликане тертям щіток об контактне кільце, склало Q=10050 Вт. Розрахунок виконувався за методикою [293].

Результати розрахунку параметрів відцентрового вентилятора подані в табл. 3.16. Розрахунок напірної характеристики вентилятора виконувався аналітичним методом за [295, 296].

Таблиця 3.16

Розрахункові параметри відцентрового вентилятора

№ з/п	Параметр	Значення
1	Статичний напір вентилятора, Па	1800
2	Номінальна витрата повітря, $м^3/с$	2,26
3	Швидкість повітря на вході в вентилятор, м/с	23
4	Швидкість повітря на виході з завитка вентилятора, м/с	65

Розрахунок теплового стану апарату щіткотримача виконувався в тривимірній постановці за допомогою пакета твердотільного моделювання Solid Works Flow Simulation.

Моделювання руху повітря в корпусі гідрогенератора виконувалося при стандартних налаштуваннях деталізації розрахункової сітки з додатковим згущенням у вузьких каналах. Такі налаштування дозволяють з достатньою точністю визначити особливості перебігу течії повітря, обумовленою складністю проточної частини.

Як критерії збіжності розв’язку було обрано такі значення за об’ємом: мінімальний, середній і максимальний статичний тиск, середня масова витрата; на зазначених поверхнях – усереднений тепловий потік. Розрахунок виконувався до досягнення критерію збіжності і при виконанні не менше трьох продувок розрахункової області.

На рис. 3.41 – 3.43 подані поля тисків, швидкостей охолоджуючого повітря і температур на сталому режимі роботи турбогенератора потужністю 200 МВт для номінального режиму роботи. Потік всередині апарату ЩКА є турбулентним. Зони замикання відсутні.

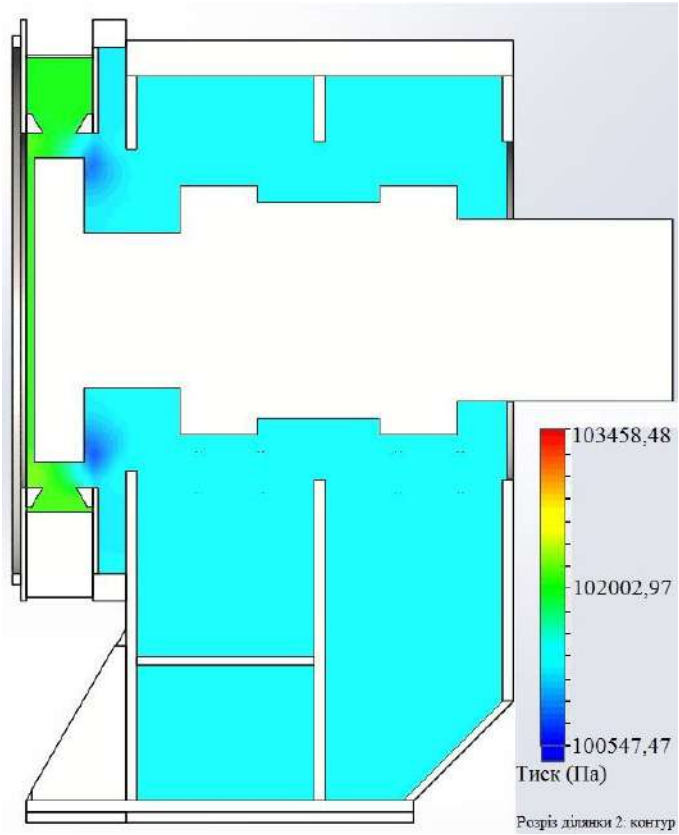


Рис. 3.41. Поле тиску охолоджуючого повітря на сталому режимі роботи

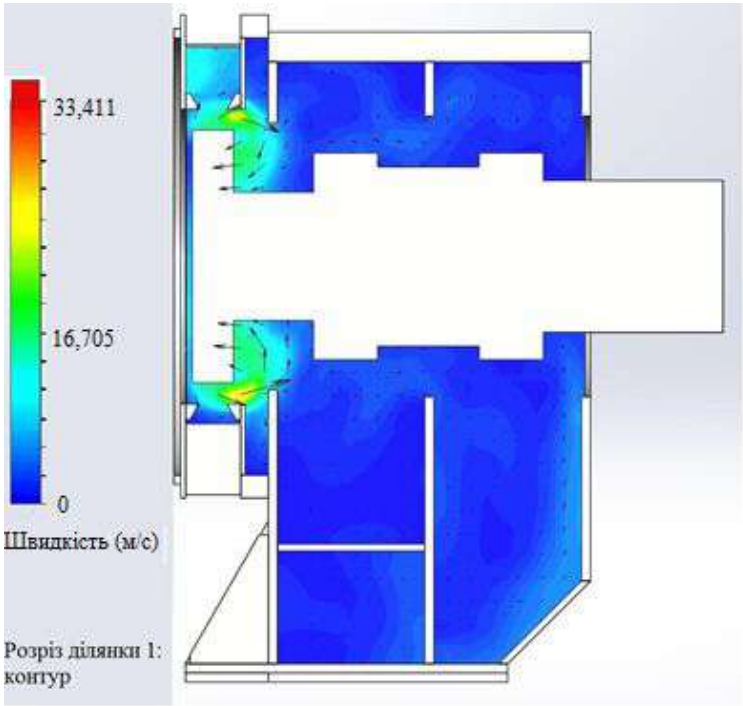


Рис. 3.42. Поле швидкостей охолоджуючого повітря на сталому режимі роботи

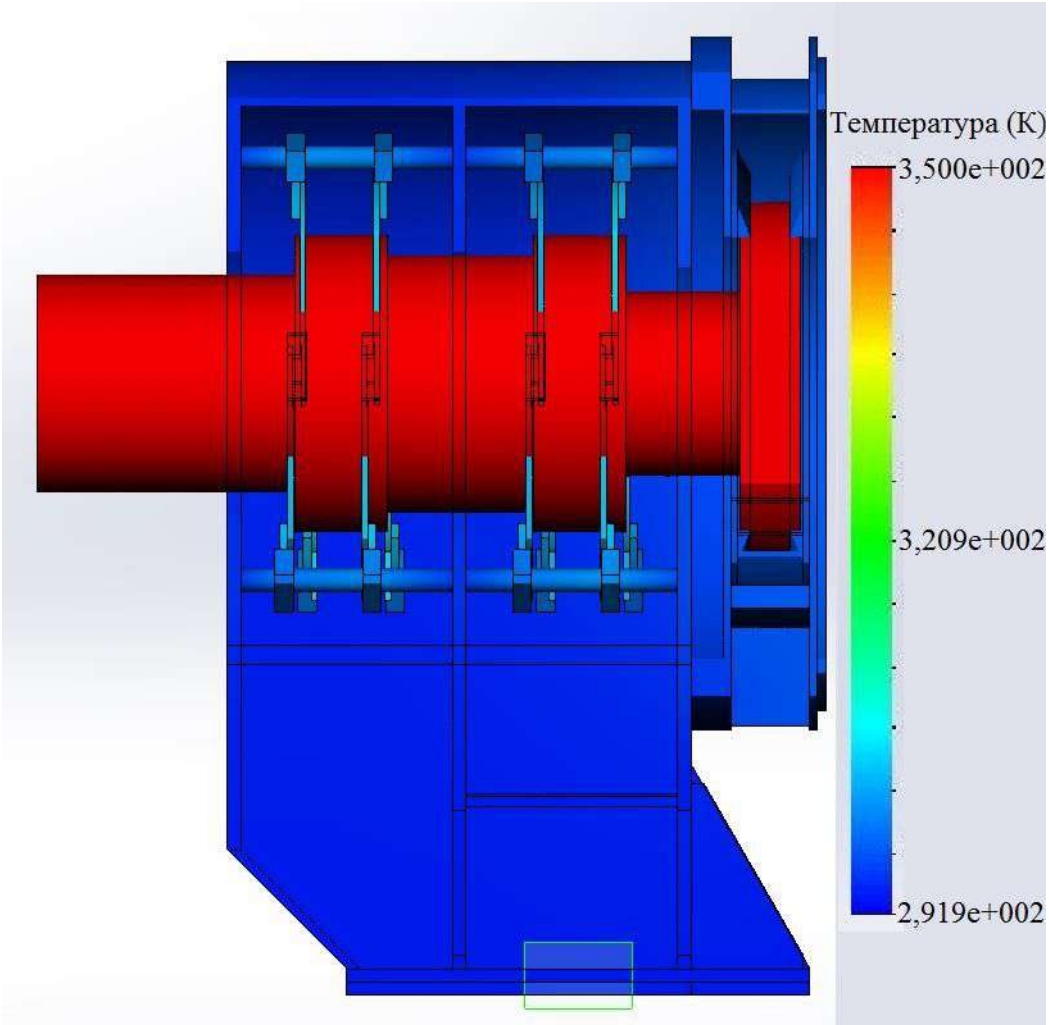


Рис. 3.43. Поле температур на сталому режимі роботи

Значення температур, отримані в результаті моделювання теплового стану ЩКА, задовольняють вимогам, що висуваються до новопроектованих електричних машин.

3.6 Висновки по розділу 3

Розроблено підхід до дослідження системи охолодження генератора, заснований на тривимірному моделювання всієї системи охолодження в цілому, що дозволяє більш точно описати поле швидкостей і тисків, а також уточнити характер розподілу температур в газі та вузлах генератора. Це дозволило отримати локальні характеристики тепловіддачі на елементах конструкції генератора, необхідні для оцінки термонапруженого стану вузлів.

Розрахунок проводиться за допомогою програмного комплексу SolidWorks Flow Simulation.

Проведено розрахунок системи вентиляції капсульного генератора Канівської ГЕС. Розглянуто номінальний режим роботи генератора та два аварійних, пов'язаних з відключенням електричних вентиляторів. Встановлено, що якщо, на номінальному режимі температура активних вузлів генератора не перевищує допустимих значень, то для аварійних значень температури в статорі та роторі перевищили допустимі значення. З урахуванням цього в систему був введений додатковий відцентровий нагнітач, розташований на роторі гідрогенератору, що забезпечує необхідні параметри роботи до безпечної зупинки системи (60 хвилин при одному працюючому електричному вентиляторі і 30 хвилин при двох відключених вентиляторах).

Достовірність результатів підтверджена зіставленням з даними аналітичного розрахунку, а також з експериментальними даними.

Використовуючи розроблений і апробований на капсульному гідрогенераторі підхід до розрахунку вентиляційної системи в цілому, було проведено аналогічний розрахунок гідрогенератора СВКр 1347/150-96 Кременчуцької ГЕС. Для забезпечення роботи системи вентиляції на ободі ротора спроектовані напрямні канали (лопатки), що дозволяють забезпечити необхідну витрату в 45 $м^3/с$ при номінальній потужності гідрогенератора і не допустити перегріву ротора та статора. Достовірність результатів розрахунків, отриманих за допомогою пропонованої методології, підтверджена порівнянням з аналітичними даними.

В рамках пропонованого єдиного підходу до проектування генераторів, заснованого на 3D моделюванні, була проведена постановка граничних умов і розрахунок теплообмінника турбогенератора потужністю 220 Вт, які враховують реальні параметри газу з урахуванням теплового стану всієї системи в цілому. Вперше враховано вплив напірних елементів ротора і засмічення системи подачі води на тепловий стан охолоджуючого газу.

Виконано аналіз порівняння експериментальних даних з результатами, отриманими за допомогою запропонованого методу.

Розроблено методику по визначенню теплового стану апарату щіткотримачів в тривимірній постановці з урахуванням тепловиділень, викликаних електричними і механічними діями. Розрахунок проводиться на підставі поєднання тривимірного рішення методом CFD і аналітичного рішення теплового завдання. Ця методика апробована на апаратах щіткотримачів турбогенераторів виробництва ДП «Завод «Електроважмаш» серій ТГВ потужністю 200 і 300 МВт відповідно.

Результати розділу 3 опубліковані в роботах [1, 6, 8, 11, 17, 21, 28].

РОЗДІЛ 4
ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОСНОВНИХ КОРПУСНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГЕНЕРАТОРА

4.1 Загальна постановка задачі про дослідження НДС корпусних елементів

Досліджується НДС основних корпусних елементів генераторів під дією експлуатаційних силових і температурних навантажень. Проводиться оцінка міцності короба і хрестовини для генераторів середньої і великої потужності. Задача розв’язується в тривимірній постановці МСЕ на основі послідовного розгляду задач вентиляції та аналізу НДС конструкції. В результаті розв’язання задачі вентиляції визначаються значення швидкостей течії охолоджувача, параметри надлишкового тиску в системі і розподіл температур на поверхні досліджуваних тіл, а потім з урахуванням знайдених значень проводиться оцінка міцності корпусних елементів.

Розглядаються генератори, що серійно випускаються, потужністю від 200 МВт до 320 МВт, а також генератор потужністю 560 МВт. Корпусні елементи цих генераторів, незважаючи на загальну схожість конструкції та умови роботи, мають ряд суттєвих відмінностей. Перш за все, це габарити виробів та робочі тиски в системі, а також конструктивні особливості виконання машин, які призводять до різних способів обпирання корпусних елементів. Чим вище потужність генераторів, тим більші розміри має машина і більший надлишковий тиск необхідно створювати всередині корпусу для охолодження всієї системи. У турбогенераторах потужністю 560 МВт загальна конструкція нерухомої частини турбогенератора складається з короба і осердя статора, з'єднаних гнучким зв'язком. У коробі встановлено зовнішні щити, передбачені підшипники та газоохолоджувачі. Робочий тиск в системі складає 5 атм. В генераторах потужністю від 200 МВт до 320 МВт короба з'єднані з середньою частиною корпусу статора жорстко, а робочий

тиск становить 3 атм. На рис. 4.1 показаний загальний вигляд і основні вузли турбогенератора з водневої системою охолодження потужністю 250 МВт.

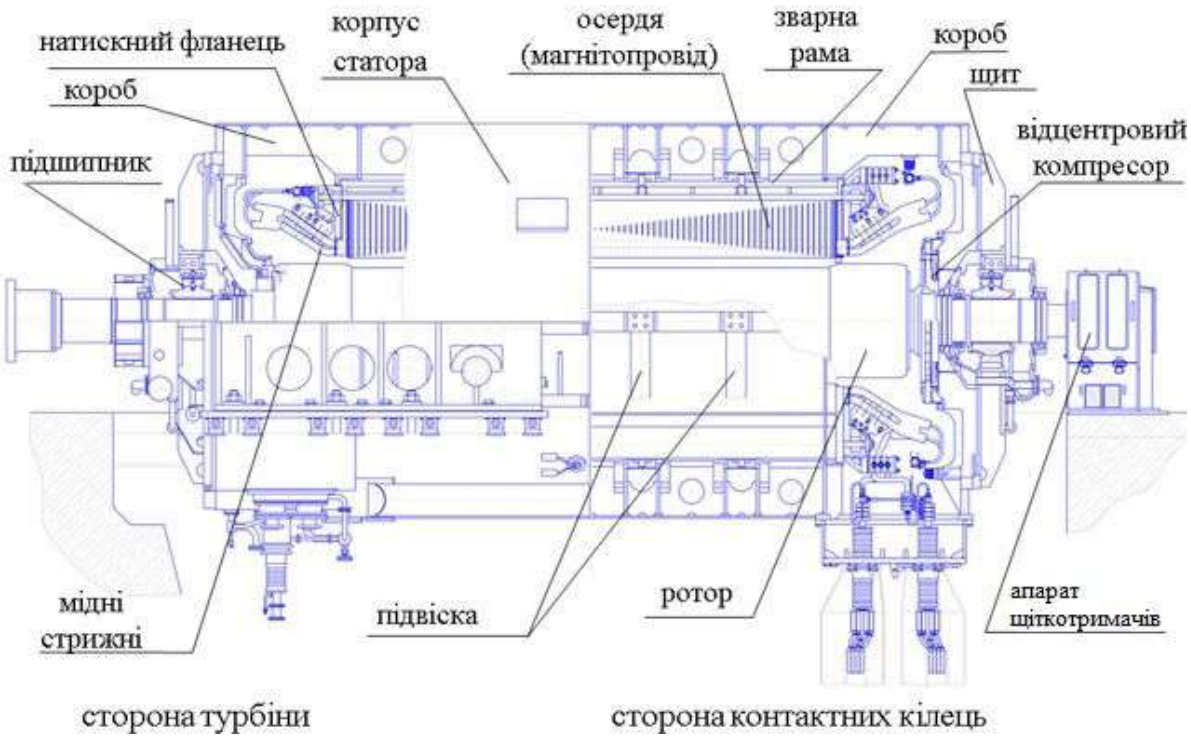


Рис. 4.1. Конструкція турбогенератора ТГВ-250

Розглянемо конструкцію серійних турбогенераторів більш докладно. Середня частина статора складається з трьох коаксіально розташованих ортотропних шарів, куди входять:

1) зварна рама – тонка циліндрична оболонка з шпангоутами і стрінгерами – стяжними призмами, виконана зі сталі. На обох кінцях призм є попередньо напружені різьбові хвостовики, що знаходяться під значними динамічними і термомеханічними навантаженнями. Число таких хвостовиків – понад п'ятдесят;

2) магнітопровідом є спресовані кільцеві сегменти з листів електротехнічної ортотропної сталі, що перемежовуються з такими ж сегментами, виконаними зі склопластику;

3) пазова частина стрижневої обмотки виконана з мідних провідників, що перемежовуються зі сталевими трубками для холодоагенту, з ізоляцією на мінерально-полімерній основі. Товщина осердя може бути порівняна з його діаметром.

Електричні машини потужністю 250-320 МВт широко представлені на території євро-азійського континенту. Відповідно до технічних умов напрацювання на відмову турбогенератора за вимогами нормативно-технічної документації повинно скласти 27000 годин, а термін служби при дотриманні термінів і обсягів планових оглядів та ремонтів – 40 років. При цьому його показники маневреності складають:

– $\leq 10^4$ циклів зупинок-пусків за весь термін служби, але не більше 330 протягом одного року;

– $\leq 2 \cdot 10^4$ циклів розвантажень і навантажень за весь термін експлуатації в межах повного регулювального діапазону;

– час пуску з режиму холостого ходу до частоти обертання 3000 ± 150 об/хв при потужності, що дорівнює нулю в умовах нормальної експлуатації, має становити не менше 10 хв.

У значної частини експлуатованого парку турбогенераторів встановлений спочатку термін служби добігає кінця або вже перевищений. При цьому конструкція генератора має певний запас міцності, що дозволяє продовжити їх експлуатацію. Спочатку при проектуванні цих генераторів для оцінки міцності використовувалися спрощені аналітичні методи, в які при розрахунку закладався значний запас міцності. У зв'язку з модернізацією цих машин і посиленням масогабаритних показників, а також для більш точної оцінки їх залишкового ресурсу необхідно переглянути існуючі методи розрахунку вузлів турбогенераторів, які перебувають під високим тиском.

Аналітичні методи, які звичайно використовуються при розрахунку на міцність вузлів генератора, засновані на теорії опору матеріалів і емпіричних залежностях. Вони зручні та наочні у використанні, дозволяють швидко отримати уявлення про загальний напружено-деформований стан конструкції.

Однак ці методи мають багато спрощень як щодо геометрії вузлів, так і в характері розподілу силових навантажень. Вони дозволяють оцінити тільки осереднені значення напружень і переміщень в конструкції. При цьому запас міцності, який закладається при проектуванні, заснований на багаторічному досвіді експлуатації, нівелює існуючі неточності аналітичного розрахунку.

Пропонується розрахунок НДС генераторів провести на основі тривимірного моделювання, основні положення якого були детально викладені в розділі 2. Це дозволить уточнити реальні поля напружень, оцінити ресурс конструкцій і можливості зниження ваги виробів при їх модернізації. Як інструмент використовується розрахунковий комплекс SolidWorks з прикладними пакетами Simulation і FlowSimulation, що дозволяє розв’язувати задачі газодинаміки та оцінки напруженого стану методами МСЕ.

4.2 Дослідження НДС короба

4.2.1 Постановка задачі

Розглядається короб турбогенератора під дією експлуатаційних навантажень. Короб генератора виготовляється зі Ст3, модуль Юнга – $2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона – 0,3; границя плинності – 220 МПа (ГОСТ 380-2005) [297]; розрахунковий клас суцільності – 0 (ГОСТ 22727-88) [298], що відповідає ізотропній структурі при відсутності внутрішніх дефектів в металі.

На рис. 4.2 показано зовнішній вигляд короба для турбогенератора ТГВ-500. У цій машині короб спирається на фундамент і жорстко з'єднаний з корпусом статора. При цьому передня стінка короба підкріплюється ребрами жорсткості, паралельними і перпендикулярними її сторонам.

На рис. 4.3 показані короба генераторів потужністю 560 МВт і 1000 МВт. Короб турбогенератора ТГВ-550 жорстко не закріплений на фундаменті. Необхідно відзначити, що на всіх генераторах передня стінка короба посилюється ребрами. Однак на машині потужністю 560 МВт

використовується радіальне розташування ребер, яке дозволяє прибрати надмірну жорсткість конструкції і суттєво знизити її вагу.

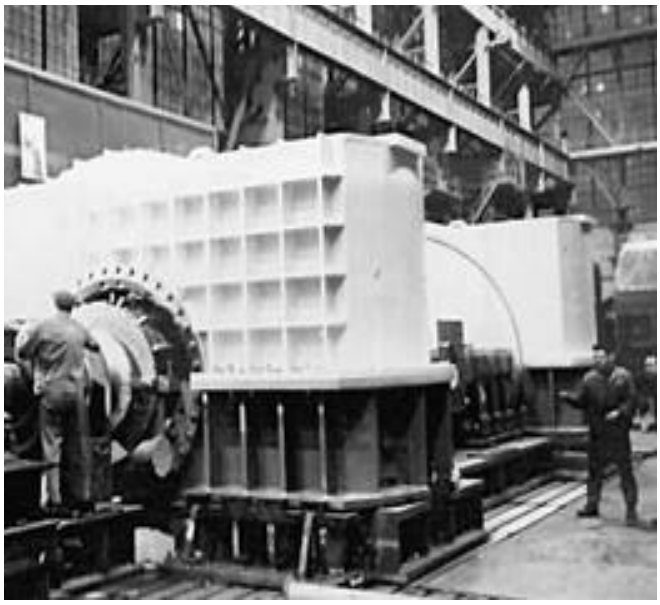
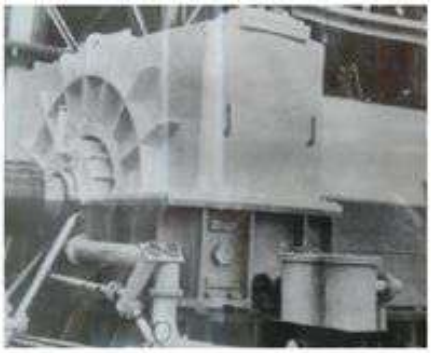


Рис. 4.2. Короб турбогенератора ТГВ-500



а

б

Рис. 4.3. Короба генераторів ТГВ-550 (а) та ТГВ-1000 (б)

Стінки короба працюють в умовах складного напруженого стану, викликаного спільною дією силового та температурного навантаження, що виникають в результаті роботи системи охолодження. У реальному генераторі внутрішній надлишковий тиск нерівномірно розподілен по коробу, це особливо помітно в місці установки компресора.

На рис. 4.4 подана стандартна розрахункова схема короба турбогенератора приставної конструкції, що застосовується при спрощеному аналітичному розрахунку. Припускається, що короб знаходиться під рівномірним внутрішнім тиском, а масові сили відсутні. Урахування зон з різними тисками здійснюється введенням додаткових емпіричних припущень. Передня стінка верхньої половини короба розглядається як пластина, що вільно спирається по контуру і підкріплена перехресними ребрами, вплив яких враховується спрощено шляхом «розмазування» їх жорсткості по пластині. Розрахункова схема передньої стінки короба подана на рис. 4.5. В результаті не вдається точно описати роботу ребер і додаткових зв'язків між силовими елементами конструкції.

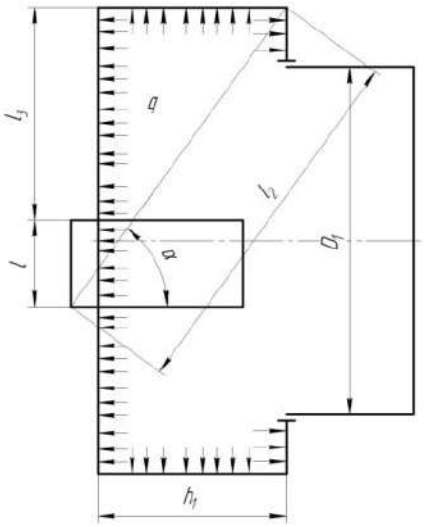


Рис. 4.4. Класична розрахункова схема короба

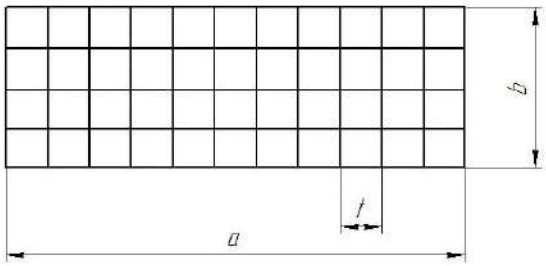


Рис. 4.5. Модель передньої стінки короба

Таким чином, використання аналітичного методу для короба дозволяє визначити лише середні значення напружень і переміщень. Ці результати можуть бути використані на етапі ескізного проектування конструкції, а при оптимізації та доведенні потрібен розрахунок в тривимірній постановці, що враховує всі геометричні особливості розрахункових елементів і характер прикладання навантажень.

4.2.2 Розрахунок міцності коробів генераторів великої потужності

4.2.2.1 Визначення початкових умов для завдання міцності

На першому етапі дослідження міцності короба проводиться тривимірний аналіз роботи системи вентиляції генератора. В результаті визначаються тиск та температури, що діють на короб. У цих генераторах застосовується водневе охолодження. На наступному етапі на основі встановлених значень надлишкового тиску і температур проводиться розрахунок НДС короба.

Для визначення тисків на стінки короба виконано розрахунок потоку водню всередині корпусу методом CFD [291]. Вихідні умови для постановки задачі вентиляції: нормальні параметри водню при температурі 20 ºС і атмосферному тиску 1 атм, температура стінок – 20 ºС. Регульований тиск водню – 2 атм (надлишковий). Тиск водню всередині корпусу створюється відцентровими компресорами, напірна характеристика яких наведена в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Напірна характеристика компресора

Тиск водню, кгс/см^2	Напір компресора, Па
1	2550
2	5170
3	7260
4	8750

Як критерії збіжності розв’язку було обрано такі значення: мінімальний, середній і максимальний статичний тиск, середня масова витрата; на поверхнях твердих тіл – усереднений тепловий потік. Розрахунок виконувався ітераційно до досягнення збіжності розв’язку і при виконанні не менше трьох послідовних ітерацій.

В результаті розрахунку впливу потоку водню на стінки короба з урахуванням схеми охолодження короба отримано розподіл тиску, що наведено на рис. 4.6.

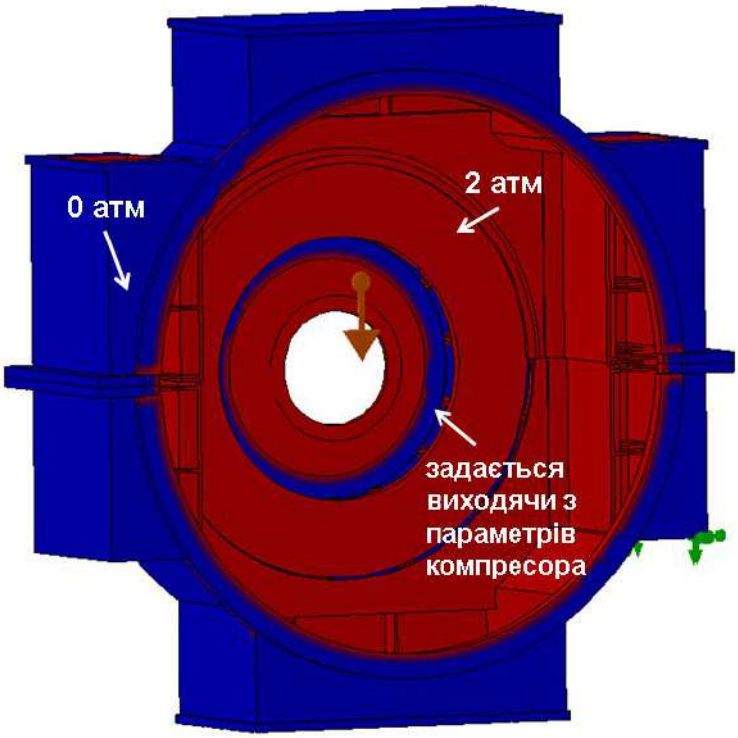


Рис. 4.6. Розподіл надлишкового тиску по внутрішній стінці генератора

Тиск на внутрішній стінці дорівнює 3 атм. всюди, за винятком зони розташування компресора. У цій зоні тиск визначається параметрами компресора.

У таблиці 4.2 наведені параметри колеса компресора, використовуючи які можна оцінити цю зміну тиску.

Таблиця 4.2

Параметри колеса компресора

Параметр	Позначення	Значення
Зовнішній діаметр колеса, м	D	1,235
Внутрішній діаметр колеса, м	d	0,811
Діаметр втулки колеса, м	$d_{вт}$	0,6
Товщина лопатки, м	δ	0,0035
Ширина колеса на виході, м	b_2	0,085
Щільність решітки	τ	3,4
Кількість обертів, об/хв	n	3000
Кут лопатки на виході з колеса, град	$\beta_{2л}$	128
Кут атаки, град	α	4,7
Температура газу, °С	t	45
Густина газу, кг/м^3	ρ	0,489
Витрата газу, м^3/с	Q	12,2

Розрахунок тисків можна провести за класичною методикою, що викладена в широко відомій праці Соломаховой Т. С. [299]. Нижче наводиться короткий розрахунок основних характеристик компресора для встановлення характеру розподілу тисків в досліджуваній області.

Окружна швидкість на вході в колесо U_1 може бути визначена за формулою

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}811 \cdot 3000}{60} = 127{,}39 \text{ м/с.}$$

Окружна швидкість на виході з колеса U_2 дорівнює

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 1{,}235 \cdot 3000}{60} = 193{,}9 \text{ м/с.}$$

Абсолютна швидкість на вході в колесо C_1 визначається зі співвідношення

$$C_1 = \frac{1{,}485 \cdot Q}{D_1^2 - d_{\text{вт}}^2} = \frac{1{,}485 \cdot 12{,}2}{0{,}811^2 - 0{,}6^2} = 60{,}85 \text{ м/с.}$$

При цьому відносна швидкість потоку на вході в колесо W_1 може бути встановлена таким чином

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2} = \sqrt{60{,}85^2 + 127{,}39^2} = 141{,}18 \text{ м/с.}$$

Кут потоку на вході в колесо β_1 визначається залежністю

$$\beta_1 = arctg\left(\frac{C_1}{U_1}\right) = arctg\left(\frac{60{,}85}{127{,}39}\right) = 25{,}5 \text{ град.}$$

Лопатковий кут на вході в колесо $\beta_{1л}$ дорівнює

$$\beta_{1л} = \beta_1 + \alpha = 25{,}5 + 4{,}7 = 30{,}2 \text{ град.}$$

Радіус кривизни лопаток R визначається за допомогою співвідношення

$$R = \frac{D_2^2 - D_1^2}{4\left|D_2^2 \cdot \cos\beta_{2л} - D_1^2 \cdot \cos\beta_{1л}\right|} = \frac{1{,}235^2 - 0{,}811^2}{4\left|1{,}235 \cdot \cos 128 - 0{,}811 \cdot \cos 30{,}2\right|} = 0{,}148 \text{ м.}$$

Усереднена довжина лопаток L дорівнює

$$L = \frac{\pi \cdot R}{180}\left(180 - 2arctg\left(\frac{D_2^2 \cdot \sin\beta_{2л} - D_1^2 \cdot \sin\beta_{1л}}{D_2^2 \cdot \cos\beta_{2л} - D_1^2 \cdot \cos\beta_{1л}}\right)\right) =$$

$$= \frac{\pi \cdot 0{,}148}{180}\left(180 - 2arctg\left(\frac{1{,}235^2 \cdot \sin 128 - 0{,}811^2 \cdot \sin 30{,}2}{1{,}235^2 \cdot \cos 128 - 0{,}811^2 \cdot \cos 30{,}2}\right)\right) = 0{,}242 \text{ м.}$$

Кількість лопаток Z може бути визначено за формулою

$$Z = \frac{\pi \cdot \tau \cdot (D_2 + D_1)}{2 \cdot L} = \frac{\pi \cdot 3{,}4 \cdot (1{,}235 + 0{,}811)}{2 \cdot 0{,}242} = 45{,}25 \text{ шт.}$$

Кількість лопаток приймається рівним найближчому непарному числу, щоб уникнути можливого виникнення резонансу. Таким чином, в даному випадку $Z = 45$.

Тоді уточнена щільність решітки складе

$$\tau = \frac{2 \cdot l \cdot Z}{\pi \cdot (D_2 + D_1)} = \frac{2 \cdot 0{,}242 \cdot 45}{\pi \cdot (1{,}235 + 0{,}811)} = 3{,}38.$$

Коефіцієнт нерівномірності поля швидкостей на виході k_F може бути встановлений за такою залежністю:

$$k_F = \frac{[\tau + 10 \cdot (2{,}05 - 0{,}01\beta_{2л})^2] \cdot (0{,}22 + 0{,}001 \cdot \alpha) \cdot (0{,}1 + 0{,}03 \cdot \alpha + 0{,}01\beta_{2л})^2}{1{,}5 + 10 \cdot (2{,}05 - 0{,}01\beta_{2л})^2} =$$
$$= \frac{[3{,}38 + 10 \cdot (2{,}05 - 0{,}01 \cdot 128)^2] \cdot (0{,}22 + 0{,}001 \cdot 4{,}7) \cdot (0{,}1 + 0{,}03 \cdot 4{,}7 + 0{,}01 \cdot 128)^2}{1{,}5 + 10 \cdot (2{,}05 - 0{,}01 \cdot 128)^2} = 0{,}652$$

Кут відставання потоку $\Delta\beta_2$ визначається згідно формули

$$\Delta\beta_2 = \frac{17 \cdot (\beta_{2л} - 0{,}22 + 0{,}375 \cdot \alpha \cdot (1 - (0{,}1 \cdot \beta_{2л})^2))}{40 + \tau^2} =$$
$$= \frac{17 \cdot (128 - 0{,}22 + 0{,}375 \cdot 4{,}7 \cdot (1 - (0{,}1 \cdot 128)^2))}{40 + 3{,}38^2} = 34{,}6 \text{ град.}$$

Коефіцієнт радіальної складової абсолютної швидкості на виході з колеса $\overline{C}_{2m}$ дорівнює

$$\overline{C}_{2m} = \frac{Q \cdot (1 + k_F)}{U_2 \cdot b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 - \frac{\delta \cdot Z}{\sin\beta_{2л}})} = \frac{12{,}2 \cdot (1 + 34{,}6)}{193{,}9 \cdot 0{,}085 \cdot (\pi \cdot 1{,}235 - \frac{0{,}0035 \cdot 45}{\sin 128})} = 0{,}332,$$

а коефіцієнт відносної швидкості потоку на виході з колеса $\overline{W}_2$ –

$$\overline{W}_2 = \frac{\overline{C}_{2m}}{\sin(\beta_{2л} - \Delta\beta_2)} = \frac{0{,}332}{\sin(128-34{,}6)} = 0{,}33.$$

В результаті відносна швидкість потоку на виході з колеса W_2 складе

$$W_2 = \overline{W}_2 \cdot U_2 = 0{,}33 \cdot 193{,}9 = 64{,}5 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнт теоретичного тиску $\overline{H}_m$ дорівнює

$$\overline{H}_m = 1 - \overline{W}_2 \cdot \cos(\beta_{2л} - \Delta\beta_2) = 1 - 0{,}33 \cdot cos(128 - 34{,}6) = 1{,}019.$$

Виходячи зі знайдених значень може бути визначений теоретичний напір H_m

$$H_m = \overline{H}_m \cdot \rho \cdot U^2 = 1{,}019 \cdot 0{,}489 \cdot 193{,}9^2 = 18{,}759 \text{ кПа}.$$

Аналогічним чином може бути проведено розрахунок зміни напору в зоні компресора. На рис. 4.7 показано шукане змінення тиску в залежності від діаметра перетину, яке змінюється від 0,811 м до 1,235 м. По осі ординат відкладаються величина тиску в Па, а по осі абсцис – діаметру перетину. Видно, що тиск змінюється від 8,675 кПа до 18,759 кПа. Раніше при проведенні аналітичного розрахунку ця змінення не враховувалося.

З урахуванням встановленого розподілу тисків по внутрішніх стінках короба та відомої температури на поверхні стінок проводиться розрахунок НДС короба з урахуванням умов закріплення.

При цьому для даного типу електричних машин необхідно враховувати, що фланець короба (см. рис. 4.1) до корпусу статора кріпиться жорстко. Тому

при завданні граничних умов необхідно забезпечити жорстке закріплення фланця в трьох площинах.

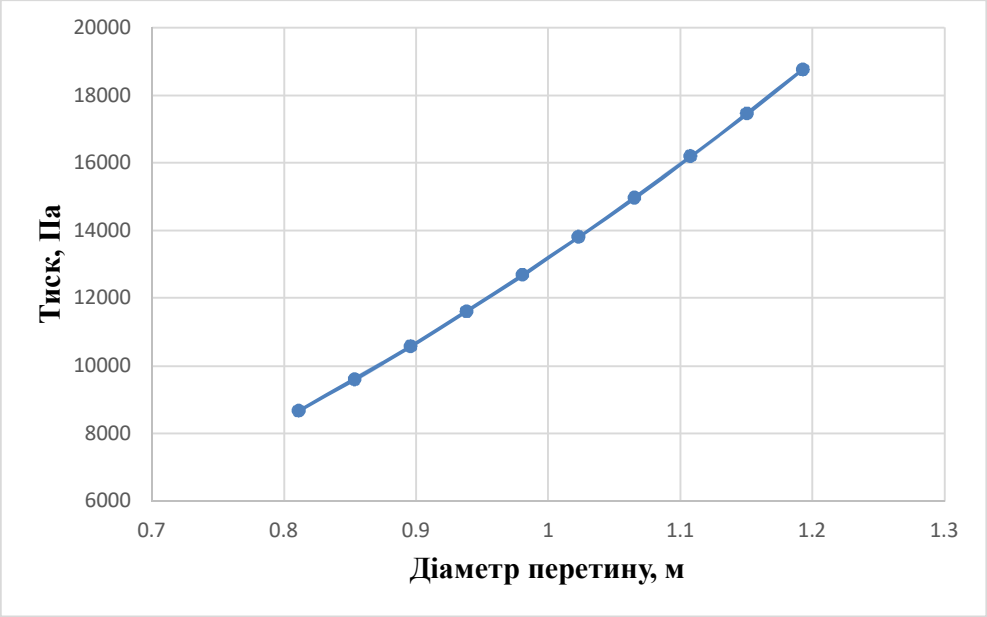


Рис. 4.7. Змінення тиску в області установки компресора

4.2.2.2 Побудова сітки кінцевих елементів і розрахунок НДС короба

Наступним етапом підготовки до розв’язання задачі є створення розрахункової сітки, яка залежить від геометрії та розмірів конструкції, а також визначається характером навантаження. У загальному випадку менший розмір сітки повинен призводити до більш точного результату, але при цьому різко зростає розмірність розв'язуваної задачі. Тому при визначенні розмірів сітки спочатку застосовується груба сітка, а потім – більш дрібна. Результати для напружень і переміщень, що отримані при застосуванні цих сіток, порівнюються, і якщо їх відносна відміна перевищує 0,1%, то проводиться перерахунок з ще більш дрібною сіткою. Ця процедура повторюється до тих пір, поки не буде досягнутий бажаний рівень збіжності.

У всіх випадках спочатку проводиться попередній оціночний розрахунок, використовуючи кінцеві елементи у вигляді тетраедра з 4 вузлами, а потім – остаточний розрахунок з використанням кінцевих

елементів у вигляді криволінійного тетраедра з 10 вузлами. При цьому розмір мінімального елемента завжди обирається не більше 1/3 товщини стінки з метою більш точного обліку розподілу напружень по товщині короба і обліку напружень по довжині зварних швів.

У таблиці 4.3 показані результати дослідження збіжності максимальних значень напружень в коробі при зменшенні розміру кінцевого елемента.

Таблиця 4.3

Дослідження збіжності напружень в коробі в залежності від розмірів кінцевого елементу

Розрахунок	Максимальний розмір елемента, мм	Мінімальний розмір елемента, мм	Відносне змінення
1	1270	136	12
2	920	124	8
3	536	112	4,5
4	373	74	2,2
5	317	63	0,6
6	30	30	0,3
7	150	5	0,1
8	30	1	0,1
9	2,0	0,5	0,1

На рис. 4.8 показано змінення відносної збіжності при зменшенні розміру кінцевого елемента. З наведених результатів видно, що при розмірах мінімального елемента 5 мм необхідний рівень збіжності результатів для напруг досягнуто.

Остаточна розрахункова сітка і умови закріплення короба ТГВ-550 без оребрення подані на рис. 4.9.

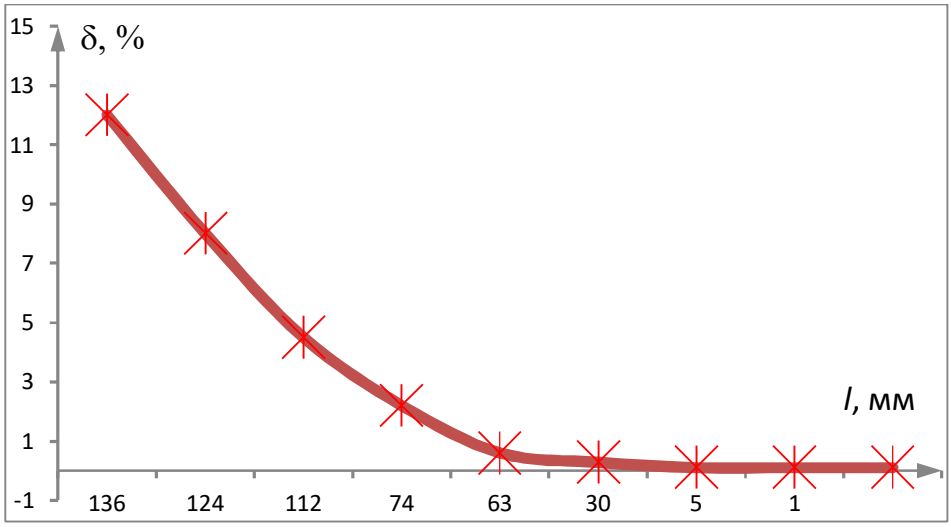


Рис. 4.8. Залежність відносної збіжності від розміру скінченного елемента

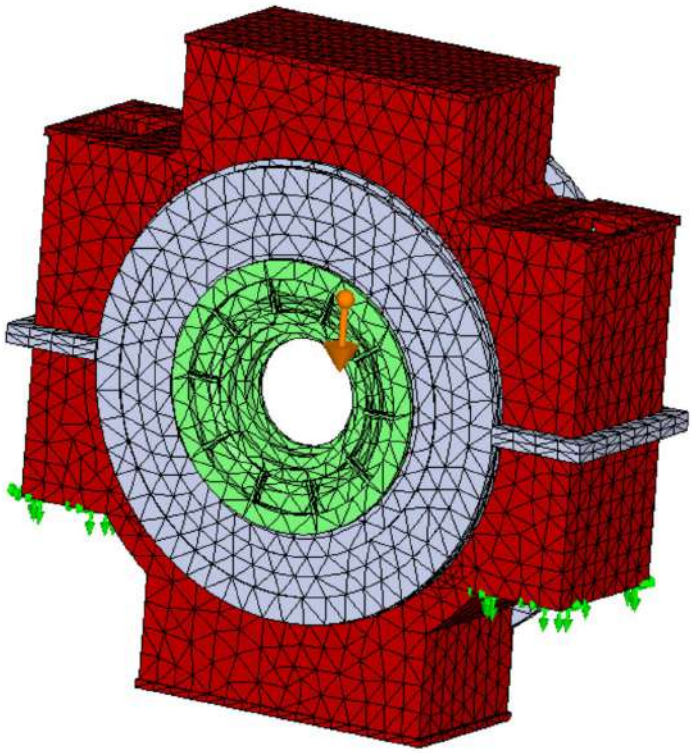


Рис. 4.9. Кінцево-елементна сітка і граничні умови для короба

У таблиці 4.4 наведені основні параметри кінцево-елементної сітки, які використовуються в подальших розрахунках.

Таблиця 4.4

Параметри сітки для короба ТГВ-320

Параметр	Значення
максимальний розмір елемента, мм	150
мінімальний розмір елемента, мм	5
кількість вузлів	43496
кількість елементів	20850

Використовуючи отриману сітку, проведено дослідження статичної міцності короба. На рис. 4.10 показано поле напружень на внутрішній поверхні короба. Напруження обчислюються по Мізесу.

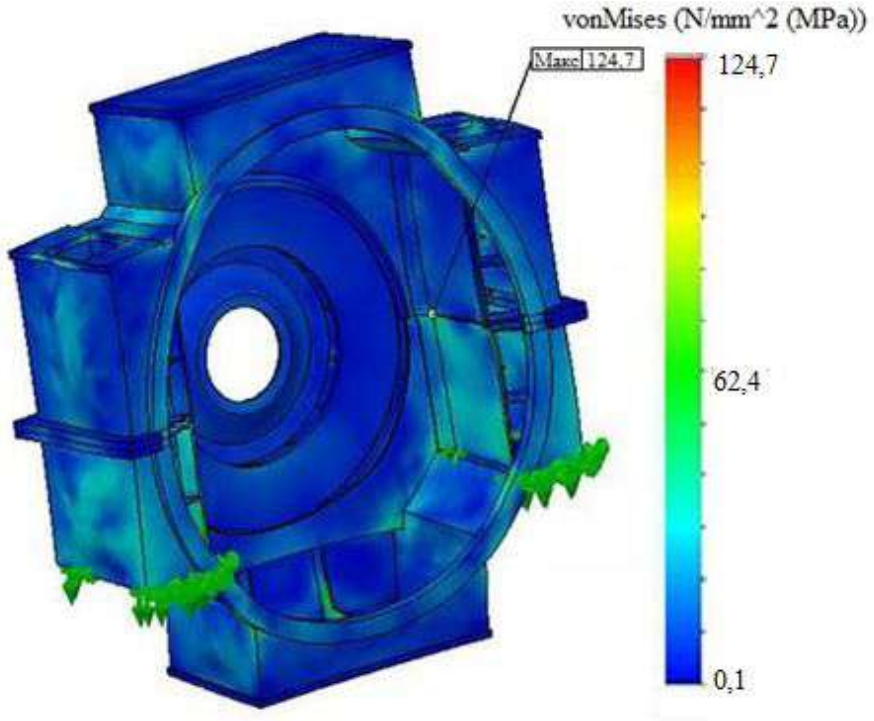


Рис. 4.10 Поле напружень в коробі

Результати розрахунку сумарних переміщень короба наведені на рис. 4.11.

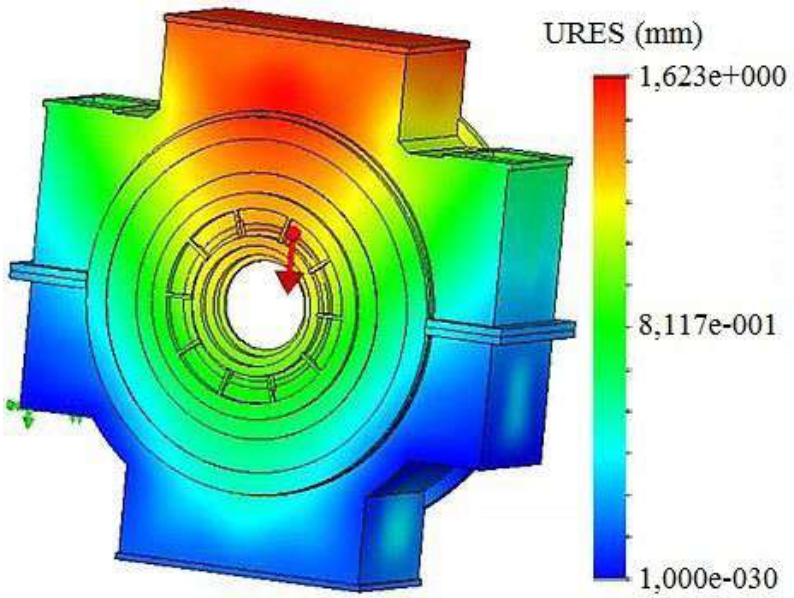


Рис. 4.11. Поле переміщень короба

Максимальні напруження в коробі від діючого надлишкового тиску величиною 5 атм склали близько 130 МПа. Необхідно відзначити, що при використанні класичного аналітичного методу, максимальні напруження в 1,5 рази менше, що пояснюється, перш за все, спрощеним способом розрахунку підкріпленої верхньої частини короба, коли вплив ребер жорсткості фактично «розмазується» по комірці пластини, а також без урахування температурних напружень та впливу сили тяжіння. В області контакту ребер з пластиною спостерігається концентрація напружень, яка не може бути врахована в аналітичному розрахунку.

Напруження і переміщення, що отримані аналітичним шляхом і запропонованим підходом, задовольняють існуючим вимогам до надійності та міцності турбогенераторів згідно ГОСТ 533-2000 [94]. Однак, зважаючи на істотні відмінності між значеннями напружень, отриманих цими способами,

виникла необхідність додаткової оцінки достовірності запропонованого підходу.

4.2.2.3 Експериментальне дослідження деформацій короба

Для оцінки достовірності запропонованого підходу було проведено порівняння результатів розрахунку з даними експериментальних досліджень, проведених на стенді заводу ДП «Завод«Електроважмаш». Для вимірювання статичних деформацій короба застосовувалася безпосередня фіксація його переміщень за допомогою мікрометрів (мікрометр-індикатор годинникового типа, ГОСТ 5584-75) [300]. Вибір цього способу пояснюється тим, що застосування методу тензометрування на працюючому генераторі представляє певну складність, викликану наявністю сильних електричних перешкод, які виникають внаслідок дії кондуктивних зв'язків, впливу нееквіпотенціальності "землі", наведень через взаємну індуктивність, наведень через ємнісні зв'язки та високочастотні електромагнітні наводки.

Для контролю переміщення вузлів турбогенератора були встановлені мікрометри на щитах і на кришці регулятора тиску. Згідно ГОСТ 9244-75 розрахункова похибка вимірювального приладу складає 0,002 мм [301].

На рис. 4.12-4.13 демонструються два способи установки і фіксації мікрометрів при проведенні експериментального дослідження. На рис. 4.12 показана установка вимірювального приладу безпосередньо на генераторі для фіксації відносних переміщень (фіксуються переміщення в точці дотику мікрометра відносно точки кріплення). На рис. 4.12 а показано загальний вигляд цієї установки, а на рис. 4.12 б – його збільшене зображення. Для фіксації абсолютних переміщень використовувалася незалежна установка мікрометра, яка подана на рис. 4.13. Використання конкретного способу вимірювань диктувалася технічними можливостями проведення експерименту на працюючому генераторі.

Вимірювання деформацій короба проводилися з боку контактних кілець і з боку турбіни. Досліджувалися переміщення для сталих режимів при

надмірному тиску рівному 1, 2, 3, 4 і 4,3 атм. Відзначимо, що розрахунок НДС короба, наведений раніше, здійснювався тільки для робочого тиску в 2 атм.

а

б

Рис. 4.12. Установка мікрометра на генераторі

Рис. 4.13. Незалежна установка мікрометра

В результаті експерименту встановлено, що при робочому тиску в 2 атм абсолютне переміщення стінки короба в точці, де проводилися вимірювання, складає 1,501 мм. Цей результат практично збігається з даними розрахунку, запропонованим методом, їх абсолютна відміна становить 0,06 %, що підтверджує високу працездатність запропонованого підходу.

На рис. 4.14 наведено графік деформації короба, отриманий запропонованим розрахунковим методом, та дані експериментального

дослідження. Розрахункові дані наведені тільки для 2 атм і представлені на малюнку трикутником, експериментальні значення переміщень з боку турбіни показані квадратами, а з боку контактних кілець – колами. Товщина лінії на графіку відповідає «довіреного» інтервалу вимірювань (± 0,01 мм). Слід зазначити, що рівень переміщень короба з боку турбіни менше, ніж з боку кілець, що пояснюється більшою жорсткістю короба в першому випадку (з боку контактних кілець є більше технологічних отворів).

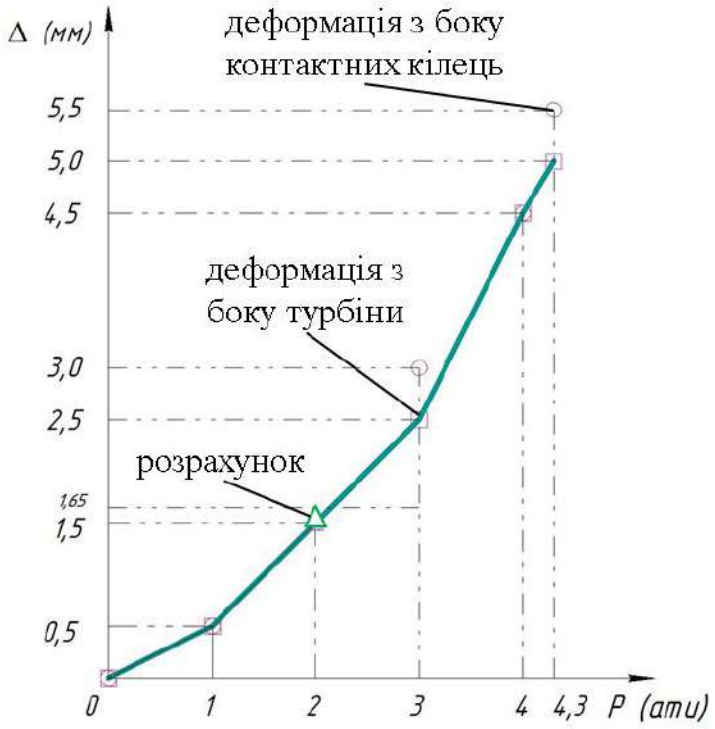


Рис. 4.14. Зіставлення розрахункових і експериментальних даних

Таким чином, встановлено, що запропонований підхід до аналізу міцності елементів конструкцій генератора, докладно викладений в розділі 2, дає можливість з високим ступенем точності досліджувати НДС елементів конструкцій генератора. При цьому результати, які отримані за допомогою запропонованого методу, і дані експериментального дослідження практично збігаються, що говорить про вірогідність підходу.

Ґрунтуючись на розробленому підході, був проведений розрахунок короба генератора потужністю 500 МВт.

4.2.3 Дослідження міцності короба генератора потужністю 560 МВт

Проведено аналіз НДС генератора потужністю 560 МВт, зображеного на рис. 4.3 а. Розрахунок проведено для короба, що стоїть окремо, та короба, розташованого спільно з підшипником, при впливі робочого надлишкового тиску в 5 атм та аварійних тисків в 7 і 10 атм.

Короб виготовлений зі Ст. 3. Припускається, що всі деформації в конструкції є пружними. Розрахунок проводиться для випадку статичного навантаження. Фланцеве з'єднання половин короба припускається жорстким.

На внутрішню поверхню короба діє надлишковий тиск величиною в 5 атм. Враховується вплив сили тяжіння і змінення тисків по стінці короба поблизу розташування компресора.

На рис. 4.15 показано отриманий розподіл тисків, що діють на внутрішній поверхні короба.

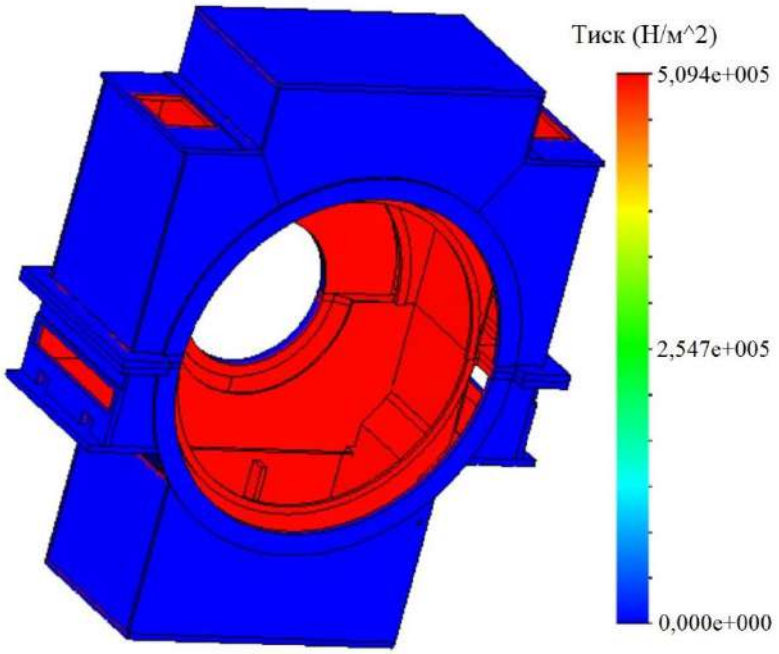


Рис. 4.15. Розподіл тисків на внутрішній поверхні короба

Припускається, що короб жорстко закріплений на фундаменті. При дослідженні короба спільно з підшипником задані граничні умови жорсткого кріплення підшипника до фундаменту. Зв'язок підшипника з коробом прийнятий абсолютно жорстким.

Розміри сітки вибиралися аналогічно способу, докладно викладеному для розглянутого раніше випадку. На рис. 4.16 подана використана сітка кінцевих елементів і умови закріплення для короба, що стоїть окремо, а в таблиці 4.5 наведені загальні характеристики цієї сітки.

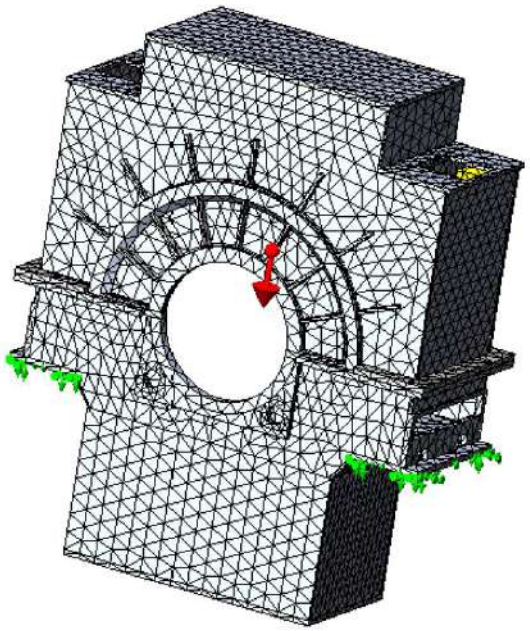


Рис. 4.16. Сітка кінцевих елементів і умови обпирання короба

Таблиця 4.5

Характеристики кінцево-елементної сітки для короба

Параметр	Значення
максимальний розмір елемента, мм	200
мінімальний розмір елемента, мм	40
кількість вузлів	58271
кількість елементів	25044

Аналогічні параметри сітки і умови закріплення для короба, що працює спільно з підшипником, показані на рис. 4.17 та в таблиці 4.6.

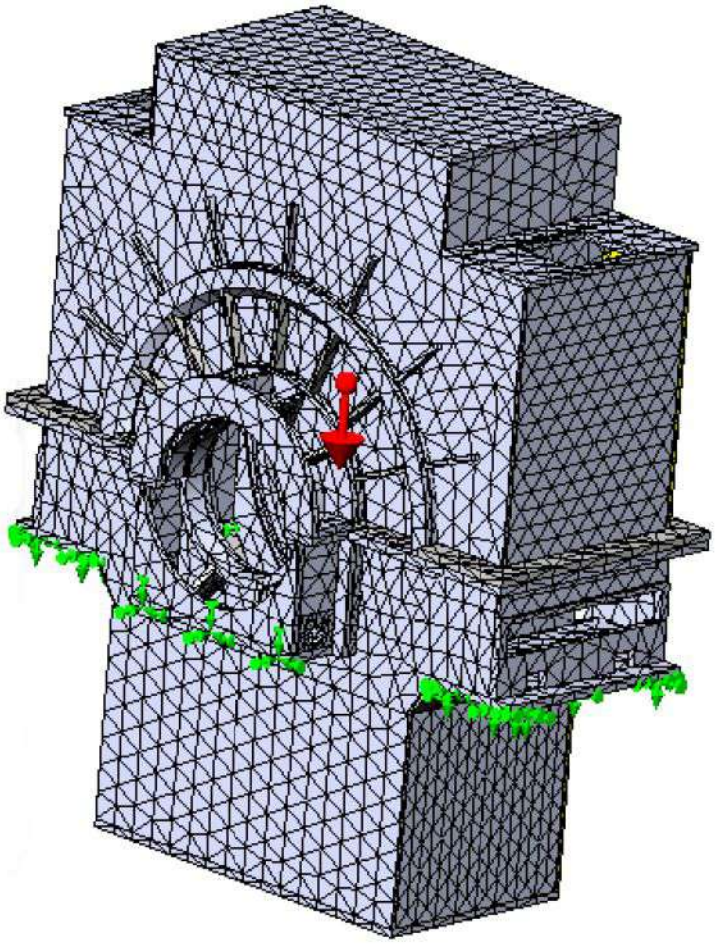


Рис. 4.17. Сітка кінцевих елементів і умови закріплення короба з підшипником

Таблиця 4.6

Характеристики кінцево-елементної сітки для короба, що працює спільно з підшипником

Параметр	Значення
максимальний розмір елемента, мм	200
мінімальний розмір елемента, мм	40
кількість вузлів	64942
кількість елементів	27727

На рис. 4.18-4.30 наведені результати всебічного дослідження НДС короба з підшипником при впливі внутрішнього тиску величиною 5 атм. На малюнках показані поля напружень (або переміщень) в коробі та графіки їх зміни уздовж характерних ліній, зазначених на коробі пунктиром. Значення напружень обчислюються по Мизесу.

На рис. 4.18 і 4.19 показано змінення напружень уздовж кромок зовнішньої неоребреної нижньої стінки короба. Максимальне значення напружень на нижній стінці становить 143 МПа. При цьому має місце значне змінення напружень уздовж кромок від 45 МПа до 143 МПа.

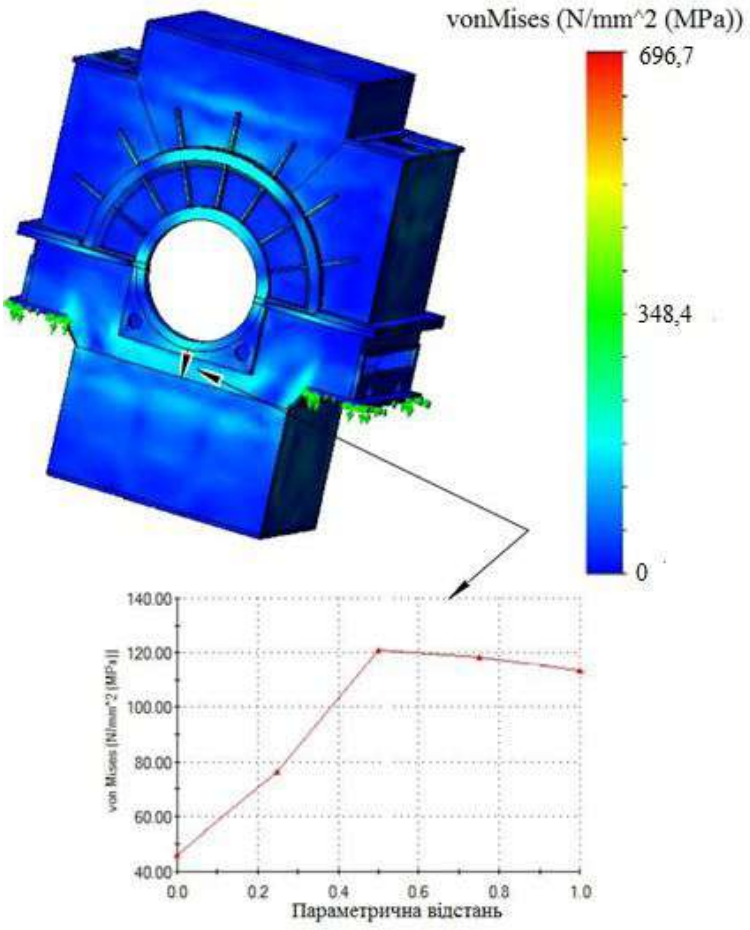


Рис. 4.18. Змінення напружень уздовж вертикальної кромки нижньої стінки короба

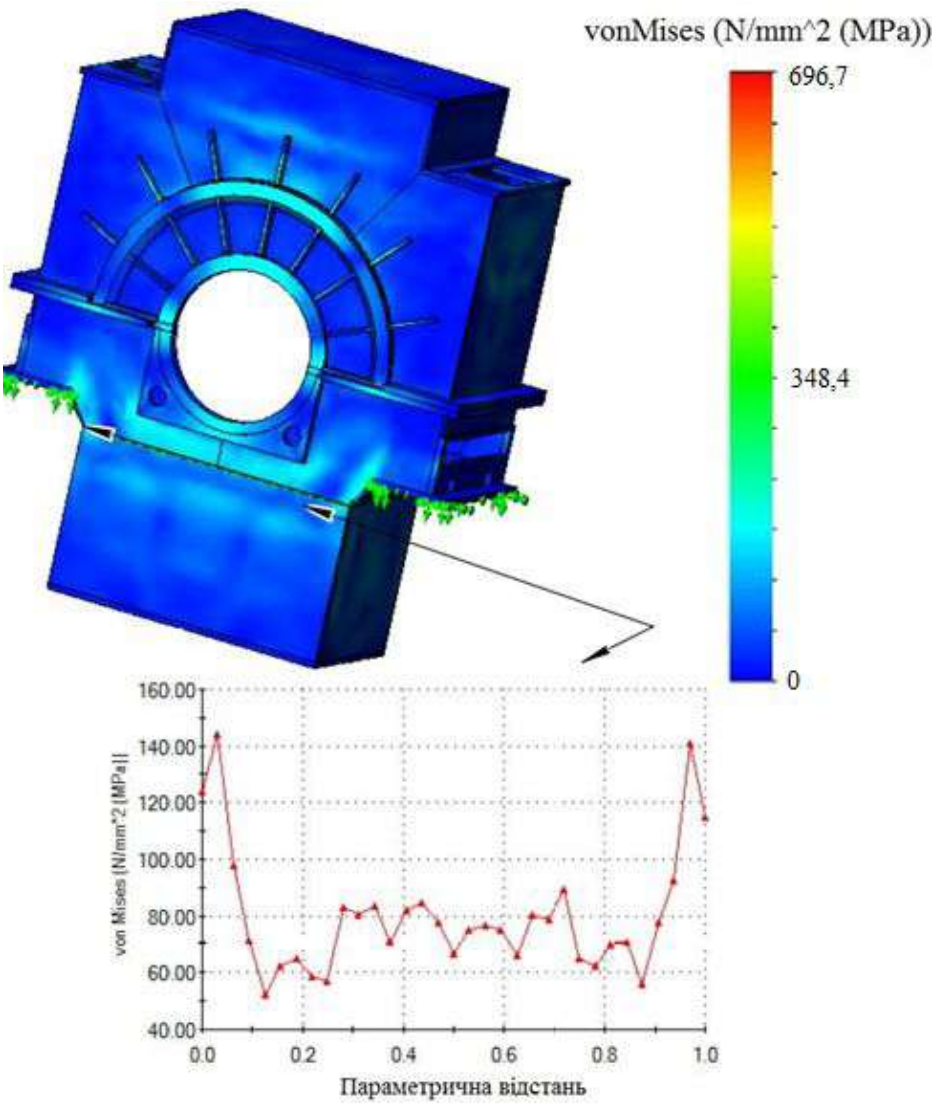


Рис. 4.19. Змінення напружень уздовж горизонтальної кромки нижньої стінки короба

Змінення напружень вздовж кромки півкільця верхньої оребреної стінки короба подано на рис. 4.20. Максимальне значення напруження тут трохи вище і становить вже близько 160 МПа.

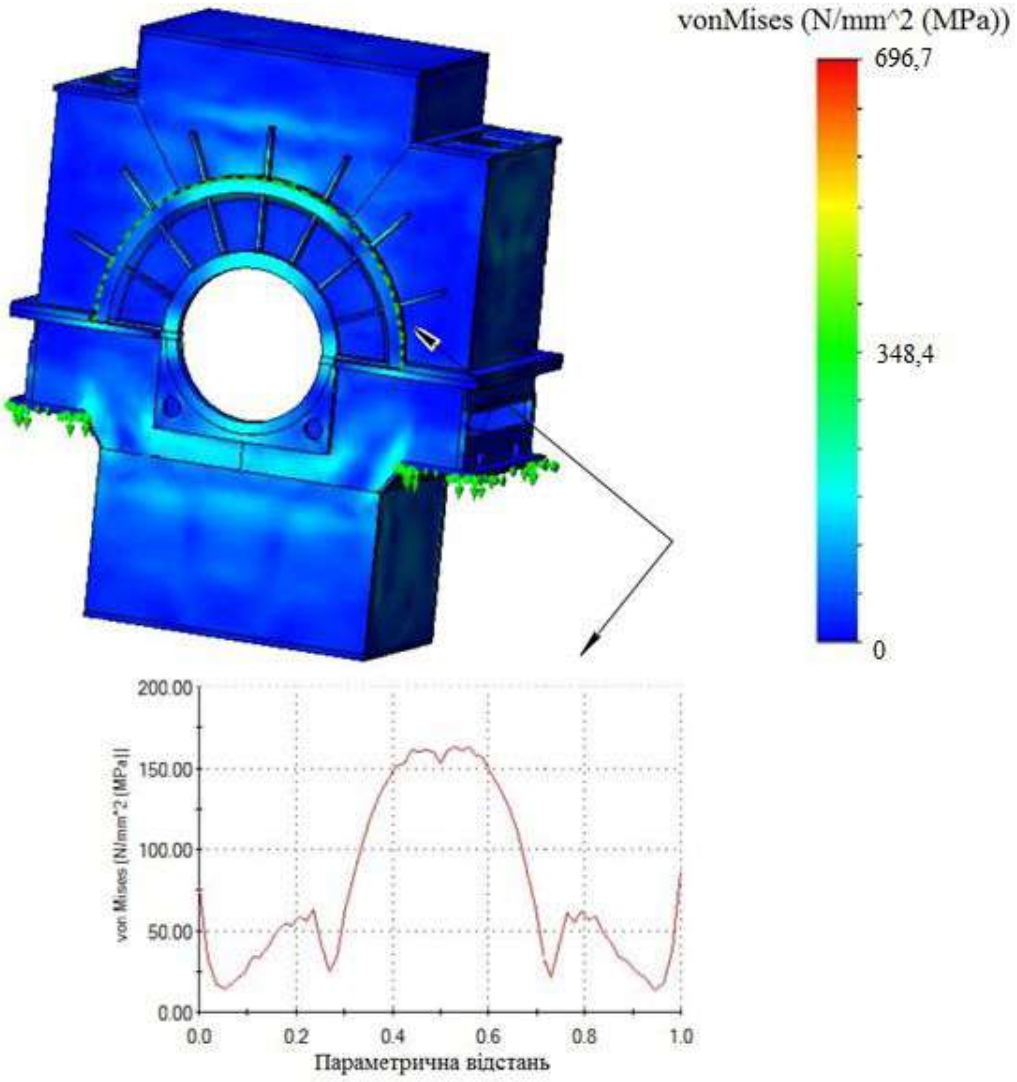


Рис. 4.20. Змінення напружень вздовж кромки півкільця

Змінення напружень вздовж кромки півкільця верхньої і нижньої половини короба з боку внутрішніх контактних кілець подано на рис. 4.21, 4.22. Тут рівень напружень трохи нижче розглянутих раніше, максимальне значення становить лише 100 МПа.

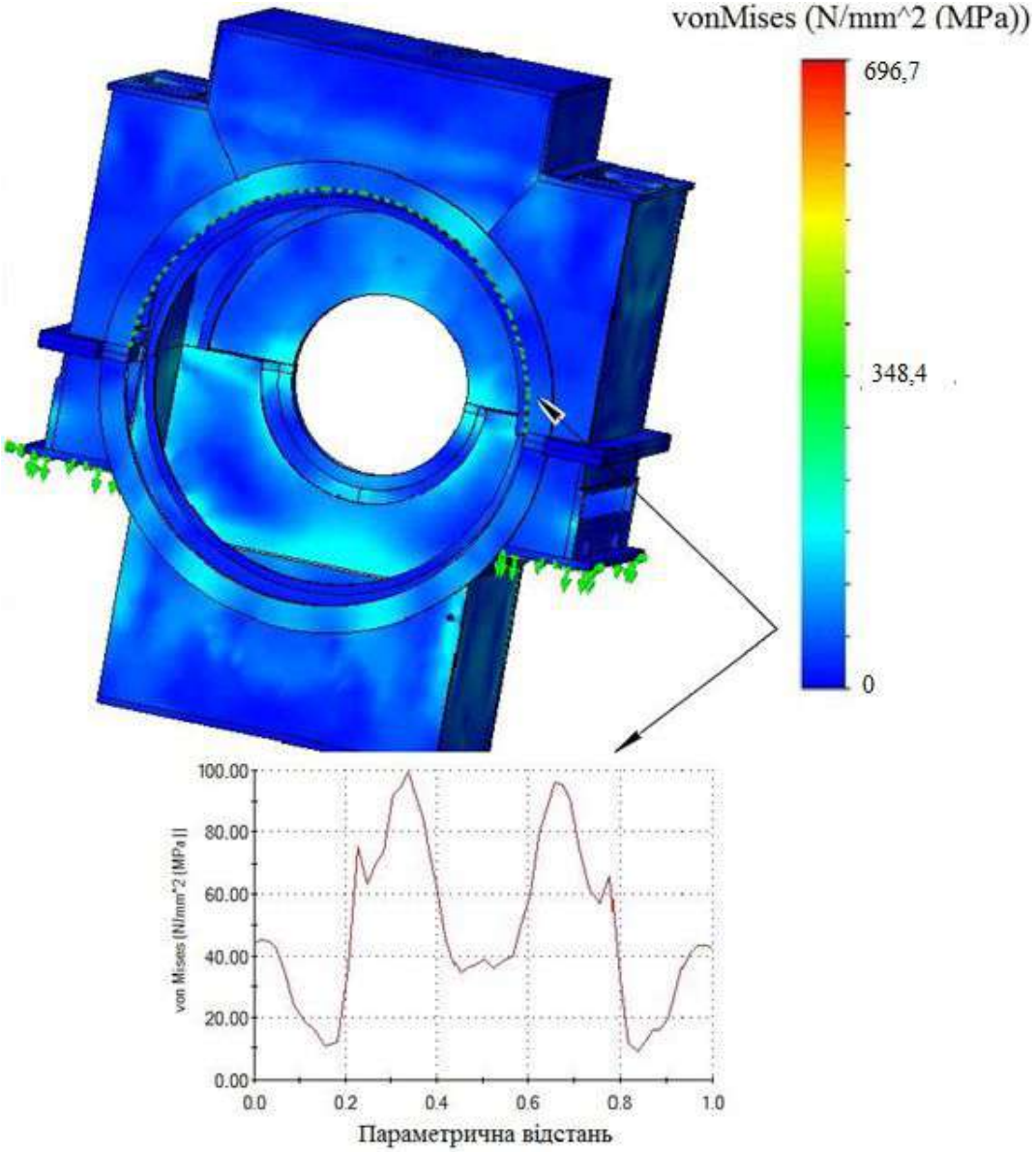


Рис. 4.21. Змінення напружень вздовж кромки півкільця верхньої половини короба з боку внутрішніх контактних кілець

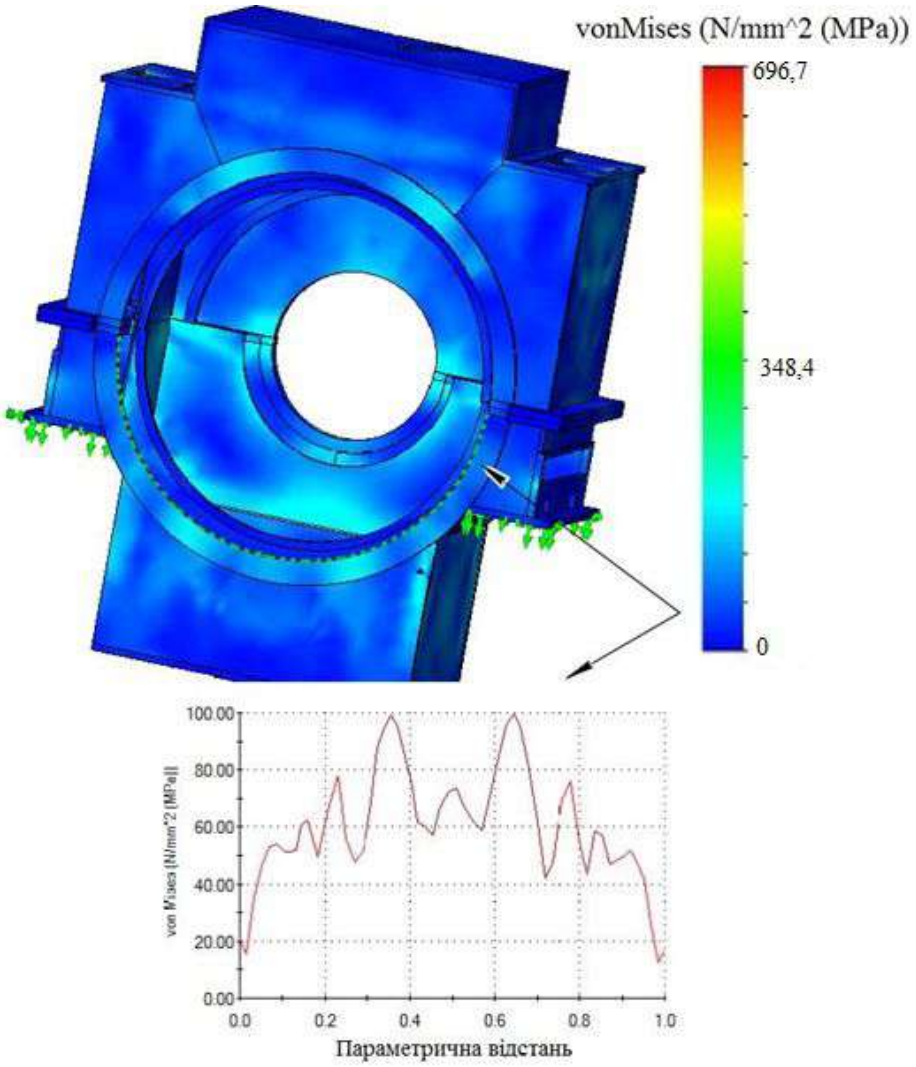


Рис. 4.22. Змінення напружень вздовж кромки півкільця нижньої половини короба з боку внутрішніх контактних кілець

На рис. 4.23-4.30 показано змінення переміщень уздовж різних кромок на різних стінках короба. На рис. 4.23, 4.24 URES позначені сумарні переміщення, UX, UY – переміщення стінок в напрямку осей О*x*, О*y* відповідно.

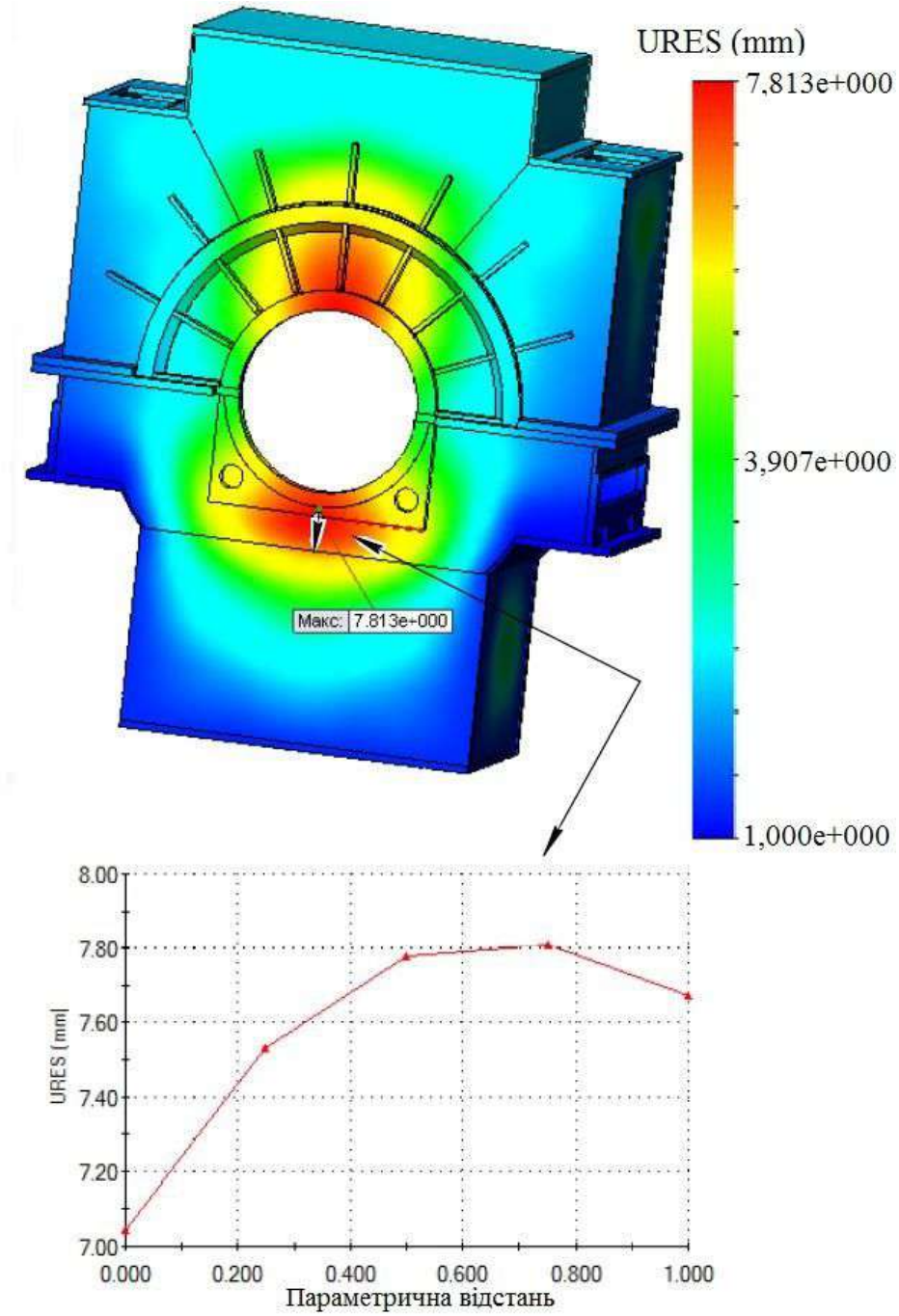


Рис. 4.23. Змінення переміщень вздовж кромки стінки короба

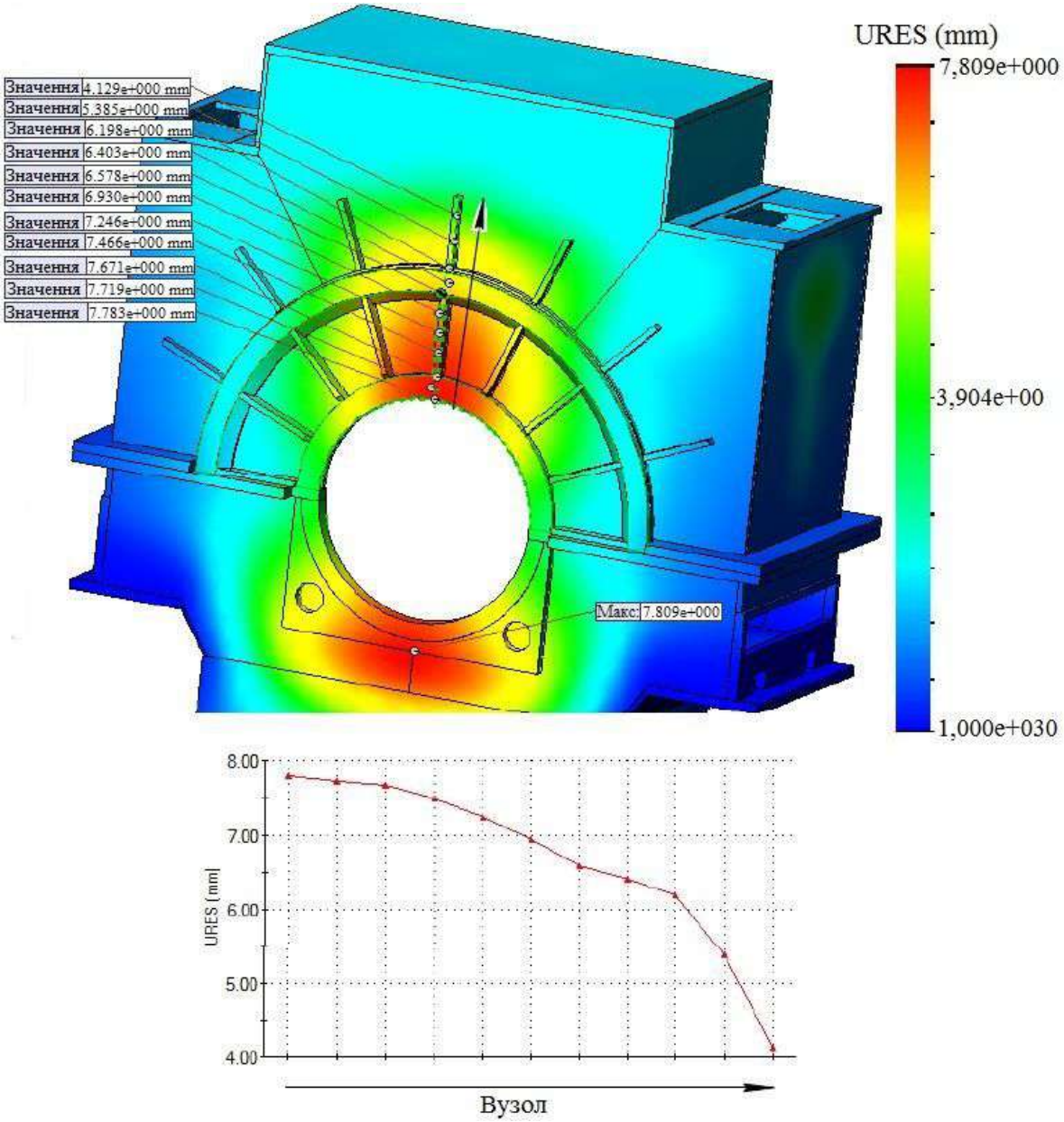
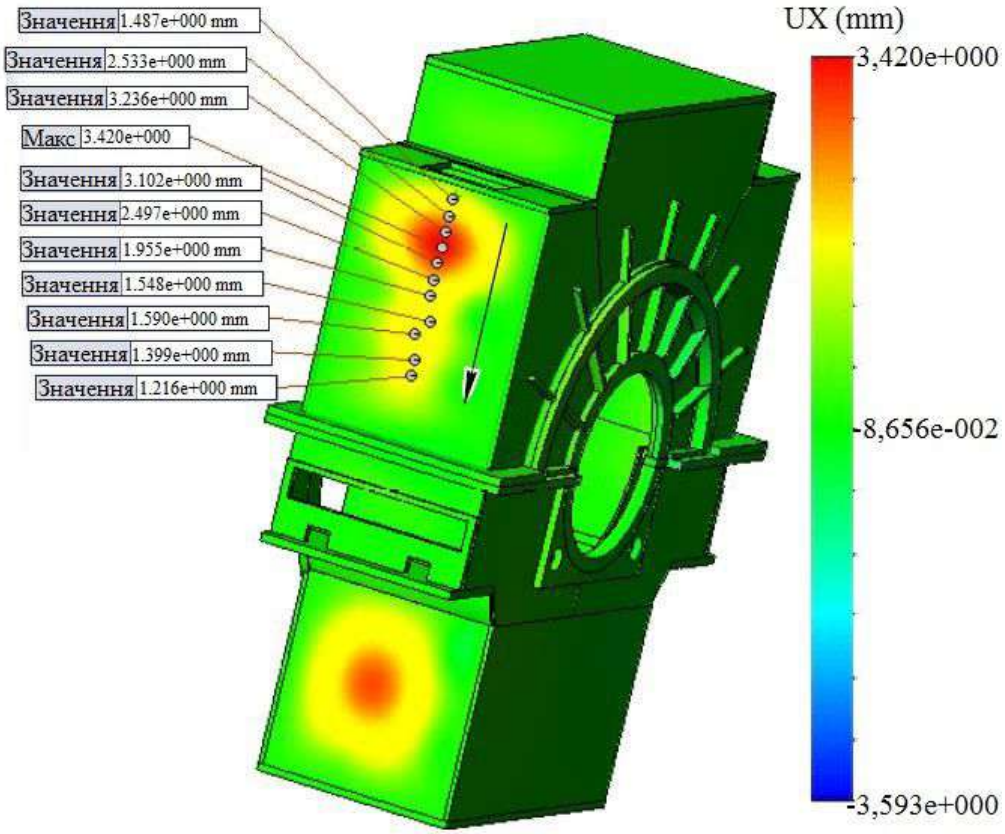


Рис. 4.24. Змінення переміщень уздовж ребер зовнішнього щита



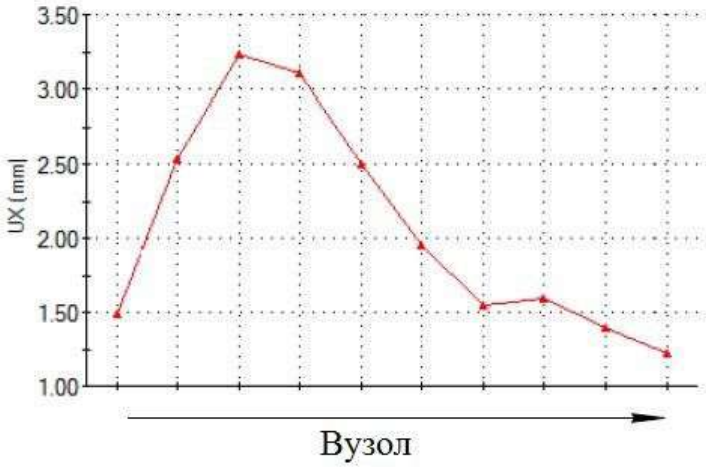


Рис. 4.25. Змінення переміщень посередині бічної стінки верхньої частини короба

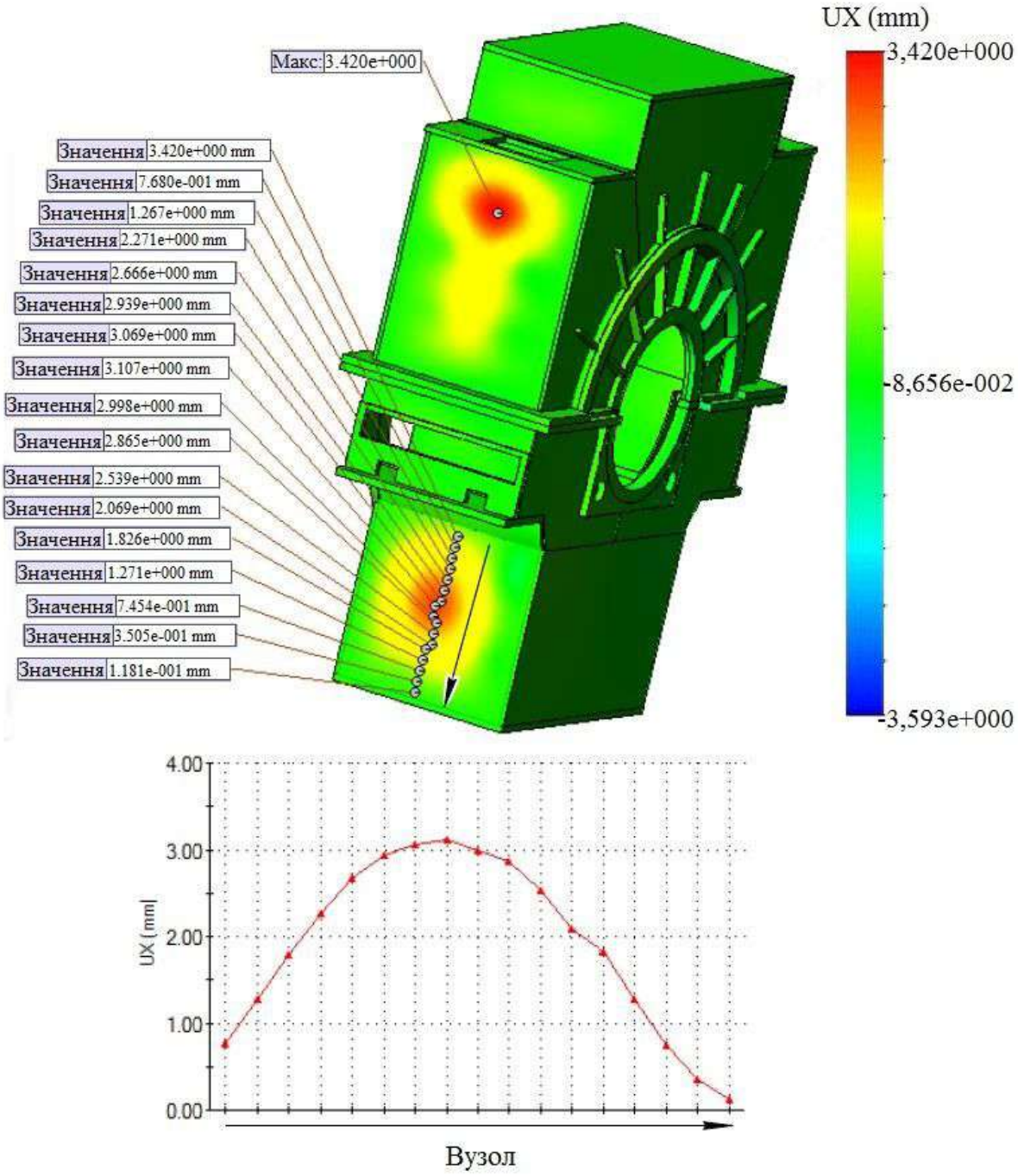


Рис. 4.26. Змінення переміщень посередині бічної стінки нижньої частини короба

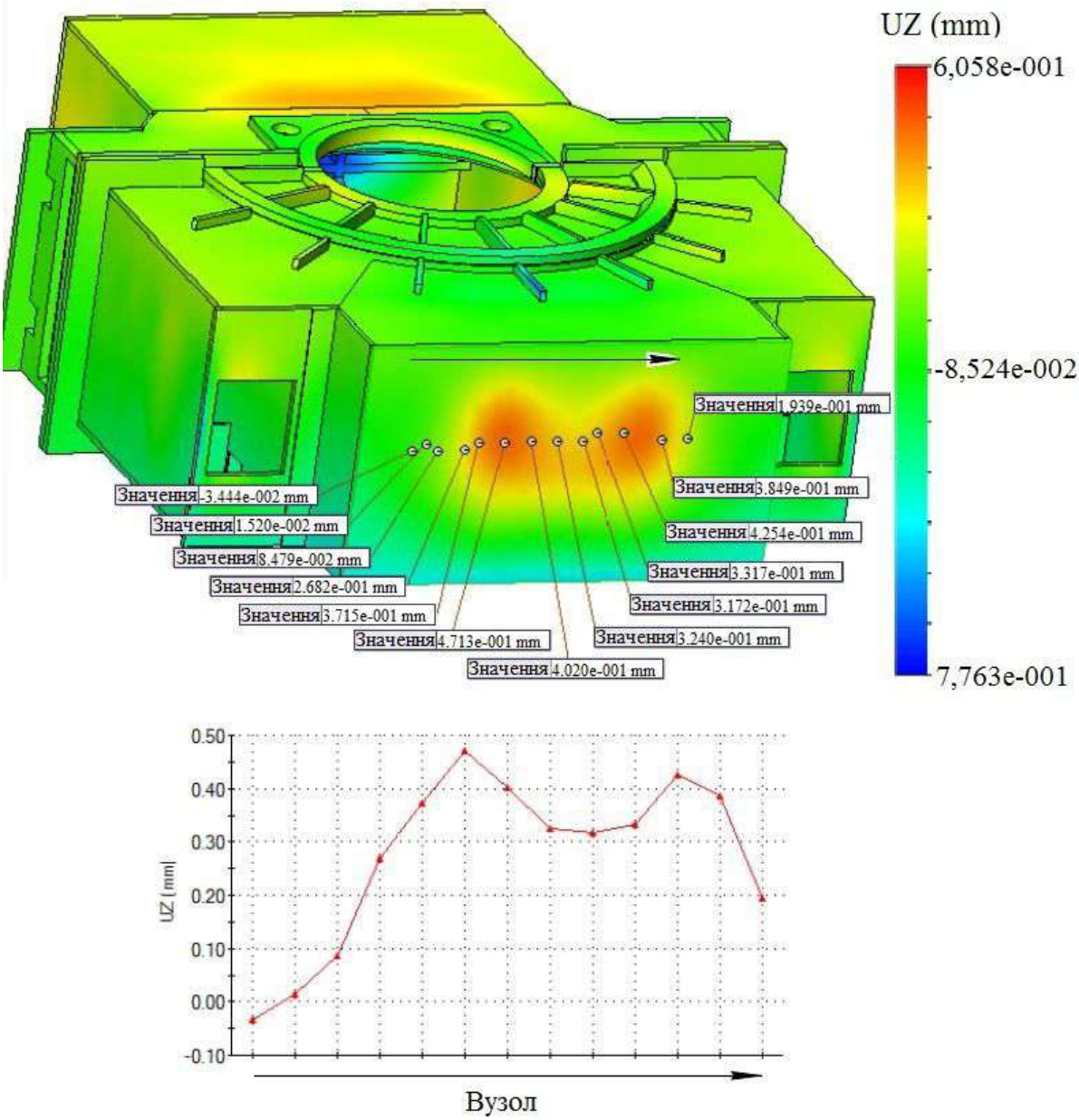


Рис. 4.27. Змінення переміщень посередині верхньої зовнішньої стінки короба

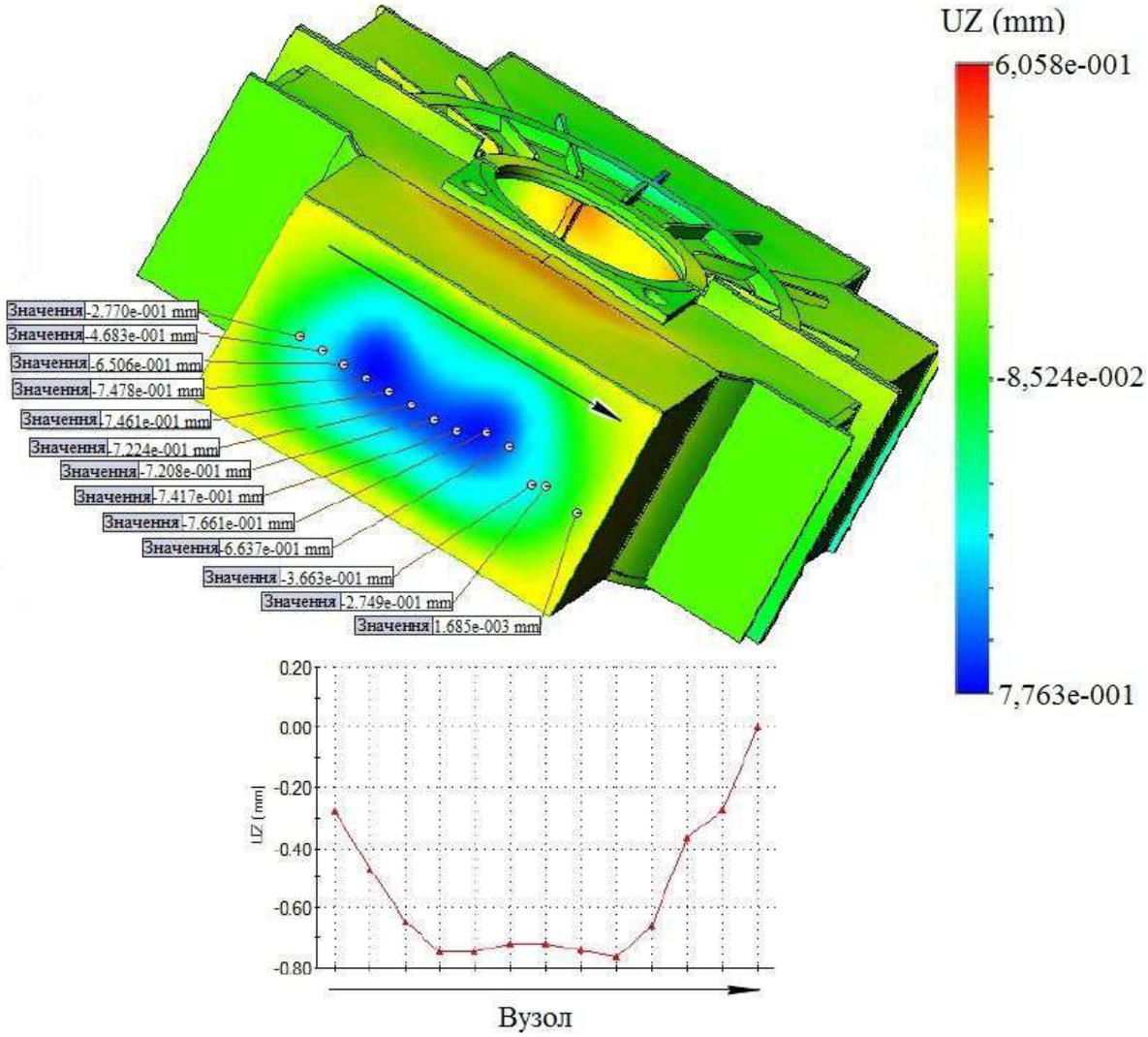


Рис. 4.28. Змінення переміщень посередині нижньої зовнішньої стінки короба

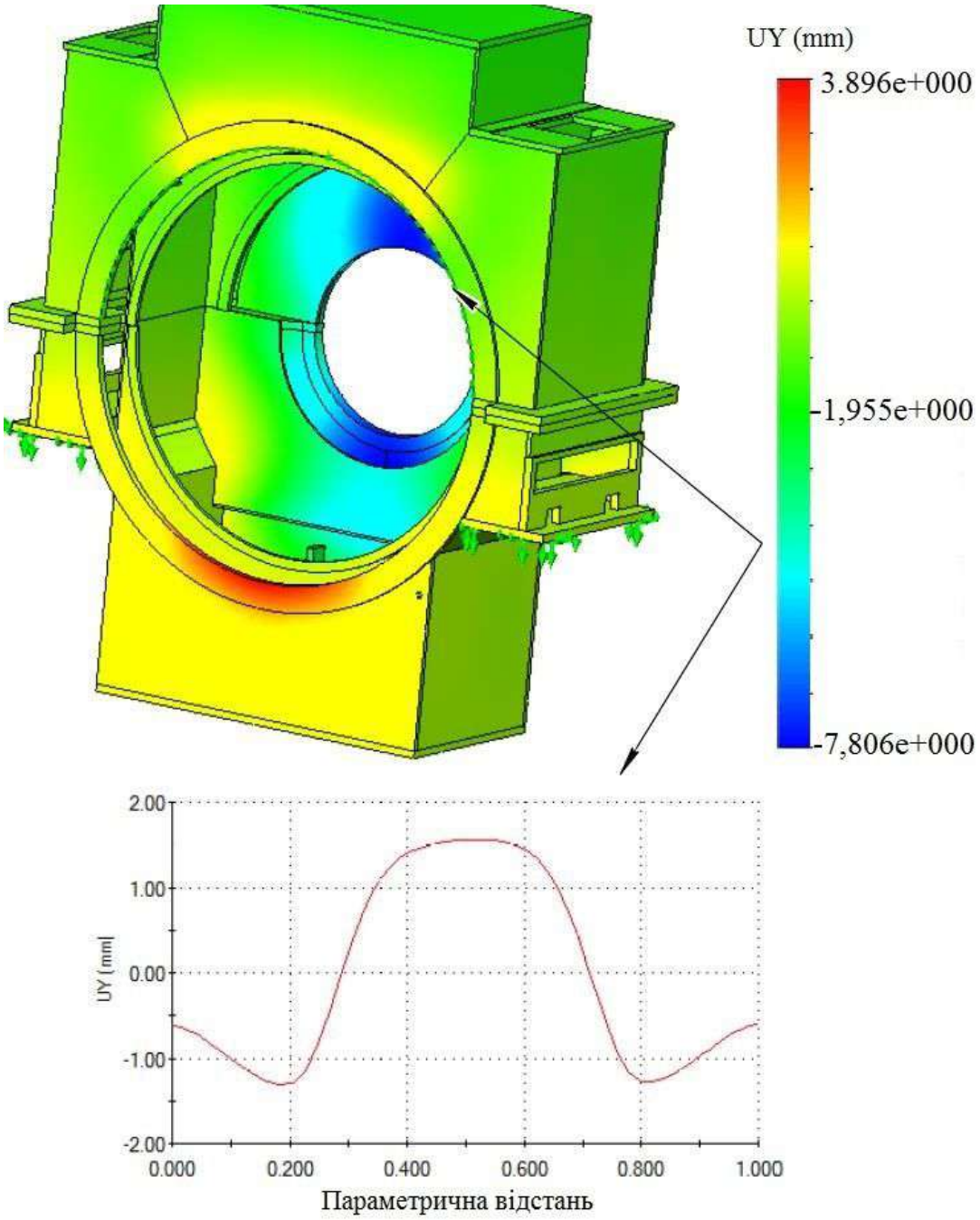


Рис. 4.29. Змінення переміщень вздовж кромки півкільця верхньої стінки короба з боку контактних кілець

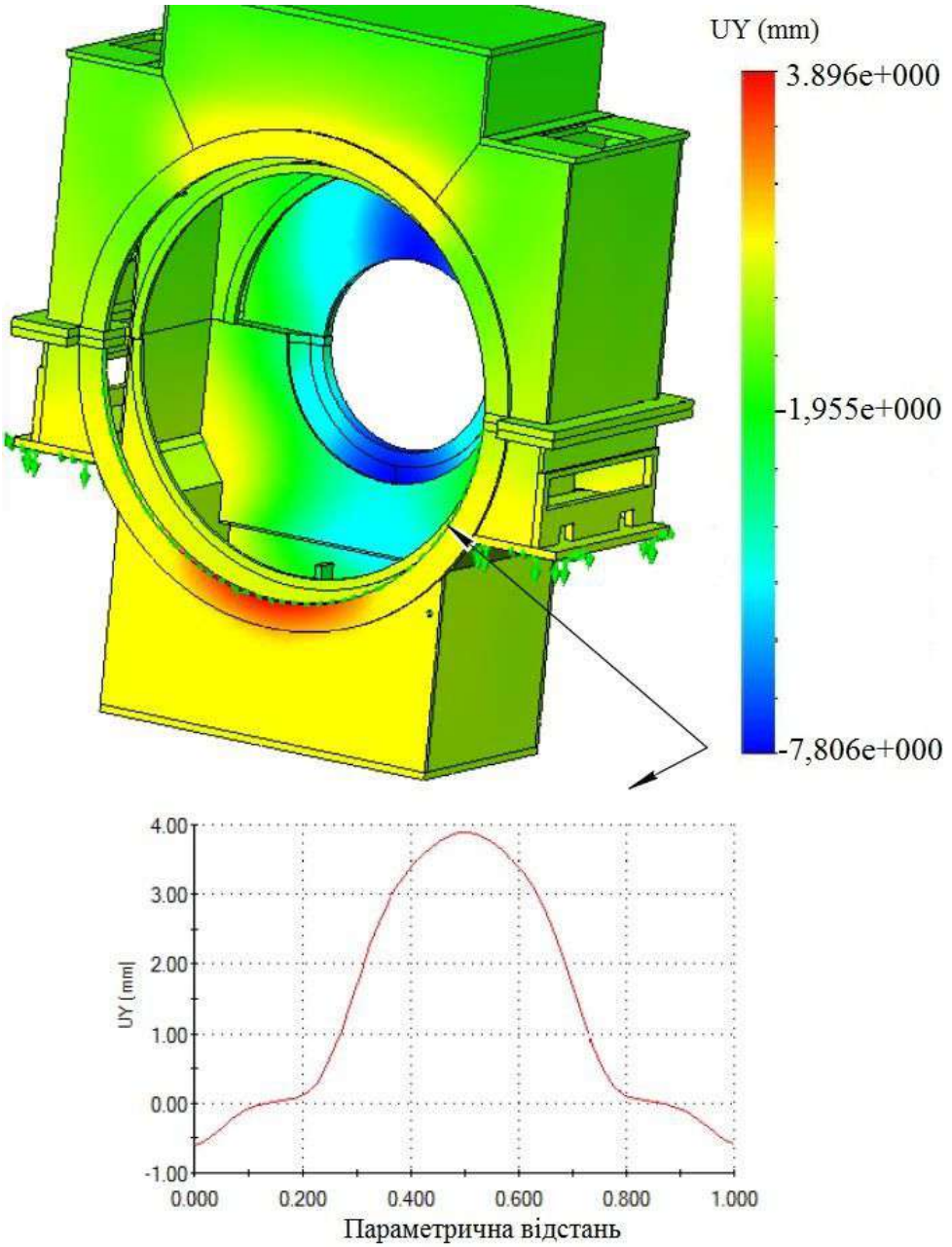


Рис. 4.30. Змінення переміщень вздовж кромки півкільця нижньої стінки короба з боку контактних кілець

На рис. 4.31 подано змінення переміщень для короба, жорстко з'єднаного з підшипником вздовж кромки півкільця підшипника.

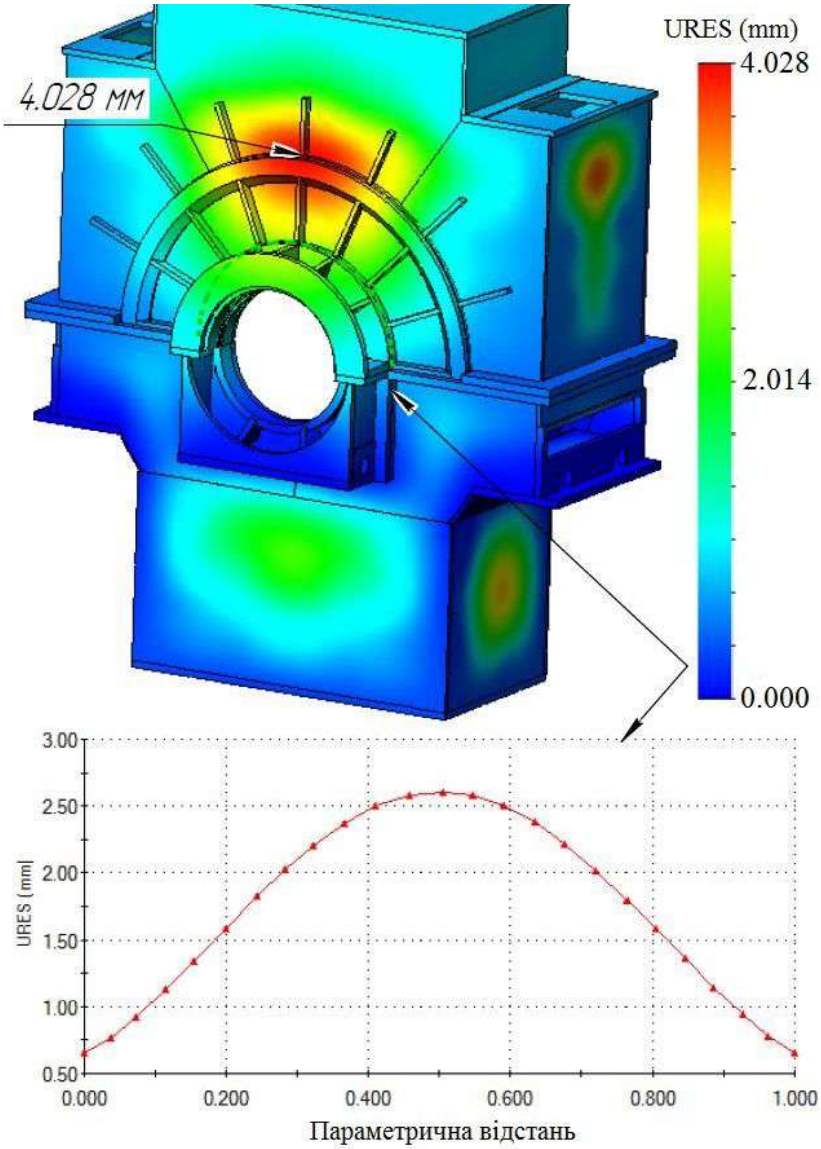


Рис. 4.31. Змінення переміщень вздовж кромки півкільця підшипника

Проведений розрахунок короба на вплив надлишкового тиску в 5 атм показав, що максимальні переміщення короба, що стоїть окремо, дорівнюють 7,8 мм (рис. 4.24). Вони спостерігаються в місці фланцевого з'єднання (місце кріплення підшипника). Для короба, жорстко з'єднаного з підшипником, в цьому місці максимальні переміщення складають 2,52 мм, а на зовнішній стінці в цьому випадку вони дорівнюють 4,028 мм (рис. 4.31). Необхідно відзначити, що максимальні напруження в обох випадках не перевищили межі текучості.

Також було проведено дослідження НДС короба при впливі аварійного надлишкового тиску величиною в 7 атм і 10 атм. На рис. 4.32, 4.33 показані переміщення стінок короба при впливі даного надлишкового тиску. Встановлено, що при впливі надлишкового тиску в 7 атм напруження в конструкції не перевищують межі міцності, а для забезпечення необхідної міцності конструкції при впливі надлишкового тиску величиною в 10 атм стінки короба повинні бути додатково скріплені стяжними шпильками.

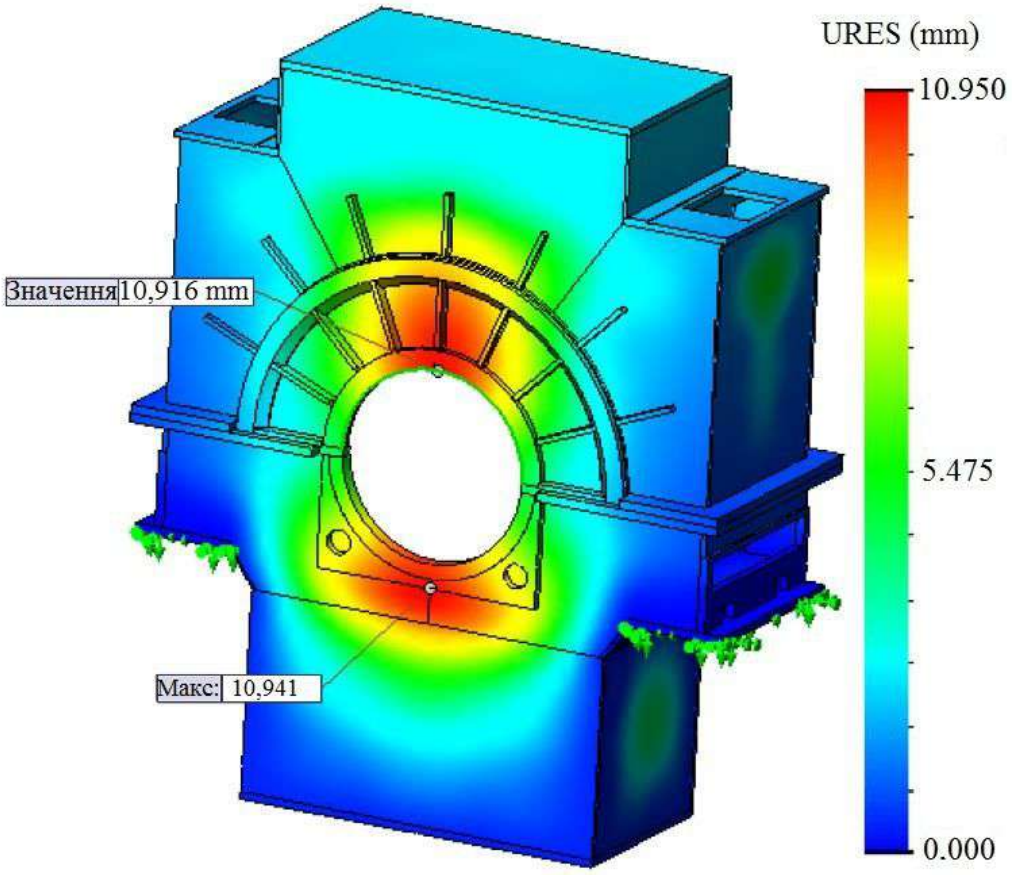


Рис. 4.32. Переміщення короба при тиску 7 атм

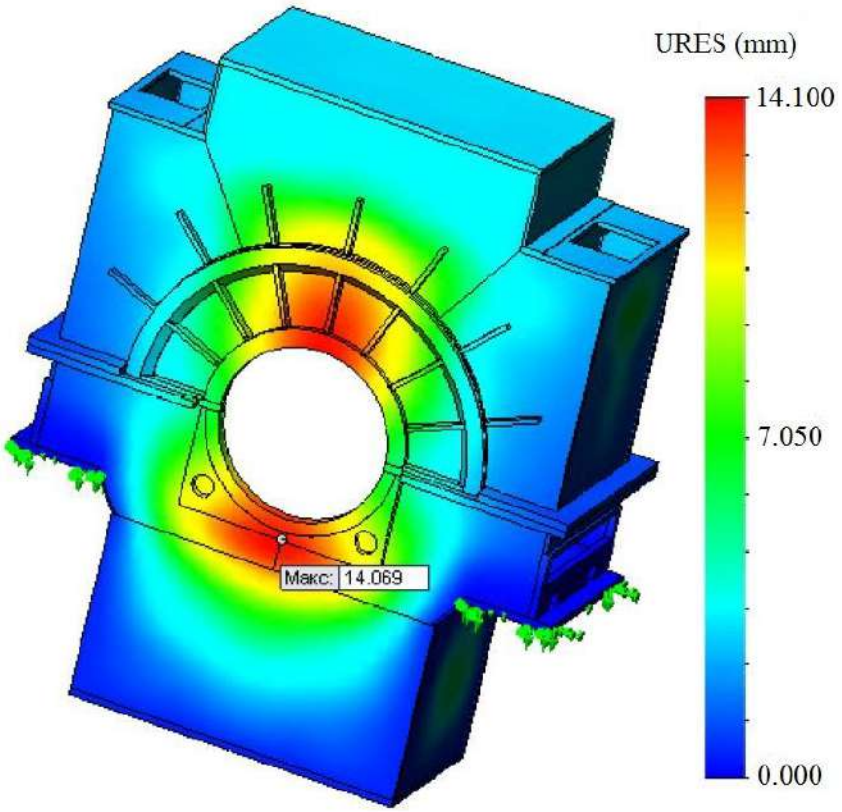


Рис. 4.33. Переміщення короба при тиску 10 атм

Таким чином, в рамках тривимірної моделі проведено дослідження міцності короба генератора вискокої потужності при впливі експлуатаційних та аварійних навантажень, яке дозволило встановити надзвичайно складний характер розподілу напружень у просторі, особливо у місці встановлення ребер, який не можливо отримати, використовуючи стандартні двовимірні методики.

4.3 Дослідження НДС хрестовини

4.3.1 Постановка задачі

Хрестовини вертикальних гідрогенераторів сприймають навантаження від обертових і нерухомих деталей та вузлів генератора й турбіни і передають їх на фундамент безпосередньо або через інші деталі. Такими навантаженнями є осьові навантаження на підп'ятник від ваги ротора агрегату і осьового тиску води; радіальні навантаження на направляючі підшипники, що виникають

внаслідок динамічної неврівноваженості ротора, можливого перекосу у фланцевому з'єднанні валів і нерівномірного магнітного тяжіння ротора до статора; осьові навантаження від ваги встановлених на хрестовинах деталей і вузлів генератора й турбіни – підп'ятника, підшипників, статорів збудника, підзбудника, допоміжного та регуляторного генераторів, маслоприймача, поворотнолопатевих турбін і ін.

Основними з цих навантажень є осьове навантаження на підп'ятник і радіальне навантаження на направляючі підшипники. Залежно від виду основного навантаження хрестовини поділяються на опорні, направляючі і опорно-направляючі. Конструкції хрестовин і їх кількість визначаються компонувальною схемою гідроагрегату.

Хрестовини відносяться до нересурсних великих вузлів гідрогенератора і проектуються вони виходячи з усього терміну експлуатації гідрогенератора, який становить 40 років. Виготовляють їх із товстолистової Ст.3.

Далі розглядається хрестовина гідрогенератора-двигуна Дніпровської ГАЕС потужністю 325 МВт. Гідрогенератор відноситься до зонтичного типу з двоопорною компонувальною схемою. Такий генератор має тільки верхню хрестовину з напрямним підшипником, а підп'ятник спирається на кришку турбіни. Функції опорної хрестовини в такій схемі повністю несе кришка турбіни. На хрестовині встановлюється тільки направляючий підшипник, через який радіальні навантаження від ротора передаються на хрестовину, а потім через розпірні домкрати – на фундамент.

Хрестовина встановлюється на статор і складається з суцільнозварної центральної частини, в якій розташована масляна ванна направляючого підшипника, і дванадцяти відокремлених лап. Хрестовина є опорою для підставки (ковпака) гідрогенератора-двигуна і перекриття генераторної шахти. Направляючий підшипник складається з дванадцяти сегментів, що самовстановлюються з нульовим ексцентриситетом, розташованих навколо втулки на валу-надставці. Поверхня тертя сегментів облицьована бабітом. Сегменти мають ізоляцію від підшипникових струмів. Радіальні зусилля, які

сприймаються підшипником, передаються на фундамент через лапи хрестовин і розпірні домкрати. Для охолодження масла в масляній ванні підшипника встановлено шість маслоохолоджувачів. Об'єм масла в масляній ванні підшипника – 4,5 м^3. Марка масла – Тп-30 ГОСТ 9972-74 [302].

Від обертового вала на хрестовину через масляний підшипник передаються радіальні зусилля. При цьому товщина масляного шару в підшипнику співвідноситься з допустимими радіальними переміщеннями валу при експлуатаційних навантаженнях. Найбільші силові навантаження на хрестовину діють при подвійному короткому замиканні обмотки полюсів. Класичний розрахунок міцності хрестовини проводиться згідно РТМ 16.682.046-74 «Гідрогенератори. Розрахунки механічні»[303]. Цей розрахунок базується на використанні методів опору матеріалів і не враховує цілий ряд факторів. На практиці це компенсується вибором підвищеного коефіцієнта запасу міцності для конструкції. У зв'язку з цим виникла необхідність в розробці методу визначення тривимірного напруженого стану хрестовини гідроагрегату, який найбільш точно враховує заявлену геометрію конструкції, вплив теплових і силових просторових навантажень, а також реальної структури металу, використовуваного при виробництві.

Досліджується НДС хрестовини, що знаходиться під дією сили тяжіння, температурного нагріву і радіальних навантажень від вала, які виникають в момент короткого замикання. Для аналізу використовуються методи розрахунку, викладені в розділі 2, з деякими доповненнями, зумовленими специфікою задач, що розв’язуються.

При цьому вперше при розрахунку хрестовин враховується вплив нагріву хрестовини на її НДС та досліджується величина додаткових навантажень на розпірні домкрати, яка пов'язана з температурним розширенням матеріалу. Нагрівання хрестовини виникає, перш за все, внаслідок виникнення в металі вихрових струмів, що наводяться електромагнітним полем вивідних шин обмоток статора. При стандартному розрахунку хрестовини ці температурні впливи не враховувалися через

складність їхнього аналізу. При цьому вважалося, що хрестовина генератора відчуває незначний нагрів, і температурні напруження від нього малі. Однак розміри хрестовини такі, що в результаті навіть невеликих температурних впливів виникають суттєві додаткові навантаження на домкрати, викликані температурним розширенням матеріалу хрестовини, які повинні бути враховані при розрахунку.

На рис. 4.34 приведено вид профілю хрестовини із зазначенням основних геометричних параметрів, що використовувались в розрахунку. Лапи хрестовини виготовляються із товстолистової Ст3, яка відповідає ГОСТ 380-2005 [297]. Модуль Юнга стали дорівнює $2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3, границя плинності δт = 220 МПа, допустиме напруження [δ] = 160 МПа.

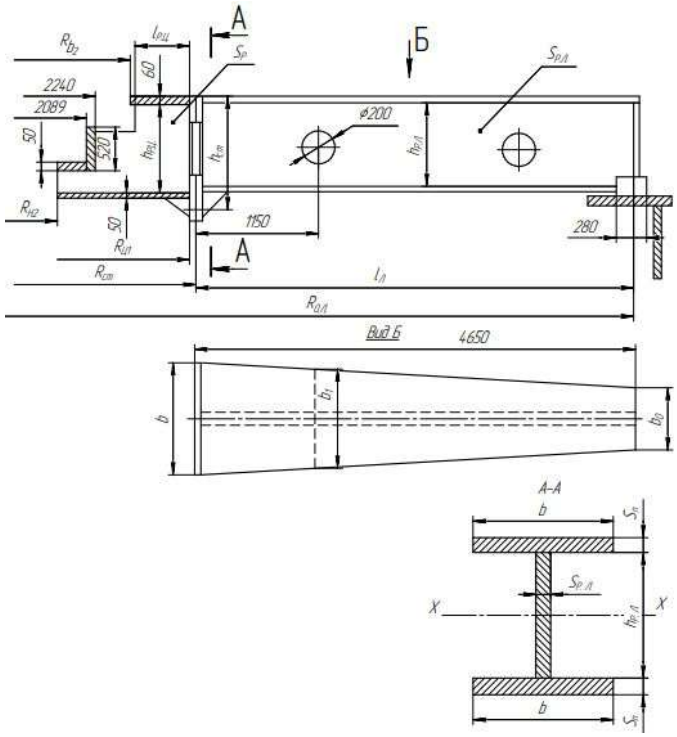


Рис 4.34. Хрестовина верхня

Більш детально основні геометричні та фізичні параметри хрестовини наведені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7

Геометричні та фізичні параметри хрестовини

Параметри хрестовини	Значення
Маса хрестовини з урахуванням маслоохолоджувача підшипникового вузла, кг	$G_{кр}=70,4\cdot10^3$
Маса центральної частини хрестовини, кг	$G_{ц.ч.}=32\cdot10^3$
Маса лапи хрестовини, з урахуванням перекриття і подушки, кг	$G_л=3,2\cdot10^3$
Кількість лап, шт.	$N_л=12$
Радіус по опорі лап, м	$R_{о.л.}=6,85$
Зовнішній радіус диска центральної частини, м	$R_{w/1}=2,2$
Висота ребра центральної частини, м	$h_{р.ц.}=0,855$
Висота ребра лапи хрестовини, м	$h_{р.л.}=0,85$
Радіус по центру мас лапи, м	$R_{с.л.}=4,52$
Внутрішній радіус верхнього диска, м	$R_{B2}=1,55$
Внутрішній радіус нижнього диска, м	$R_{H2}=0,84$
Висота центральної частини хрестовини, м	$h_ц=0,965$
Радіальна довжина ребра центральної частини, м	$l_{р.ц.}=1,0$
Товщина ребра центральної частини, м	$S_р=0,03$
Товщина стінки лапи, м	$S_{р.л.}=0,016$
Катет швів приварки полки до стінки, м	$K=0,01$
Товщина полки лапи, м	$S_п=0,02$
Довжина лапи, м	$l_л=4,6$
Ширина полки лапи, м	$b=0,7$
Ширина полки лапи на кінці, м	$b_0=0,35$
Кількість шпильок, що кріплять нижню стикового плиту, шт	$N_{шп.}=8$
Площа мінімального перетину шпильки, м^2	$F_{шп.}=13,76\cdot10^{-4}$
Відстань від верху хрестовини до середини нижньої стикової плити, м	$h_{ст}=0,925$

На рис. 4.35 подана схема передачі зусиль від елементів гідроагрегату через хрестовину до фундаментних плит, яка застосовується в розрахунку. Тут P_p позначені радіальні зусилля від валу, $P_{опру}$ – навантаження на опору (статор), $P_ф$ – навантаження на фундамент, Q – теплове навантаження. Таким чином, на хрестовину діють силові і температурні навантаження, які призводять до складного напруженого стану.

Величина навантаження P_p визначається згідно РТМ 16.682.046-74 «Гідрогенератори. Розрахунки механічні» [303] для випадку подвійного короткого замикання полюсів. В цьому випадку радіальне навантаження на лапу дорівнює $P_p = 1{,}042 \cdot 10^6$ Н. З метою уникнення обвалення домкратів при короткому замиканні, початкове розпірне зусилля в ньому має бути трохи більше радіального зусилля.

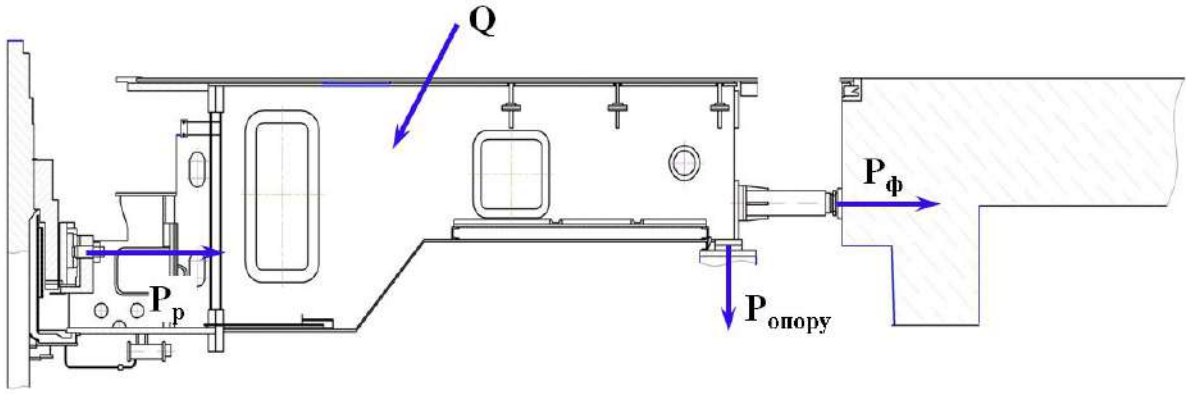


Рис. 4.35. Розрахункова схема хрестовини

Нагрівання хрестовини виникає в результаті появи вихрових струмів і моделюється точковими джерелами тепла інтенсивністю q, розподіленими по всьому об'єму хрестовини. Їх інтенсивність змінюється за об’ємом і є невідомою величиною, яка може бути наближено визначена на підставі експериментальних даних про температуру нагрівання хрестовини в процесі експлуатації.

4.3.2 Дослідження впливу нагріву хрестовини на НДС конструкції

Для дослідження впливу нагріву хрестовини на НДС конструкції використовується теоретично-експериментальний метод. В основі методу лежить моделювання нагріву хрестовини від вихрових струмів за допомогою впливу точкових джерел тепла, розподілених по її об’єму. Потужність цих джерел визначається на основі експериментальних даних про температуру нагрівання хрестовини, отриманих за допомогою тепловізора ГОСТ 8.619-2006 [276].

Для знаходження потужності джерел тепла застосовуються два підходи. В обох випадках припускається, що початкова і кінцева температура хрестовини відомі. Початкова температура приймається рівною температурі навколишнього середовища. Кінцева температура визначається на працюючому генераторі після виходу на стаціонарний режим.

Перший підхід заснований на припущенні про те, що температура уздовж лапи хрестовини є постійною величиною. Це припущення підтверджується експериментальними даними, які свідчать про слабкі зміни температур уздовж лапи (змінення не перевищує 10%). Тоді загальна кількість теплоти, що отримується (віддається) тілом в процесі охолодження (нагрівання), може бути визначено за формулою

$$Q = c_p \rho V (t_0 - t), \qquad (4.1)$$

де c_p – питома теплоємність металу;

ρ – густина сталі;

V – робочий об'єм конструкції, який визначається методами тривимірного моделювання;

t_0 – початкова температура;

t – поточне значення температури.

Відома кількість теплоти, яка необхідна для нагрівання хрестовини, дозволяє при введенні припущення про рівномірний розподіл джерел тепла визначити їх потужність.

Другий підхід дозволяє врахувати зміну температури уздовж довжини хрестовини, що спостерігається в експерименті. Для цього хрестовина розбивається на *n* ділянок, що мають однакову ширину (рис. 4.36). На рис. 4.37 показана загальна схема розбивки хрестовини на ділянки (4.37, а) і дані тепловізора (4.37, б), за допомогою яких встановлюється величина нагріву на ділянці.

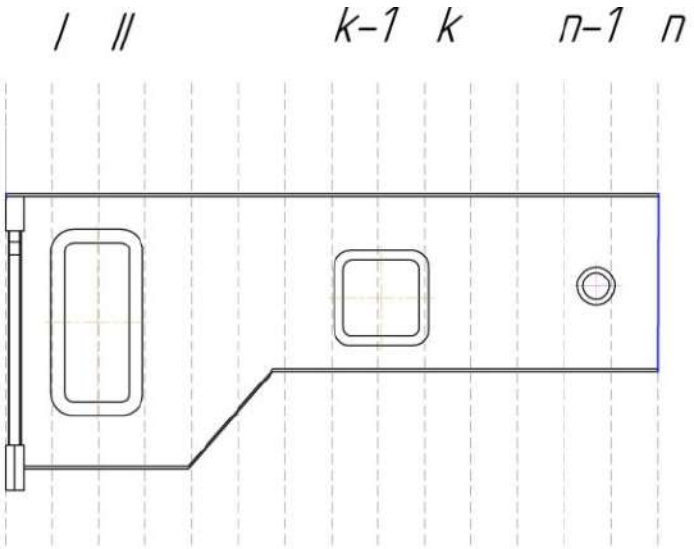
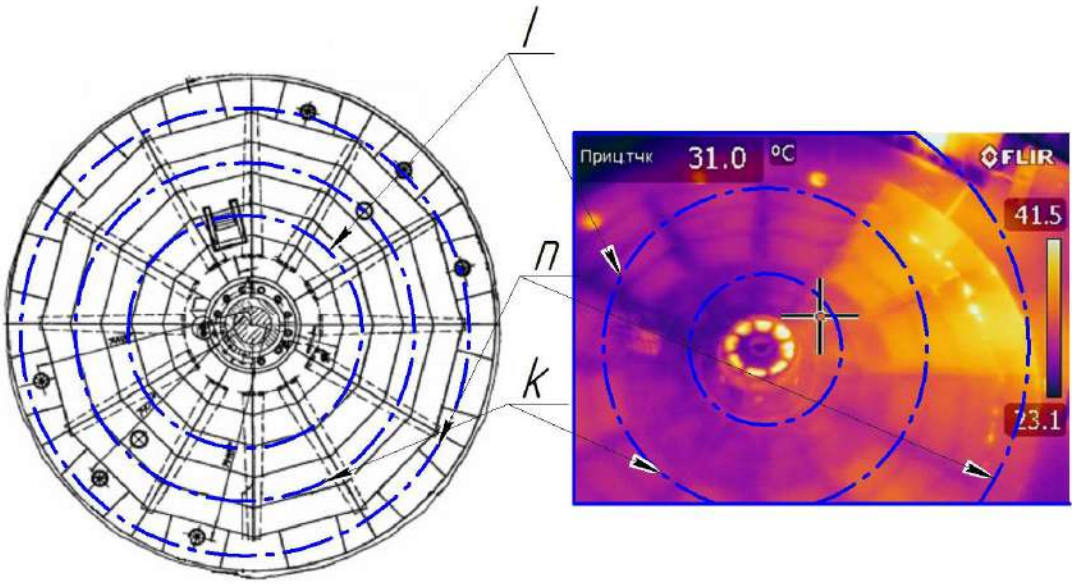


Рис. 4.36. Розбивка хрестовини на ділянки

Припускається, що температура тіла в межах кожної ділянки постійна. Це дозволяє за формулою (4.1) визначити кількість тепла виділеного в тілі, а значить встановити потужність джерел тепла на ділянці. Потім проводиться розрахунок температурної задачі для всієї хрестовини з урахуванням знайдених інтенсивностей джерел тепла на різних ділянках.



а б

Рис. 4.37. Визначення температур на ділянках:

а – розрахункова схема; б – виміряне поле температур (тепловізор)

Результати отриманих температур зіставляються з експериментальними даними. Якщо їх відміна перевищує прийняту похибку, кількість ділянок збільшується, і проводиться перерахунок інтенсивностей джерел тепла, а потім і температур. Умова збіжності задачі має наступний вигляд: для будь-якої k ділянки області ($k \in [1, n]$) повинна бути виконана умова

$$\left| T_k^{\text{розр}} - T_k^{\text{експ}} \right| \leq \varepsilon_{\text{вим}},$$

де $T_k^{\text{розр}}$ – температура посередині k ділянки, яка отримана розрахунковим методом;

$T_k^{\text{експ}}$ – середня температура на k ділянці, яка отримана в експерименті;

$\varepsilon_{вим}$ – похибка вимірювання приладів.

В результаті можуть бути визначені потужності джерел тепла, що розподілені по хрестовині. Використовуючи знайдені значення потужності можна визначити вплив цього нагріву на НДС хрестовини.

На рис. 4.38 подана тривимірна модель лапи хрестовини і початковий розподіл температур. Розглядається найбільш «жорсткі» початкові умови, коли температура хрестовини дорівнює 40 ° С.

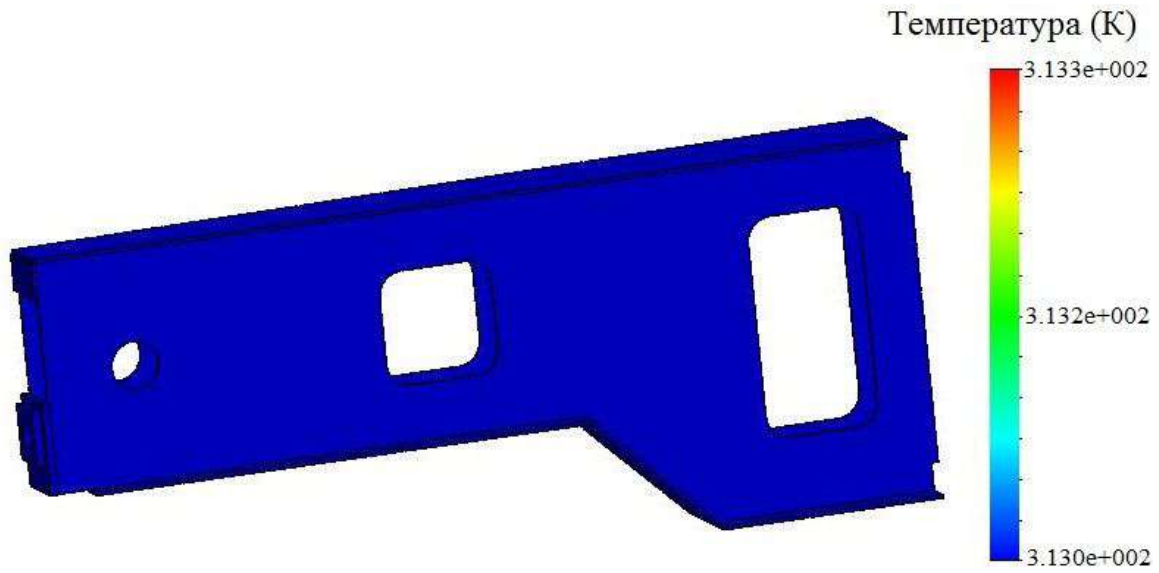


Рис. 4.38. Тривимірна модель і початковий розподіл температури хрестовини

Домкрат вважається недеформованим, а початкове значення зусилля розпирання відповідає моменту затяжки величиною в 850 кг·м. На рис. 4.39 подано установку домкрата на хрестовині і напрям дії розпірного зусилля.

В результаті проведених на станції спостережень за роботою генератора великої потужності був зафіксований нагрів хрестовини до 160 °С, при температурі навколишнього середовища в 40 °С. У цьому випадку тепловий потік, породжений внутрішніми джерелами тепла, дорівнює W = 16 кВт.

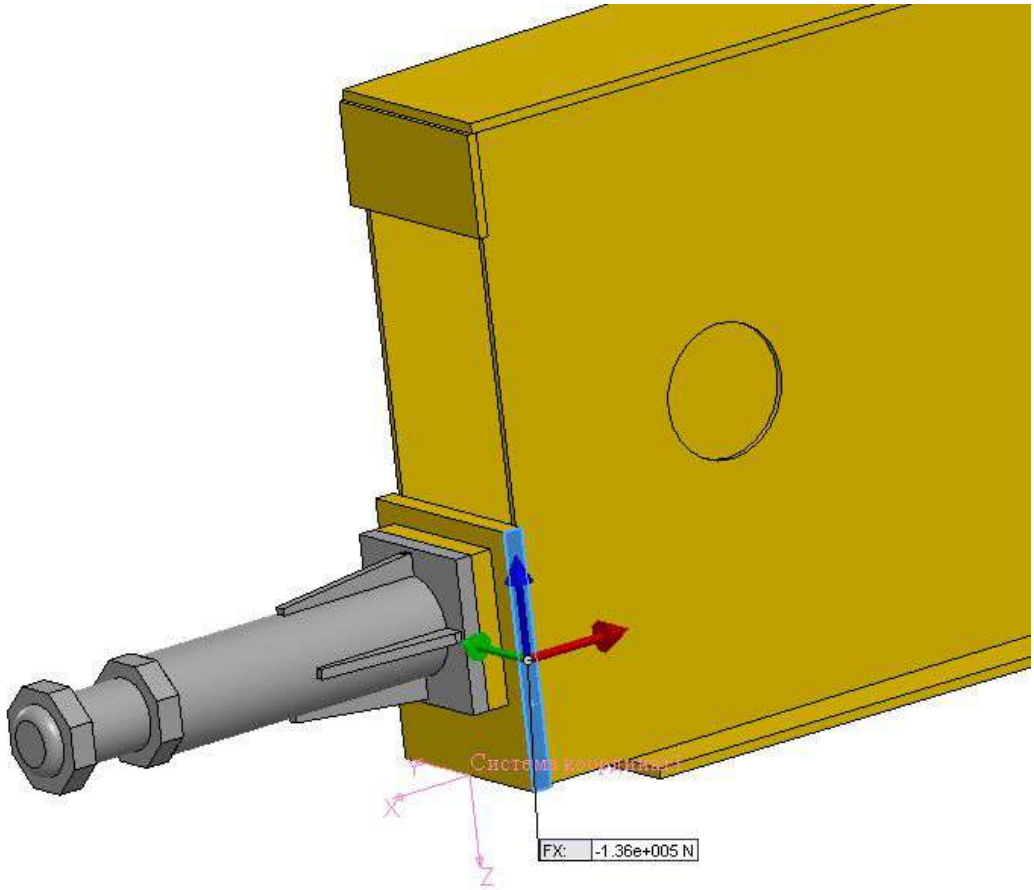


Рис. 4.39. Установка домкрата на хрестовині

Для цього випадку проведено дослідження температурних полів і величин виникаючих додаткових навантажень на розпірні домкрати. Припускається, що хрестовина охолоджується через нижню і бічну поверхні з коефіцієнтами теплопередачі α=22 Вт/(м°С), що відповідає параметрам охолодження лап всередині генератора.

На рис. 4.40 подано розподіл температур по поверхні хрестовини. Максимальна температура хрестовини спостерігається на зовнішній поверхні верхньої полиці і досягає 160 °С, а мінімальна – на зовнішній поверхні нижньої полиці і дорівнює 59 °С.

На рис. 4.41 показано виникаюче додаткове зусилля на домкрат від розглянутого нагріву хрестовини. Встановлено, що в результаті температурного розширення лапи додаткове зусилля становить понад 39 тс.

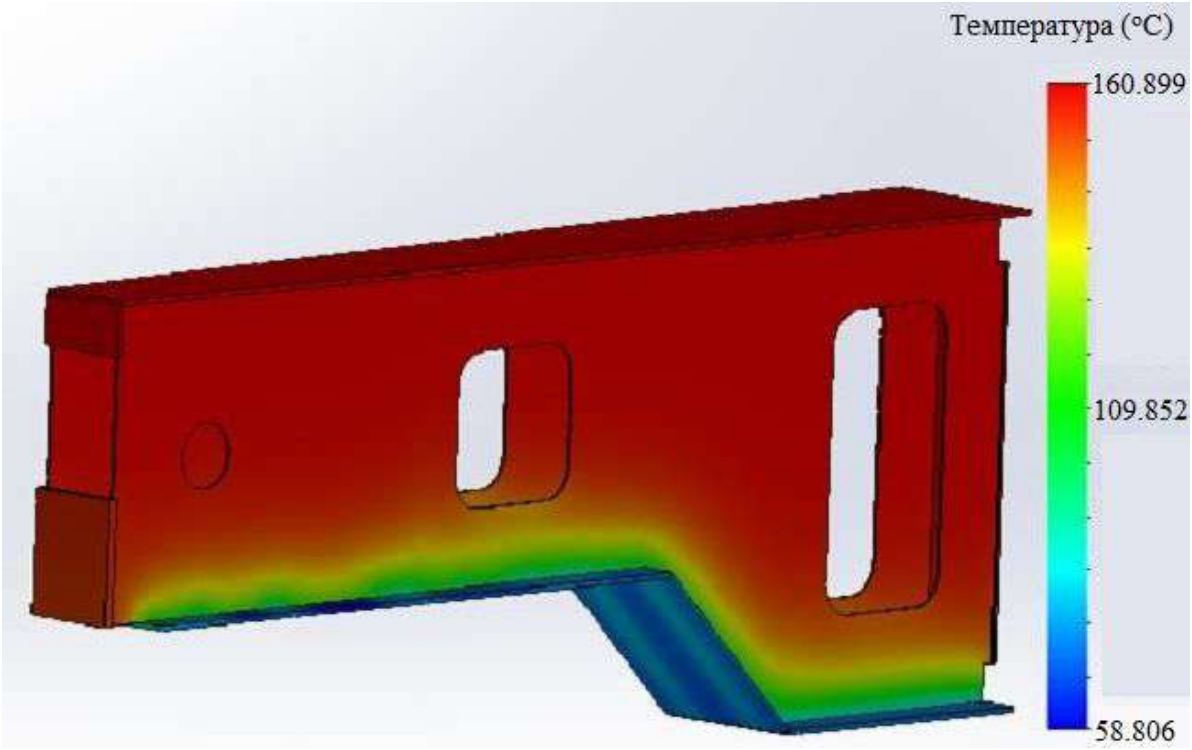


Рис. 4.40. Поле температур на поверхні хрестовини

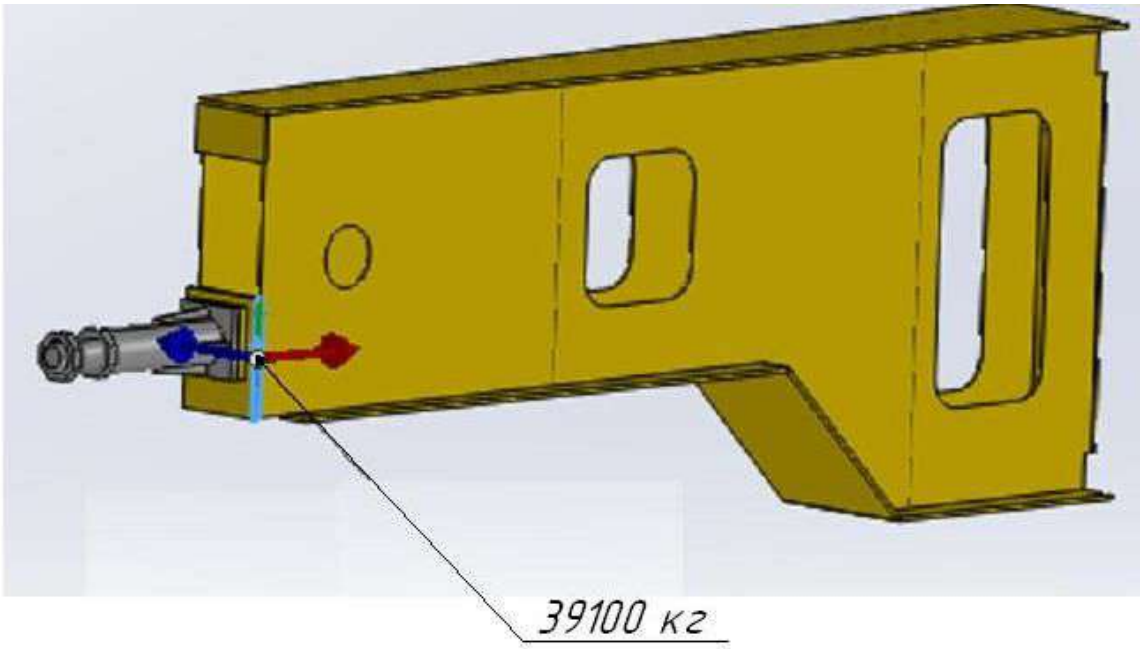


Рис. 4.41. Додаткове зусилля на домкрат від нагрівання хрестовини

Слід зазначити, що такий значний нагрів хрестовини є небажаним. Температура хрестовини на верхній полиці перевищує допустиму температуру для обмоток статора. Це не є критичним, оскільки температура хрестовини з боку статора дорівнює лише 59 °С. Однак при аварійному відключенні охолоджувальної системи це є потенційною небезпекою. Тому з метою зниження нагріву хрестовини в конструкцію генератора були введені захисні металеві решітки, за якими електричний заряд «стікав», не досягаючи хрестовини. В результаті температура хрестовини була знижена до 41,5 °С. На рис. 4.42 подано розрахункове поле температур в хрестовині після введення решіток.

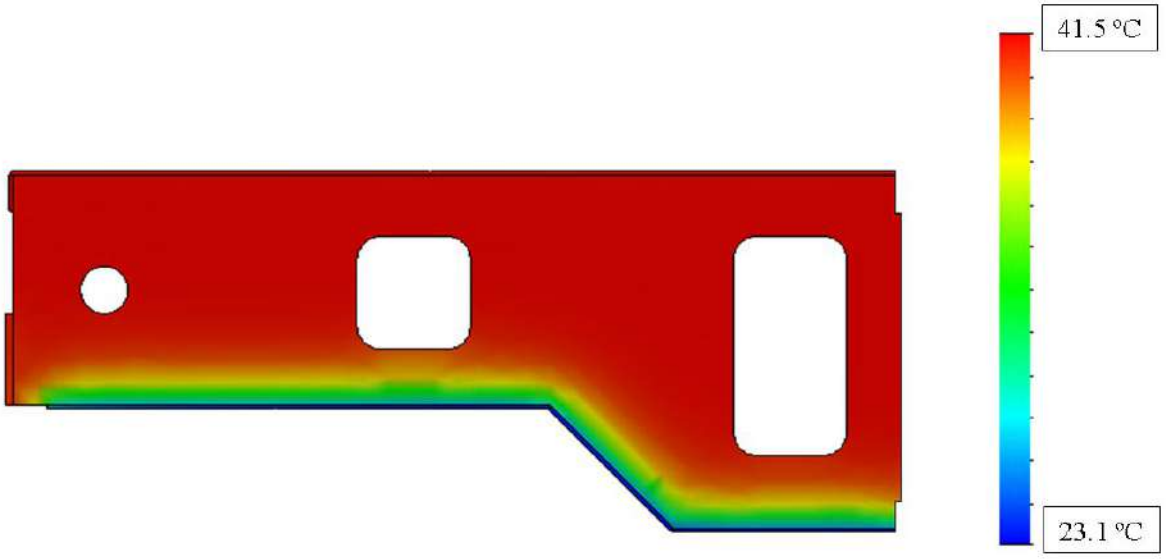


Рис. 4.42. Поле температур в хрестовині після введення решіток

4.3.3 Дослідження впливу класу суцільності металу на НДС хрестовини

При виготовленні діючих гідроагрегатів використовується металопрокат сталей марки 3, відповідних ГОСТ 380-2005 або його найближчих замінників S235 DIN EN 10025-2:2019 [297, 304]. У структурі металу присутні явні і приховані дефекти, неприпустимі дефекти виявляються за допомогою вхідного контролю за допомогою візуального огляду і рентгенографії. При

цьому розмір допустимих дефектів металу повинен бути підтверджений відповідними розрахунками міцності.

До технологічних дефектів металу відносяться різні види одиночних і групових тріщин, з глибиною до 10-15 мм. При цьому виділяють різні види тріщин: штампувальні тріщини, тріщини напруження, волосяні тріщини або флокени, що виникають всередині товстого прокату або поковок (діаметром більше 30 мм). Флокени можна спостерігати на макро- і мікрошліфах у вигляді прямих, іноді звивистих та зиґзаґоподібних ліній довжиною від декількох десятків часток міліметра до 10-15 мм і більше. У малих перетинах виробів з сильно прокатаної стали (діаметром менше 2-30 мм) флокени ніколи не виявляються так само, як і в литої сталі.

Крім того, зустрічаються і інші види технологічних дефектів: волосовині (завдовжки 20-30 мм, іноді доходять до 100-150 мм), розривині, шпаківні, заходи і закови (виникають коли металеві задирки не зварюється з основною масою прокату), а також плени, товщина яких коливається від десятих часток міліметра до 3-5 мм і більше.

На рис. 4.43 представлено характерний дефект металу у вигляді раковини [305].

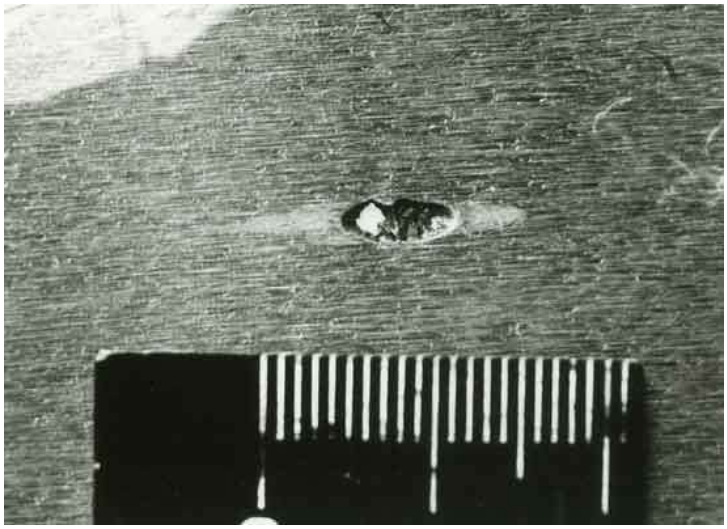


Рис. 4.43. Дефект структури метала

Наявність дефектів у вживаному металі регламентується відповідним класом суцільності, що залежить від умовних площ дефектів: мінімально допустима (S_1), максимально допустима (S_2) та умовна площа максимально допустимої зони (S_3). У таблиці 4.8 наведені допустимі параметри дефектів для різних показників суцільності використовуваного прокату ГОСТ 22727-88 [298].

Таблиця 4.8

Показники суцільності товстолистового прокату

Клас суцільності	Показники суцільності					
	S_1, см^2	S_2, см^2	S_3, см^2	S, %		L, мм
				на 1 м^2, не більше	на площу одиниці листового прокату, не більше	
01	За погодженням виробника зі споживачем					
0	5	20	1,0	1,0	0,3	30 – для листового прокату товщиною до 60 мм включно, 50 – для листового прокату товщиною понад 60 мм
1	10	50	2,0	2,0	0,5	50
2	20	100	2,0	3,0	1,0	100
3	50	250		5,0	2,0	200

Хрестовина виготовляється з товстолистового прокату із Ст.3. При цьому, згідно з нормативними документами використовується метал 2 класу суцільності. Хрестовина є нересурсним вузлом генератора і повинна працювати не менше 40 років. Наявність початкових дефектів в матеріалі не повинно призводити до втрати її міцності протягом часу.

У зв'язку з цим проведено дослідження втомної міцності хрестовини, виготовленої з товстолистового прокату 2 класу суцільності. Для цього в найбільш навантажену зону вводиться елементарний окремий дефект у вигляді кулі, радіус якого відповідає другому класу суцільності (еквівалентна товщина дефекту 20 см^2). Дефект на хрестовині розташовується позацентрово, на стійці двотаврової балки. При цьому кількість циклів навантаження визначається за допустимою (згідно з нормативними документами) кількістю пусків-зупинок генератора протягом доби з урахуванням необхідного терміну експлуатації (40 років).

Розрахунок втомної міцності проводиться згідно ГОСТ 25.504-82 «Методи розрахунку характеристик опору утоми» [306] Розрахунок НДС проводиться в програмному комплексі SolidWorks Simulation відповідно до розробленого методу і під дією навантажень, викликаних дією електричних сил при різних режимах роботи. При цьому для врахування впливу дефекту потрібно провести корекцію параметрів сітки кінцевих елементів (розмір елемента поблизу дефекту повинен бути менше розмірів введеного дефекту). Збіжність результатів оцінювалася за допомогою згущення сітки. Розв’язання вважалося досягнутим, якщо при зменшенні розмірів сітки відміна значень максимальних напружень не перевищує 0,04%.

Згідно ГОСТ 25.504-82 при оцінці втоми пластини товщиною h з ексцентричним розташуванням отворів коефіцієнт концентрації напружень при розтягуванні може бути визначений за залежністю, наведеною на рис. 4.44.

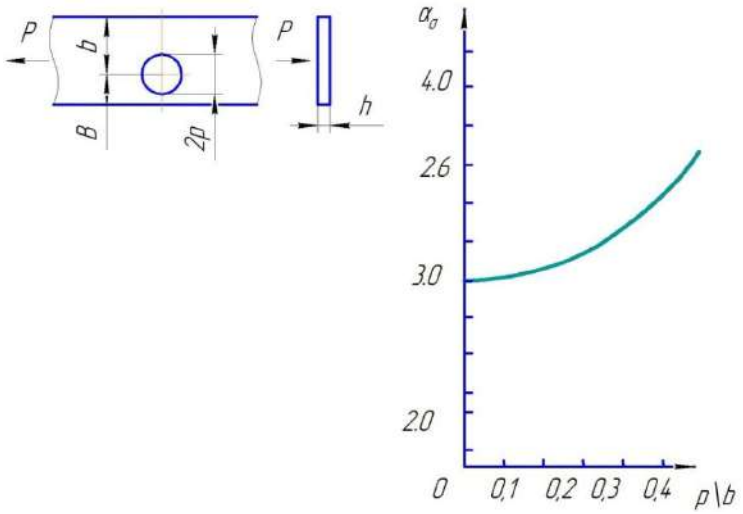


Рис. 4.44. Визначення коефіцієнта концентратора дефекту

На рис. 4.45 показано місце розташування введеного одиночного дефекту (місце розташування дефекту відзначено на рисунку буквою А) і отримане при розрахунку поле напружень в хрестовині після 40 років експлуатації. Поле напружень в області дефекту наведено на рис. 4.46. З рисунків видно, що напруження в хрестовині не перевищують 220 МПа, що є гранично допустимою величиною. При використанні металу, що має більш низький клас суцільності, напруження в хрестовині перевищуватимуть допустимі. Тому для виготовлення хрестовин необхідно застосовувати товстолистовий прокат з класом суцільності не нижче другого.

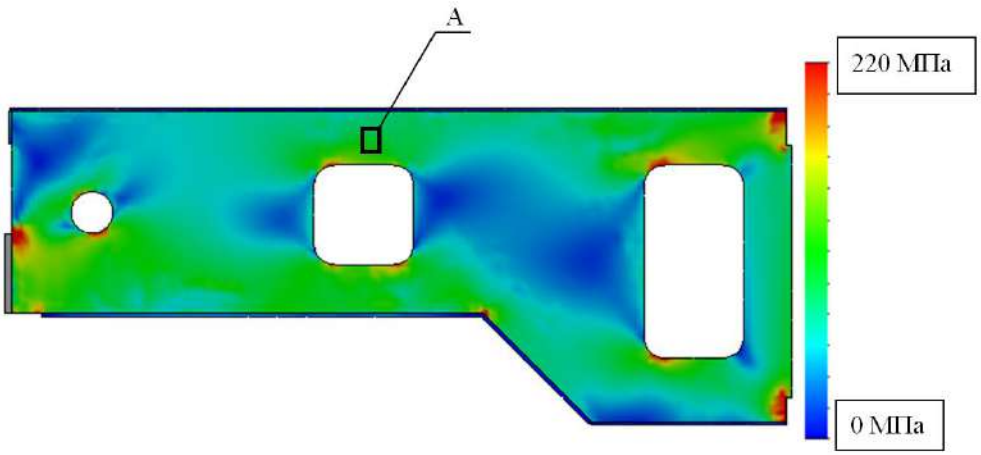


Рис. 4.45. Місце розташування дефекту і поле напружень в хрестовині

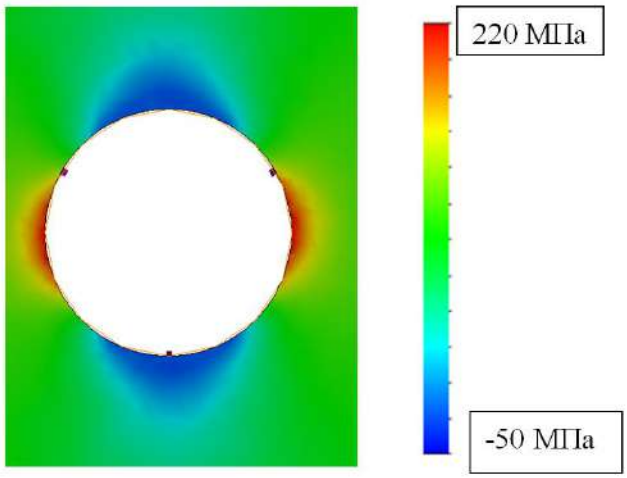


Рис. 4.46. Напруження в зоні розташування дефекту

4.4 Висновки по розділу 4

На основі раніше викладеної медології, заснованої на послідовному виконанні задачі газодинаміки і задачі пружності, дана постановка граничних умов та проведено дослідження НДС короба та хрестовини генераторів різної потужності при впливі робочих і аварійних тисків.

В рамках тривимірного підходу сформульовано граничні умови і запропоновано метод визначення складного напружено-деформованого стану короба генератора великої потужності. Проведено дослідження міцності короба генератора потужністю 560 МВт. Результати розрахунків порівнюються з даними аналітичного розрахунку та результатами експериментальних досліджень. Показано, що запропонована методологія дозволяє виконувати розрахунки з високим ступенем точності, яку неможливо отримати, використовуючи тільки аналітичні методики. Встановлено, що використання як початкових умов даних про тиск, отриманих шляхом поєднання аналітичного і CFD методів, дозволяє виконувати розрахунки з точністю не менше 0,06%.

Дана постановка граничних умов і запропоновано метод визначення складного напружено-деформованого стану хрестовини гідрогенератора-двигуна великої потужності, що засновані на тривимірному моделюванні.

Досліджено міцність хрестовини гідрогенератора-двигуна зонтичного типу при впливі радіального навантаження, що виникає в результаті короткого замикання, і навантаження від розпірного домкрата. Вперше розглянуто вплив на НДС хрестовини температурного нагріву, що виникає в результаті появи вихрових струмів в системі. Цей нагрів моделюється крапковими джерелами тепла, розподіленими по всьому об'єму хрестовини. Встановлено, що в результаті температурного розширення хрестовини додаткове зусилля в розпірному домкраті може досягати 39 тс.

Проведено теоретичне обґрунтування вибору необхідного класу суцільності для металу, що застосовується для виготовлення хрестовини. Для цього в найбільш навантажену зону хрестовини, що має найменший запас міцності, вводиться "елементарний дефект" у вигляді кулі, розміри якого відповідають параметрам допустимого дефекту для даного класу суцільності. В результаті чисельних розрахунків встановлено, що для забезпечення тривалої міцності хрестовини необхідно застосування товстолистового прокату Ст.3 з класом суцільності не нижче другого.

Результати розділу опубліковані в роботах [5, 10, 13, 15, 20, 26].

РОЗДІЛ 5
ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ БАНДАЖНОГО ВУЗЛА ТА НАТИСКНОГО ФЛАНЦЯ

5.1 Дослідження міцності бандажного вузла

5.1.1 Опис бандажного вузла і навантажень, що діють на нього

Одним з найбільш відповідальних і навантажених вузлів генератора є бандажний вузол, призначений для запобігання деформацій виступаючих частин обмоток ротора від дії відцентрових сил.

Вал ротора генератора складається з середньої активної частини (бочки) і двох хвостовиків (рис. 5.1) [307]. Обмотки виступають з поздовжніх пазів ротора на кінцях бочки і утворюють головну або лобову частину обмотки.

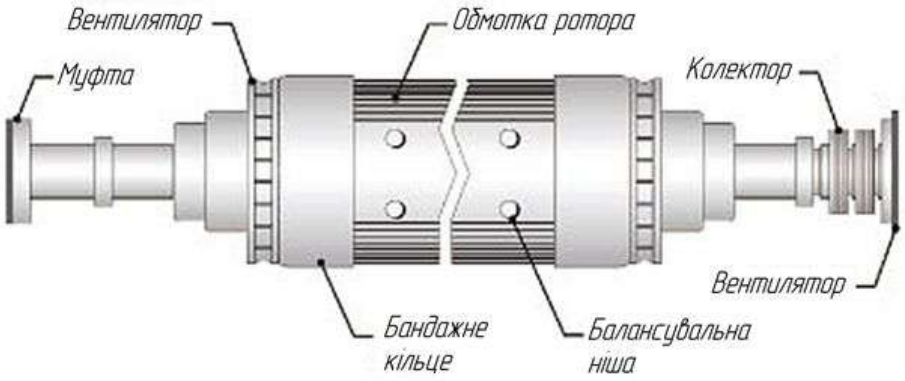


Рис. 5.1. Загальний вигляд ротора генератора

Лобові частини обмотки ротора підкріплюють фіксуючими кільцями, що складаються з бандажного і центруючого кілець. На бандажне кільце діють відцентрові зусилля не тільки від власної маси (близько 60% від всього навантаження), але і від лобових частин обмотки ротора, а також від зусиль, що викликані посадкою фіксуючих кілець з натягом. Навантаження від натягів порівнянні з навантаженнями від дії відцентрових сил, частково їх компенсують і перешкоджають роз'єднанню бандажного кільця і бочки в

процесі експлуатації агрегату. На номінальних режимах бандажний вузол працює в умовах помірного температурного навантаження, викликаного нагріванням обмоток.

Матеріал, з якого виготовляють бандажні кільця, повинен мати високі властивості міцності, велике значення межі текучості при розтягуванні, необхідну здатність до холодної і гарячої обробки тиском, достатню величину теплового розширення, а також високу корозійну стійкість [308]. Для генераторів потужністю 30 МВт і вище бандажні кільця виготовляють з немагнітної високоміцної хромонікельмарганцевої сталі зі складною обробкою. Одним з таких матеріалів є легована азотом сталь Р900 [308]. Технологічний процес виготовлення бандажних кілець докладно розглянуто в роботі [307]. Варто зазначити, що основна відмінність в процесі виготовлення бандажних кілець різними фірмами полягає в застосовуваному способі холодного деформаційного зміцнення кільцевої заготівки.

Кріплення бандажного кільця на кінцях бочки ротора здійснюється гарячою посадкою з натягом. При цьому натяг повинен забезпечувати щільне з'єднання кільця не тільки при номінальній частоті обертання, але і при угонній, коли в разі раптового скиду навантаження частота обертання ротора може збільшитися на 20% [307, 309].

Конструкції роторних бандажів подано на рис. 5.2. Роторні бандажі підрозділяються на двопосадкові (рис. 5.2, а, б, в) і однопосадкові (рис. 5.2, г) [310]. Класична жорстка посадка бандажа на дві опори (бочку ротора і центруюче кільце) показана на рис. 5.2, а. Вдосконалені посадки на напівеластичне центруюче кільце і на бочку ротора з установкою під носик бандажного кільця ізоляційної прокладки, а також на бочку ротора і проміжну втулку наведені на рис. 5.2, б, в. Для генераторів великої потужності переважно застосовується посадка бандажного кільця тільки на бочку ротора (рис. 5.2, г).

У двопосадкових бандажах одна сторона кільця спирається на бочку ротора, а інша – через центруюче кільце на вал ротора. Такі бандажі

використовуються в турбогенераторах потужністю не вище 30 МВт, що мають порівняно короткі ротори та зазнають невеликі прогини ротора.

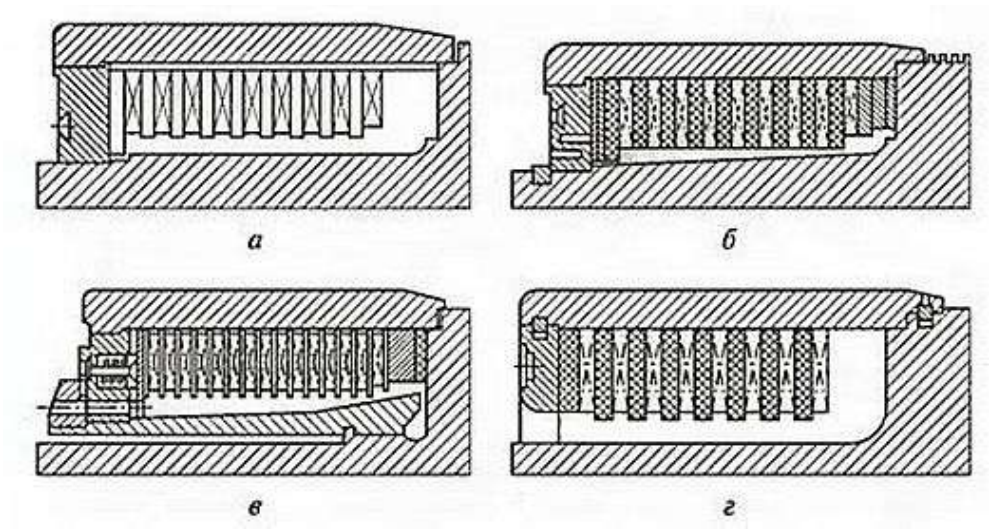


Рис. 5.2. Конструкції роторних бандажів:
а – жорстка посадка на бочку і вал (дві посадки); б – посадка на напівеластичне центруюче кільце і на бочку ротора з установкою під носик бандажного кільця ізоляційної прокладки; в – посадка на бочку ротора і проміжну втулку; г – посадка тільки на бочку ротора

У турбогенераторах потужністю 50 МВт знакозмінні сили, які викликають переміщення носика бандажного кільця, настільки зростають, що від їх тривалого впливу з'являються наклеп, тріщини і відколи на посадочних місцях зубців бочки ротора і кромок бандажів, а також послаблюється натяг в посадці. Тому в цьому випадку застосовують напівеластичні центруючі кільця з зигзагоподібним виточенням (див. рис. 5.2, б) або з більш надійним виточенням у вигляді діафрагми. Надійність роботи двопосадкових бандажів підвищується установкою під носик бандажа ізоляційної прокладки зі склотекстоліту. Посадка з еластичним центруючим кільцем і ізоляційною прокладкою під носиком бандажа, що застосовується в турбогенераторах серії ТВФ, забезпечує надійну роботу бандажного вузла в роторах, маса яких не перевищує 50 т. В турбогенераторах серії ТГВ застосовують бандажі з однією

посадкою на бочку ротора – консольні (див. рис. 5.2, г). Центруюче кільце в цьому бандажі служить тільки для опори обмотки ротора в осьовому напрямку і з валом не стикається, завдяки чому повністю виключаються небажані впливи на посадочні місця бандажа від прогину вала ротора. Від зміщення в осьовому напрямку бандажне кільце утримується кільцеподібною шпонкою. На бочці ротора бандажі утримуються за допомогою спеціальної гайки, що нагвинчується на кромку бандажа. На бочці ротора ця гайка закріплена за допомогою кільцеподібної шпонки.

Слід зазначити, що маса лобових частин обмотки ротора розподілена нерівномірно щодо поздовжньої і поперечної осей ротора, чому в кільці, крім розтягувальних зусиль, виникають згинальні моменти, в результаті яких бандажне кільце може набувати овальної форми.

Навантаження в окремих точках бандажного кільця ротора на критичних режимах роботи можуть досягати межі текучості матеріалу. Руйнування бандажного кільця може привести до серйозних наслідків як для обслуговуючого персоналу, так і до виходу з ладу всієї машини. На рис. 5.3 наведені наслідки виходу з ладу бандажного вузла [307].

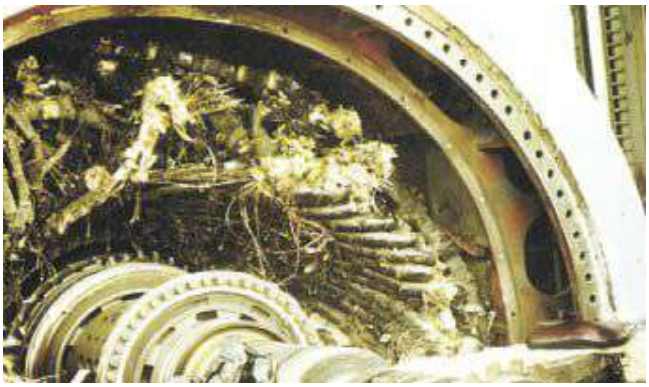


Рис. 5.3. Наслідки руйнування бандажного кільця

При проектуванні бандажного вузла необхідно забезпечити його надійну працездатність на всіх експлуатаційних режимах. Для цього потрібно провести аналіз НДС в конструкціях і оцінити їх міцність на номінальних та

критичних режимах роботи машини. При цьому необхідно знати роз'єднувальні частоти обертання, за яких відбувається розкриття стику бандажного кільця з опорами.

На початкових етапах проектування основних деталей і вузлів турбогенераторів застосовуються різні методики, де досить детально обмежуються допустимі механічні напруження, а як критерії працепридатності вибирається перевищення межі текучості використовуваного матеріалу над розрахунковими напруженнями.

При проектуванні бандажного вузла користуються нормативними документами, де викладено інженерні методики з урахуванням досвіду проектування і рекомендації по напруженню та роз'єднувальним частотам обертання, що допускаються. Характерною особливістю є те, що методика розрахунку осердя ротора поширюється на конструкцію ротора турбогенератора з трапецеїдальними і прямими каналами, що містить обмотку різних типів. При обертанні ротора в елементах кріплення обмотки і в самій обмотці виникають значні напруження, зумовлені дією відцентрових сил. Тіло бочки ротора навантажено крім власних відцентрових сил відцентровими силами зубцевої зони. Навантаження від обмотки і клинів передається на зуби бочки ротора. При розрахунку бочка розглядається як товстостінний циліндр, навантажений власними відцентровими силами і розподіленими по зовнішній поверхні відцентровими силами зубцевої зони.

У тілі бочки ротора розраховуються тангенціальні напруження на поверхні центрального отвору, де вони досягають максимальних значень. У випадку, коли відцентрова сила нормального зуба і вмісту паза не дорівнює відцентровій силі такої ж дуги великого зубця, обчислюються додаткові згинальні напруження на внутрішній поверхні ротора.

У зубцях обчислюються середні значення напруження розтягнення від власних відцентрових сил зубця і відцентрових сил обмотки ротора, а також найбільш небезпечних перетинів клинів в голівці і корені зуба – напруження розтягнення, а також напруження розтягнення в голівці зубця.

У пазових клинах обчислюються напруження зрізу в хвостовій частині клину, також напруження вигину і стиснення посередині основи клину, при цьому клин розглядається як балка з опорами на голівках сусідніх зубців. Для середнього і предкінцевого клинів враховується вплив вентиляційних отворів.

Обчислюються також напруження стиснення в верхніх витках обмотки і питомий тиск на підклинову прокладку від відцентрових сил вмісту паза і порівнюються з допустимими напруженнями. Значення допустимих напружень наведені в таблиці 5.1. Тут σ_s позначена границя плинності матеріалу при розтягуванні.

Таблиця 5.1.

Допустимі напруження

№	Розрахунковий параметр		Допустиме напруження
1	У зубці ротора без урахування концентрації напружень		0,56…0,6 x σ_s
2	У зубці ротора з урахуванням концентрації напружень		σ_s
3	На поверхні центрального отвору бочки ротора без урахування додаткових напружень вигину від дії відцентрових сил, які нескомпенсовані		0,6…0,7 x σ_s
4	На поверхні центрального отвору бочки ротора за умови дії максимальних сумарних напружень		0,6…0,7 x σ_s
5	У клині ротора	на зріз	0,4…0,7 x σ_s
		на вигин із стисненням	0,6…0,8 x σ_s

Таким чином, як основний критерій допустимих напружень в конструкції виступає запас міцності за межею текучості.

5.1.2. Постановка задачі

Досліджується напружений стан бандажного вузла турбогенератора ТГВ-550-2МУ3 потужністю 560 МВт при впливі силових і температурних навантажень, викликаних посадочними напруженнями та експлуатаційними навантаженнями. Метою є дослідження міцності деталей бандажного вузла ротора в спокої і за експлуатації, визначення роз'єднувальної частоти обертання бандажного кільця, посадженого з натягом на бочку ротора і центруюче кільце, а також дослідження податливості деталей бандажного вузла.

Форма перерізу і геометричні розміри бандажного кільця наведені на рис. 5.4.

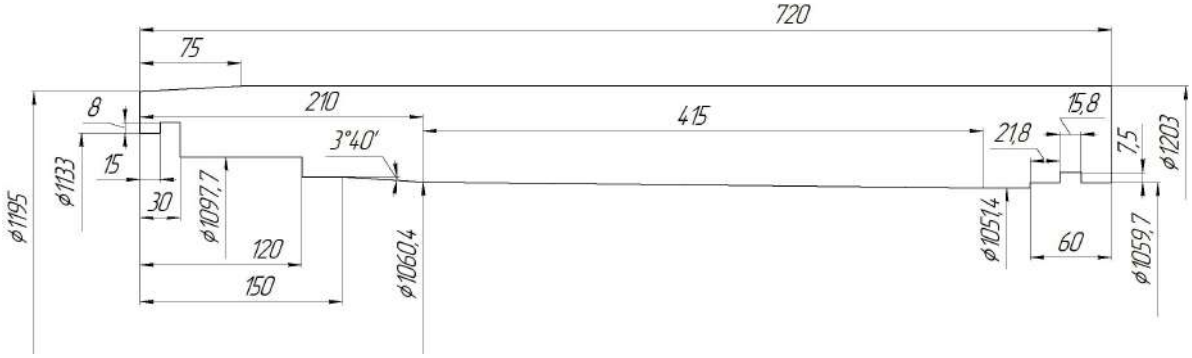


Рис. 5.4. Переріз бандажного кільця

Бандажне кільце посаджено з натягом на бочку ротора і центруюче кільце. Натяг посадки бандажного кільця на бочку ротора δ_{1min}=2,09 мм, δ_{1max}=2,3 мм, а на центруюче кільце – δ_{2min}=1,59 мм, δ_{2max}=1,8 мм.

Параметри центруючого кільця подано на рис. 5.5.

Вага лобової частини обмотки становить W = 772 кг. Радіус по центру мас обмоток в неї 0,451 м, виліт лобової частині обмотки 0,505 м. Число пазів – 52 шт., маса вмісту паза 29,64 кг/м.

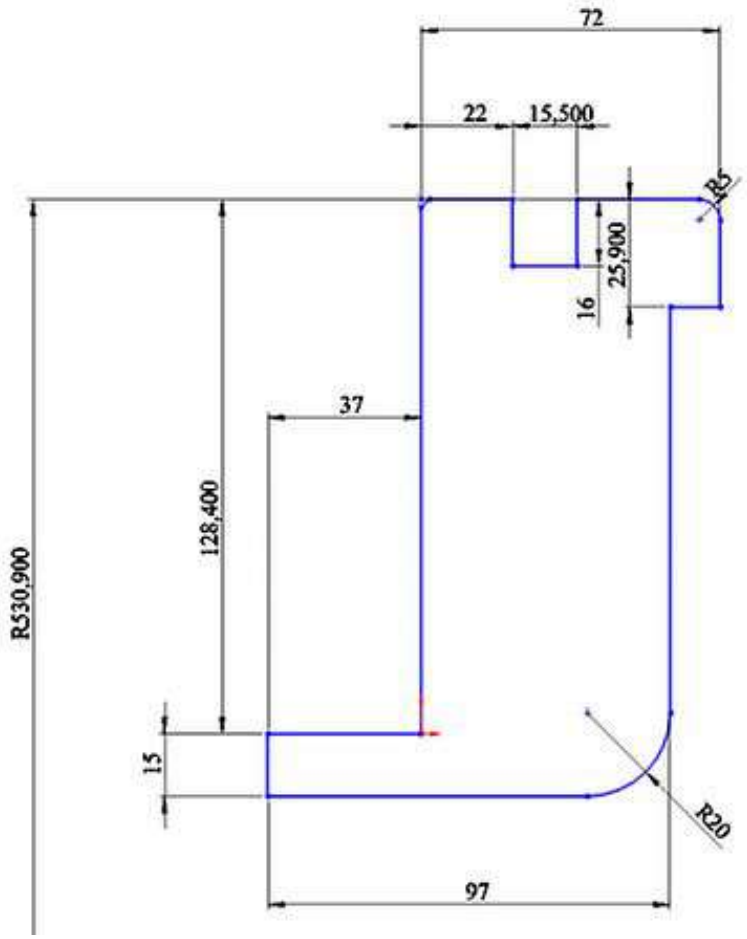


Рис. 5.5. Переріз центруючого кільця

Бандажне кільце виготовлено зі сталі Р900 з границею плинності $\sigma_{0.2}$=900 МПа, матеріал вала ротора і центруючого кільця – високолегована сталь з $\sigma_{0.2}$=687 МПа. Модуль пружності для сталі 210 ГПа, коефіцієнт Пуассона для центруючого кільця дорівнює 0,32, а для бандажного кільця і бочки ротора – 0,28.

Параметри температурних навантажень на вузли ротора вибиралися на підставі вимог нормативних документів до допустимих температур вузлів.

Передбачаються наступні температури вузлів:

• бандажного кільця – $T_б$ =70 °С;

• бочки ротора – $T_р$ = 50 ° С;

• центруючого кільця – $T_к$ = 50 ° С.

Коефіцієнти лінійного розширення матеріалу:

• бандажного кільця – α=1,7·10^{-5} 1/°С;

• бочки ротора і центруючого кільця – $\alpha_р$=1,7·10^{-5} 1/°С.

При розрахунку бандажного вузла розглядаються навантаження від дії відцентрових сил з боку мідних котушок, теплові навантаження і натяг посадки бандажного кільця.

Досліджується міцність бандажного вузла в стані спокою, а також при номінальній і угонній частоті обертання валу. При номінальному режимі частота обертання валу становить n=3000 об/хв, а при угонній – $n_у$=3600 об/хв. Навантаження на зубцеве з'єднання ротора від дії відцентрових сил обчислювалося відповідно до галузевої методики. В результаті навантаження на 1 зуб, яке викликано дією відцентрових сил при $n_у$=3600 об/хв, для вмісту паза склала 1,959·10^6 Н/м, а на один розрахунковий майданчик на поверхні зуба – 391800 Н.

5.1.3 Чисельне дослідження бандажного вузла

Розрахунок виконується в програмному комплексі SolidsWork. Для цього була розроблена тривимірна модель бандажного вузла, що складається з бандажного кільця, бочки ротора і центруючого кільця. При цьому, в силу наявності симетрії досліджуваного вузла розглядається тільки його частина, яка містить три зубці.

Проведено чисельне дослідження НДС бандажного вузла під впливом відцентрових сил і залишкових посадочних зусиль. При цьому розглядається найбільш небезпечний випадок, який відповідає угонній частоті обертання $n_у$=3600 об/хв.

На рис. 5.6 подана розрахункова схема бандажного вузла, граничні умови і результуюче поле напружень від власних відцентрових сил тяжіння при угонній частоті обертання і залишкових посадочних напруженнях. Тут і далі наводяться значення напруг по Мізесу.

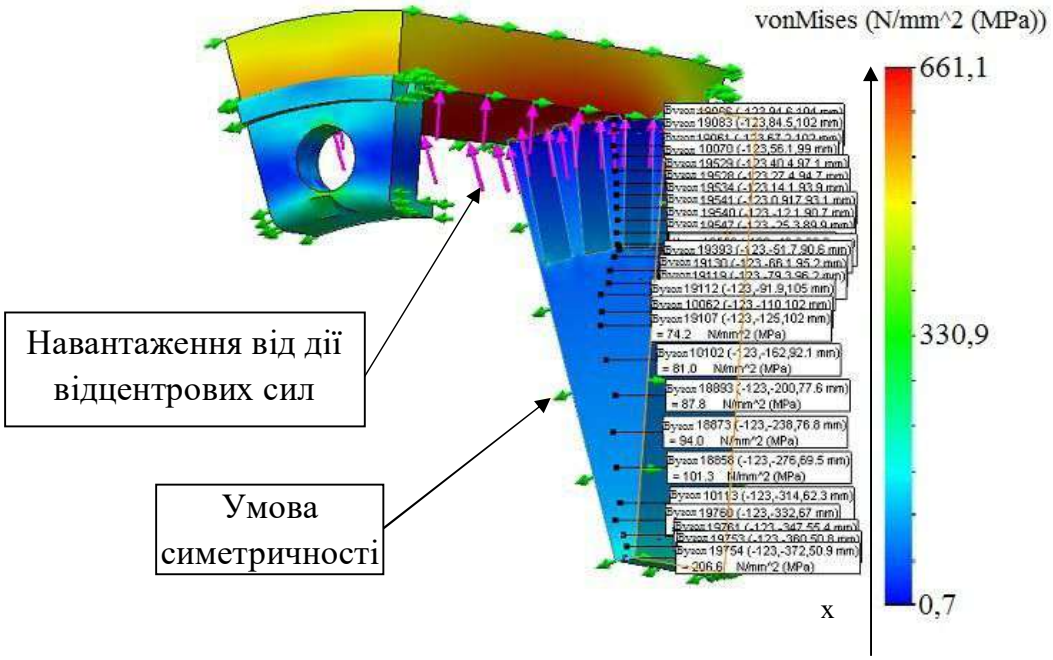


Рис. 5.6. Поле напружень в бандажному вузлі (угонна частота обертання)

Зміна напружень на бічній поверхні бочки ротора вздовж осі Ох, зазначеної на рис. 5.6, показано на рис. 5.7. З рисунка видно, що зміна напруження уздовж розглянутої радіальної осі має складний характер з наявністю локального максимуму в області закінчення паза (вирізу) в бочці і очікуваною тенденцією до збільшення рівня напружень до ротора. Напруження змінюються від 0,7 МПа до 207 МПа.

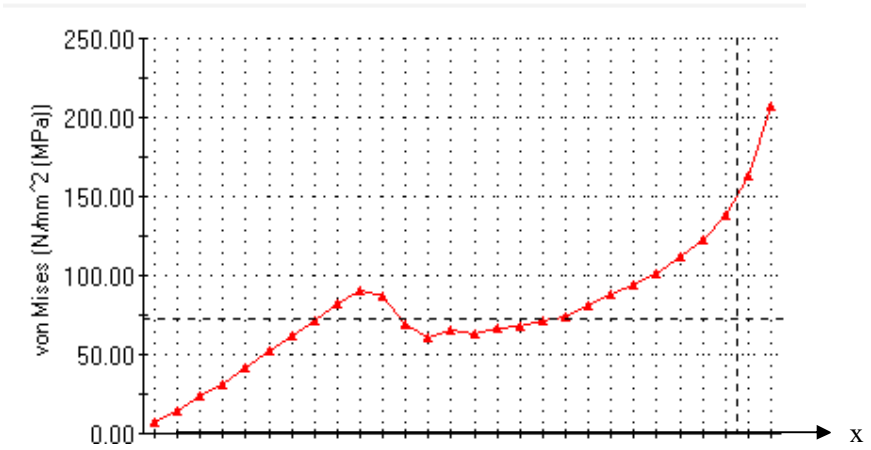


Рис. 5.7. Розподіл напружень уздовж радіальної координати ротора (угонна частота обертання)

Максимальне напруження в бочці ротора спостерігається в районі центрального паза (вирізу) і дорівнює 230 МПа. Тому коефіцієнт запасу міцності для бочки ротора при угонній частоті дорівнює

$$k=687/230=2,99.$$

На рис. 5.8 подано поле напружень в бандажному вузлі з боку бічної поверхні центруючого кільця при тій же угонній частоті обертання.

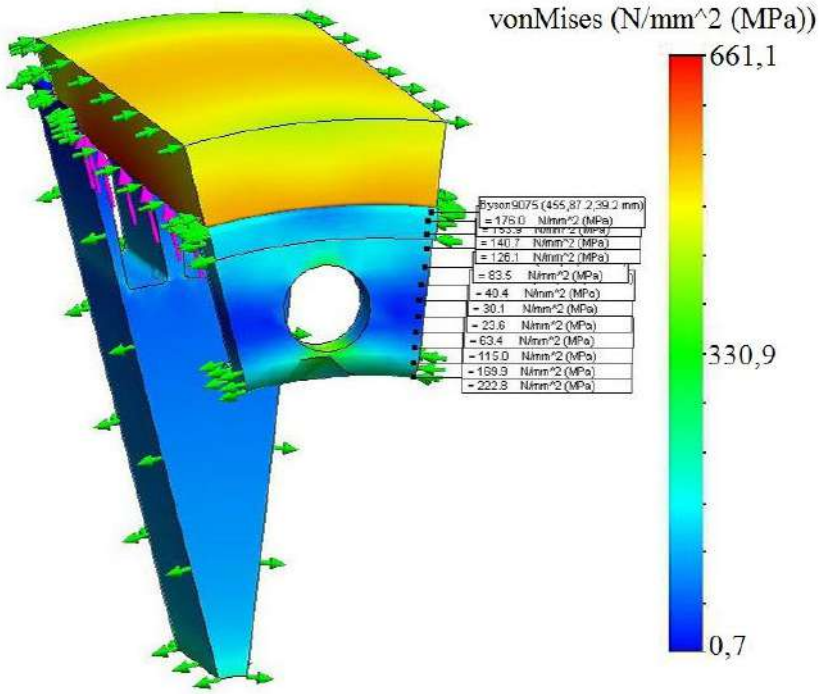


Рис. 5.8. Поле напружень бандажного вузла з боку центруючого кільця (угонна частота обертання)

Зміна напружень уздовж радіальної координати між отворами кільця подано на рис. 5.9, а вздовж контуру отвору – на рис. 5.10. З рисунків видно, що зміна напружень носить складний характер, викликаний впливом вирізу (отвору) в центруючому кільці. Максимальні напруження в цьому місці досягають 370 МПа.

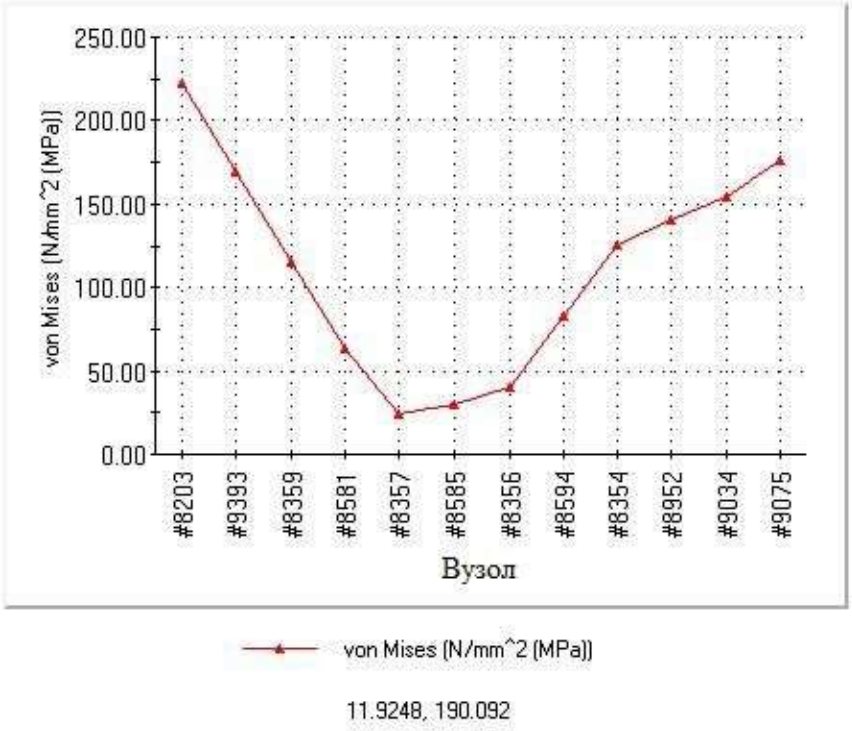


Рис. 5.9. Зміна напружень уздовж радіальної координати центруючого кільця між отворами (угонна частота обертання)

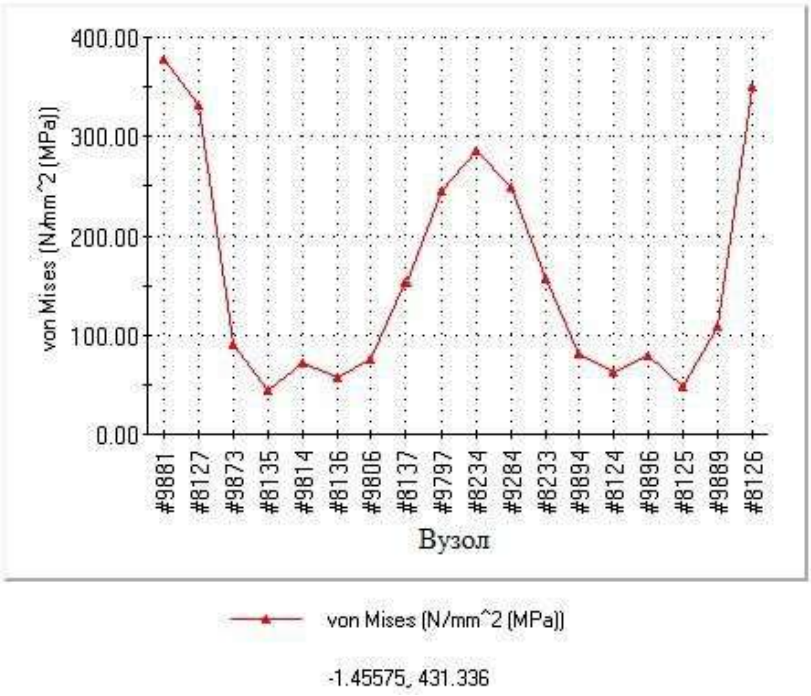


Рис. 5.10. Зміна напружень по контуру отвору в центруючому кільці (угонна частота обертання)

В результаті коефіцієнт запасу міцності для центруючого кільця становить

$$k=687/370=1,86.$$

З рис. 5.6 і 5.8 видно, що максимальні напруження в розглянутому вузлі спостерігаються в бандажному кільці. Розподіл напружень в кільці при угонній частоті обертання наведено на рис. 5.11, а зміна напруження уздовж її твірной показано на рис. 5.12.

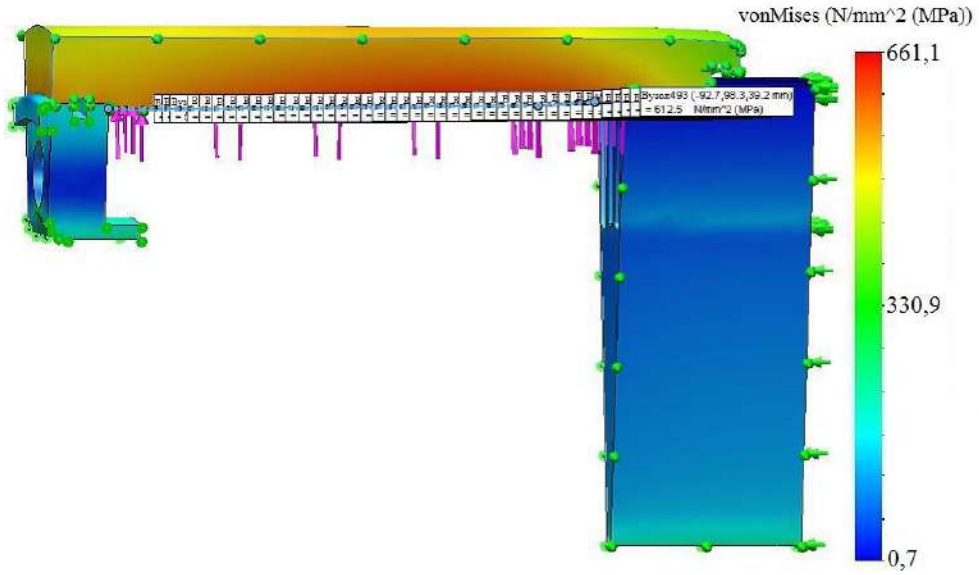


Рис. 5.11. Поле напружень в бандажному кільці (угонна частота обертання)

На рис. 5.12 видно, що максимальне напруження в бандажному кільці становить 661 МПа. У цьому випадку коефіцієнт запасу міцності для бандажного кільця становить

$$k=900/661=1,36.$$

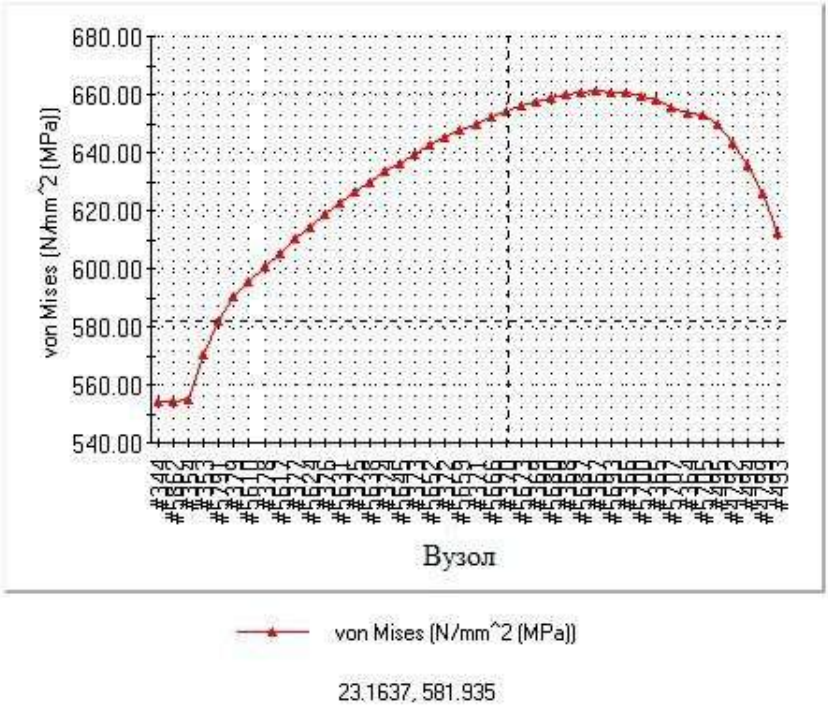


Рис. 5.12. Зміна напружень уздовж твірної бандажного кільця (угонна частота обертання)

В результаті проведених досліджень встановлено, що бандажний вузол при дії відцентрових сил і посадочних зусиль при угонній частоті обертання має наступні коефіцієнти запасу міцності:

– для бандажного кільця – 1,36;

– для центруючого кільця – 1,86;

– для бочки ротора – 2,99.

Крім цього, було проведено дослідження міцності бандажного вузла в стані спокою тільки від напруження натягу.

На рис. 5.13 подано розподіл напружень в бандажному вузлі з боку центруючого кільця для стану спокою (тільки від напруження натягу величиною 2,1 мм). Видно, що максимальні напруження виникають в області отвору центруючого кільця. Зміна напружень уздовж контуру отвору в центруючому кільці подано на рис. 5.14. Воно має характер подібний випадку обертання на угонній частоті (рис. 5.10), проте рівень напружень в спокої істотно вище.

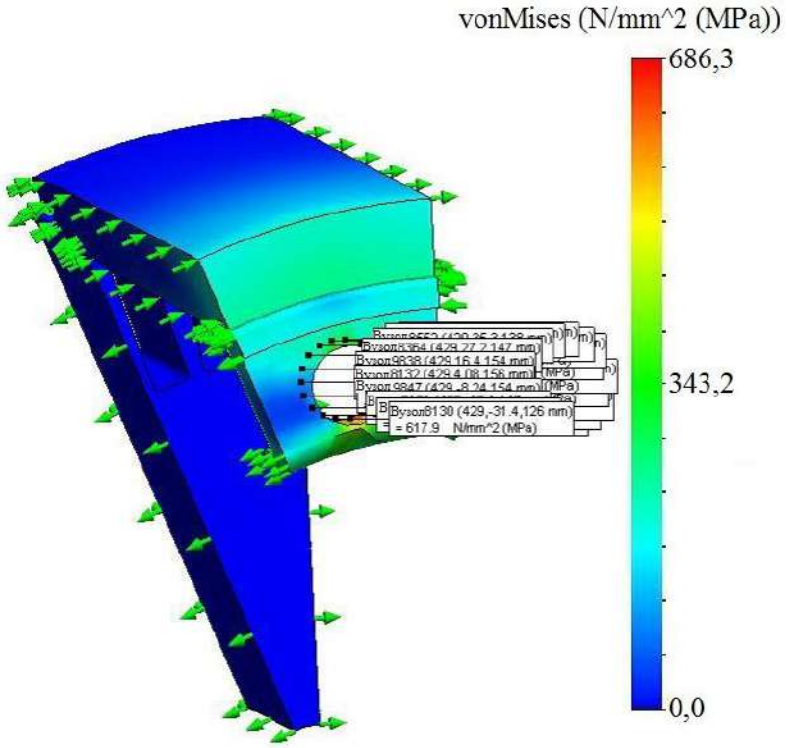


Рис. 5.13. Розподіл напружень в бандажному вузлі з боку центруючого кільця (стан спокою)

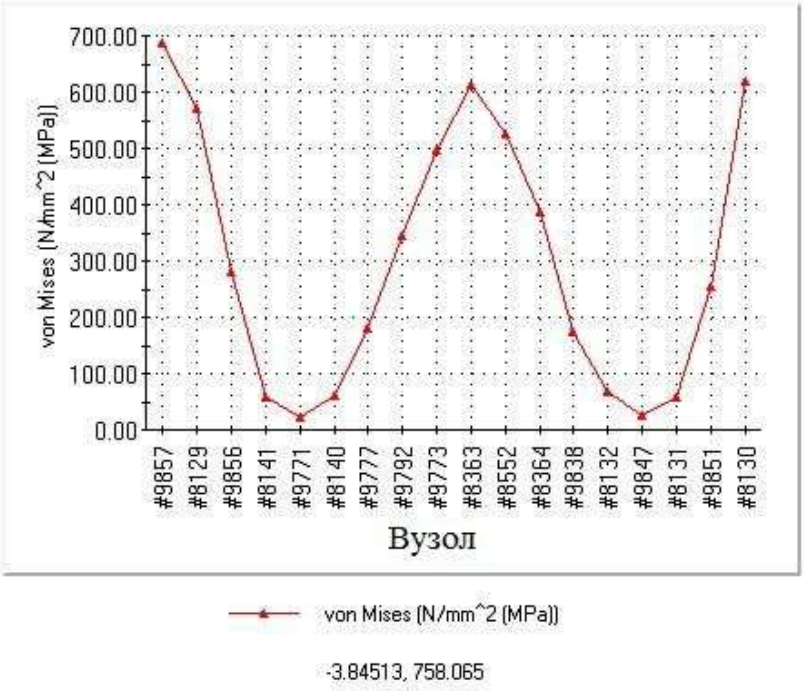


Рис. 5.14. Зміна напружень уздовж контуру отвору в центруючому кільці (стан спокою)

Видно, що максимальні напруження в стані спокою в центруючому кільці досягають 687 МПа. У стані спокою коефіцієнт запасу міцності для центруючого кільця складає

$$k=686/687\sim1.$$

Слід зазначити, що при обертанні ротора відбувається часткове розвантаження центруючого кільця і рівень напружень становить менше межі текучості. Так, при угонній частоті обертання максимальне напруження в центруючому кільці дорівнює тільки 370 МПа (рис. 5.10) і коефіцієнт запасу міцності дорівнює 1,36.

Таким чином, напруження в бандажному вузлі при критичній угонній частоті обертання не перевищують максимально допустимих. У зв'язку з цим відповідно до ГОСТ 533-2000 [94] виріб може працювати без обмежень і не потрібне проведення додаткових досліджень втомної міцності. У разі невідповідності розрахункових напружень допустимим згідно з технічними умовами для турбогенераторів серії ТГВ-200, ТГВ-300 виробництва ДП «Завод «Електроважмаш», необхідне проведення більш детального дослідження втомної міцності. При цьому напрацювання на відмову повинно скласти не менше 22000 ч для турбогенераторів потужністю до 350 МВт і 18000 ч для турбогенераторів потужністю понад 350 МВт.

Для визначення надійності роботи бандажного вузла були визначені роз'єднувальні частоти для холодних і нагрітих деталей бандажного вузла. Для цього було проведено дослідження податливості бандажного кільця, центруючого кільця і бочки ротора.

Досліджено податливість зовнішнього діаметра центруючого кільця від сил, прикладених на зовнішньому діаметрі. На рис. 5.15 подано поле переміщень в центруючому кільці для стану спокою під дією на нього рівномірно розподіленого радіального навантаження, рівного $P=1\cdot10^7$ Н. Зміну переміщень уздовж твірної кільця показано на рис. 5.16.

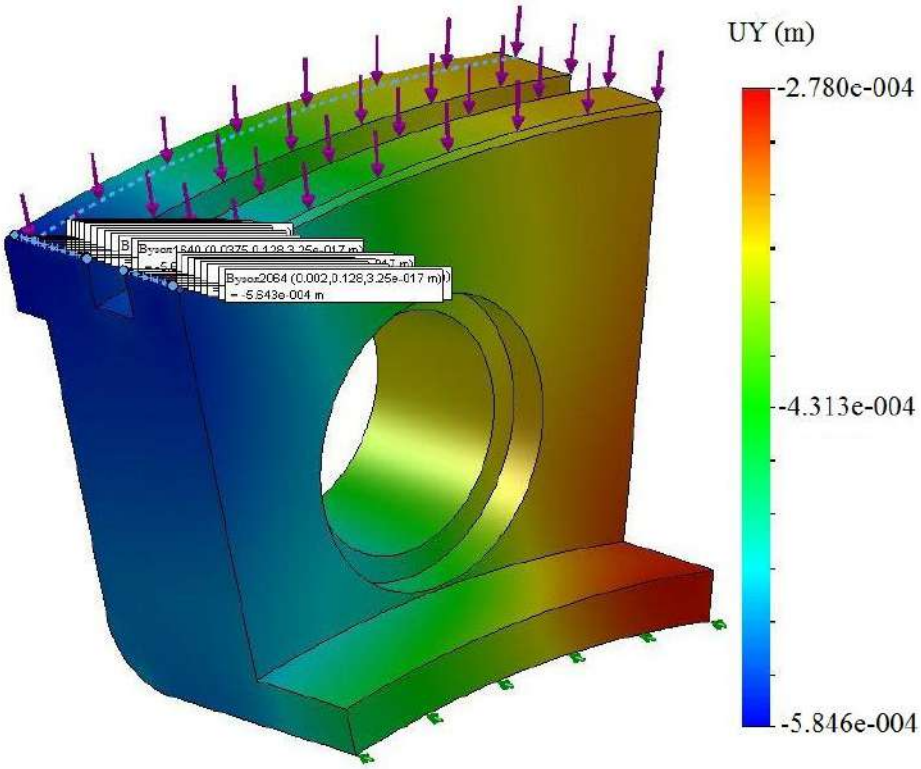


Рис. 5.15. Поле переміщень в центруючому кільці під дією радіального навантаження P=1·10^7 Н (стан спокою)

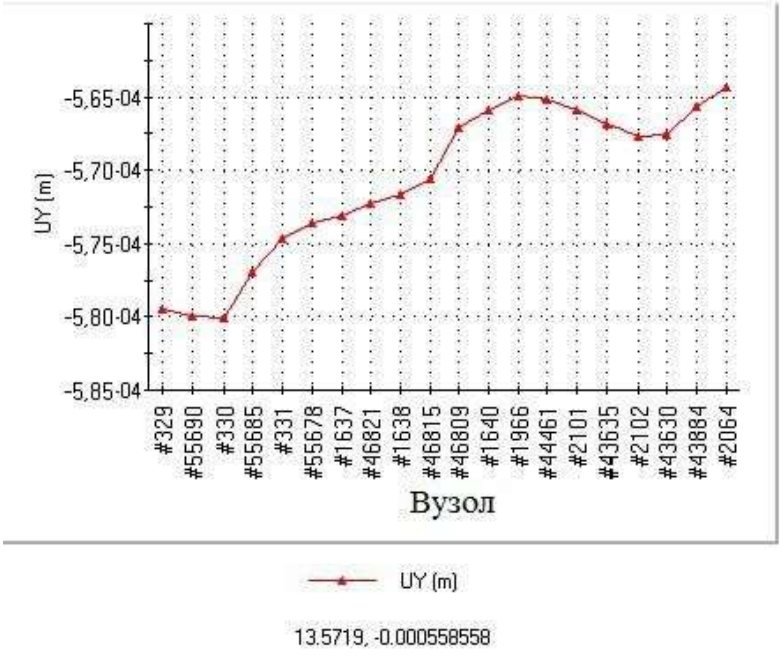


Рис. 5.16. Зміна переміщень уздовж твірної центруючого кільця при радіальному навантаженні P=1·10^7 Н (стан спокою)

З рисунка видно, що середнє значення радіального переміщення в центруючому кільці при розглянутому навантаженні $P=1\cdot10^7$ Н дорівнює $U_{ср}=5{,}75\ 10^{-4}$ м. В результаті діаметральна податливість зовнішнього діаметра центруючого кільця складе

$$\lambda = \frac{2U_{cp}}{P} = \frac{2\cdot5{,}75\cdot10^{-4}}{1\cdot10^{7}} = 1{,}15\cdot10^{-10}\,\frac{\text{м}}{\text{Н}}.$$

Аналогічні дані для значень переміщень в центруючому кільці при впливі інерційних сил на номінальній частоті обертання (3000 об/хв) наведені на рис. 5.17 і 5.18.

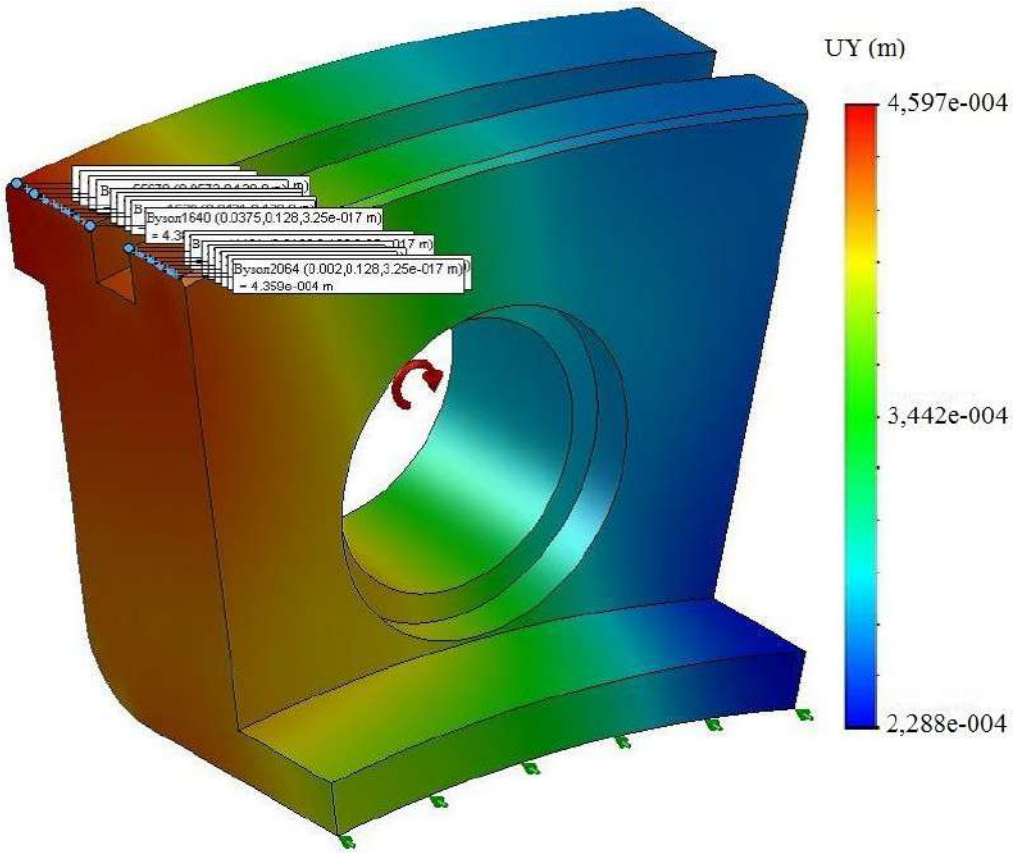


Рис. 5.17. Поле переміщень в центруючому кільці при номінальній частоті обертання

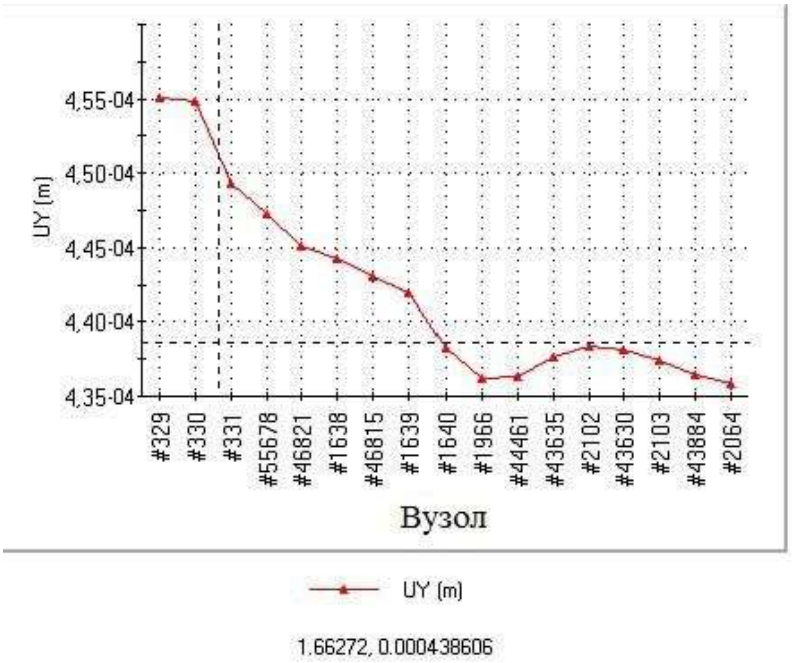


Рис. 5.18. Зміна переміщень уздовж твірної центруючого кільця при номінальній частоті обертання

З рис. 5.18 видно, що середнє значення радіального переміщення центруючого кільця при номінальній частоті обертання дорівнює $\Delta r_{ср}$=4,5 10^{-4} м. В результаті коефіцієнт деформації зовнішнього діаметра центруючого кінця складає

$$k^{\text{цк}} = \frac{2\Delta r_{ср}}{n^2} = \frac{2\cdot 4{,}5\cdot 10^{-4}}{3000^2} = 1{,}1\cdot 10^{-10}\,\frac{\text{м}}{(\text{об/хв})^2}\,.$$

Аналогічне дослідження податливості і коефіцієнта деформації було проведено і для бандажного кільця. На рис. 5.19 наведені результати дослідження податливості бандажного кільця при додаванні радіального навантаження P=1·10^7 Н з боку бочки ротора.

Зміну радіальних переміщень уздовж твірної бандажного кільця наведено на рис. 5.20.

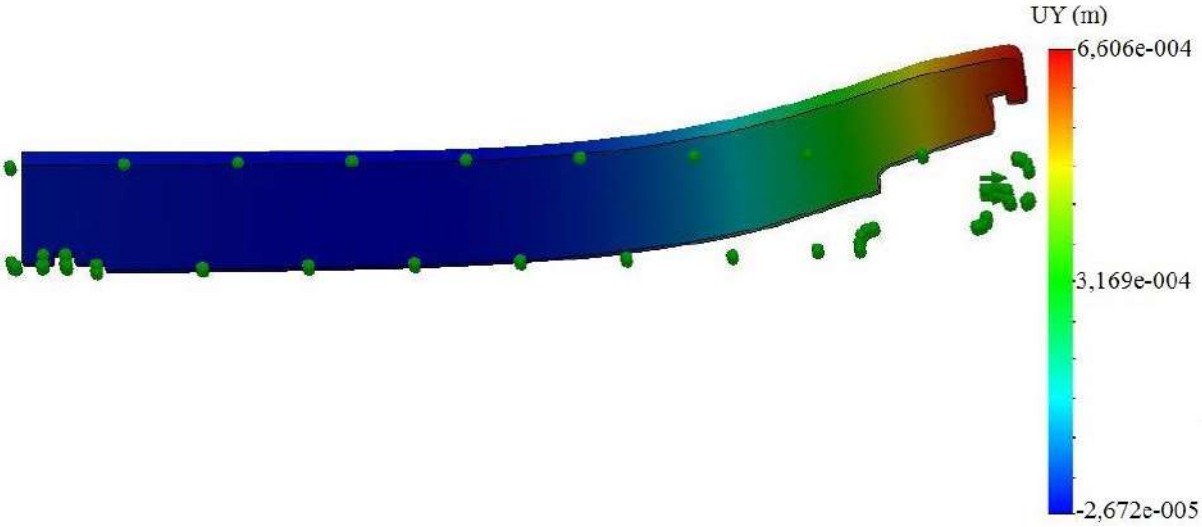


Рис. 5.19. Поле переміщень в бандажному кільці при додаванні радіального навантаження з боку бочки ротора

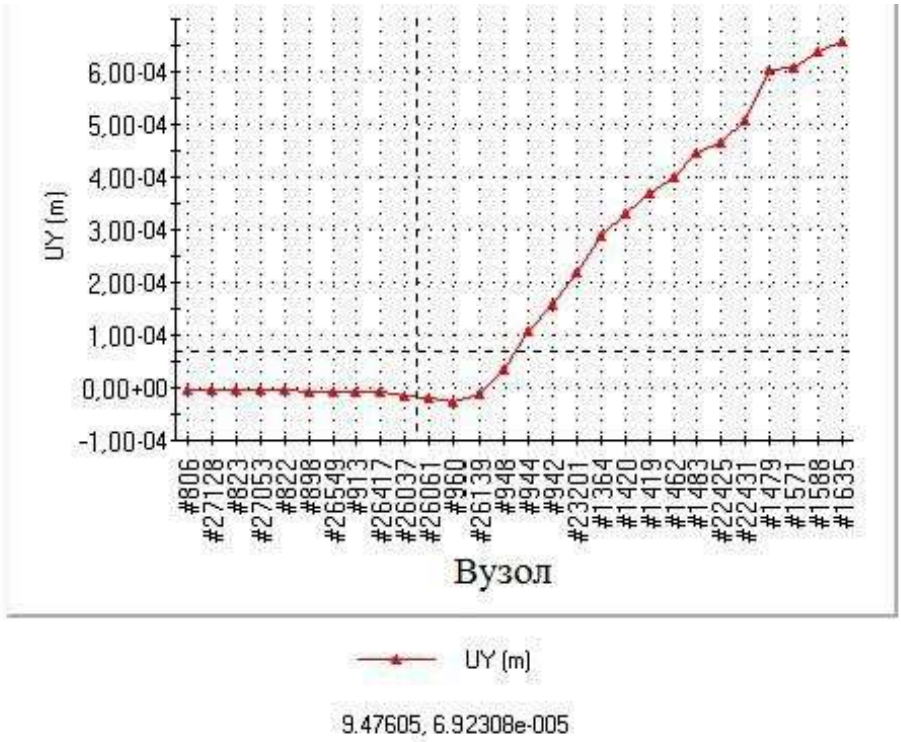


Рис. 5.20. Зміна переміщень уздовж твірної бандажного кільця при додатку радіального навантаження з боку бочки ротора

У бандажному кільці при навантаженні P=1·10^7 Н, що діє з боку бочки ротора, максимальне переміщення відчуває носик бандажного кільця, а середнє значення радіальних переміщень в області контакту з бочкою дорівнює $U_{ср}$=5,5 10^{-4} м. В результаті діаметральна податливість зовнішнього діаметра бандажного кільця складе

$$\lambda^{бк} = \frac{2U_{ср}}{P} = \frac{2\cdot 5{,}5\cdot 10^{-4}}{1\cdot 10^{7}} = 1{,}1\cdot 10^{-10}\,\frac{м}{Н}.$$

Аналогічні дані для значень переміщень в бандажному кільці при додаванні радіального навантаження P=1·10^7 Н з боку центруючого кільця наведені на рис. 5.21 і 5.22.

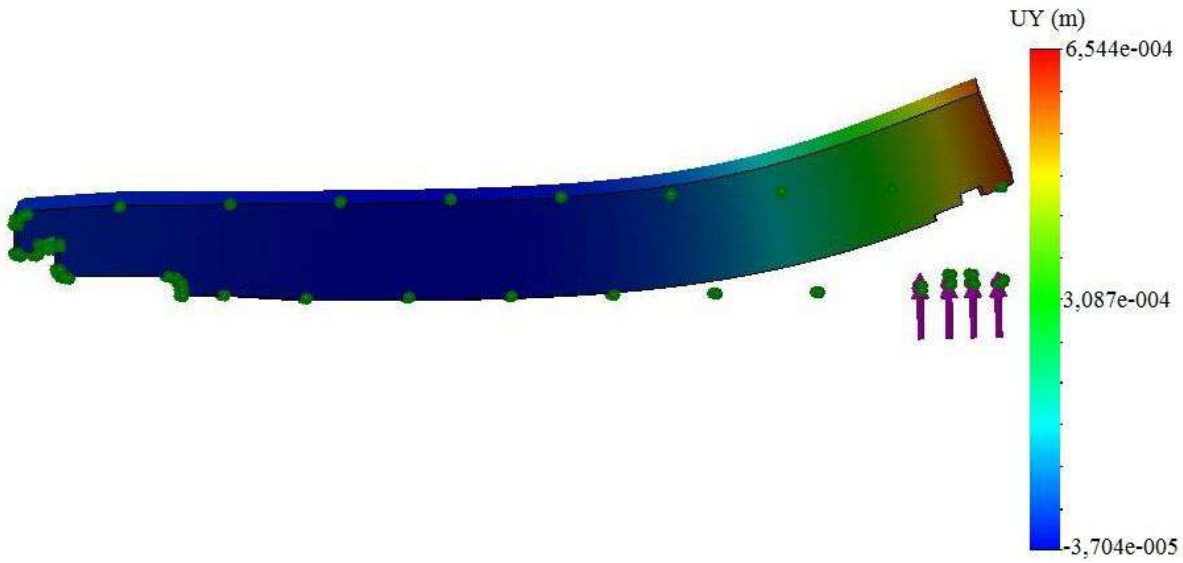


Рис. 5.21. Поле переміщень в бандажному кільці при додаванні радіального навантаження з боку центруючого кільця

Найбільше радіальне переміщення в цьому випадку спостерігається в кінці бандажного кільця з боку центруючого кільця, а середнє значення переміщень в області контакту з центруючим кільцем – $U_{ср}$=5,56 10^{-4} м.

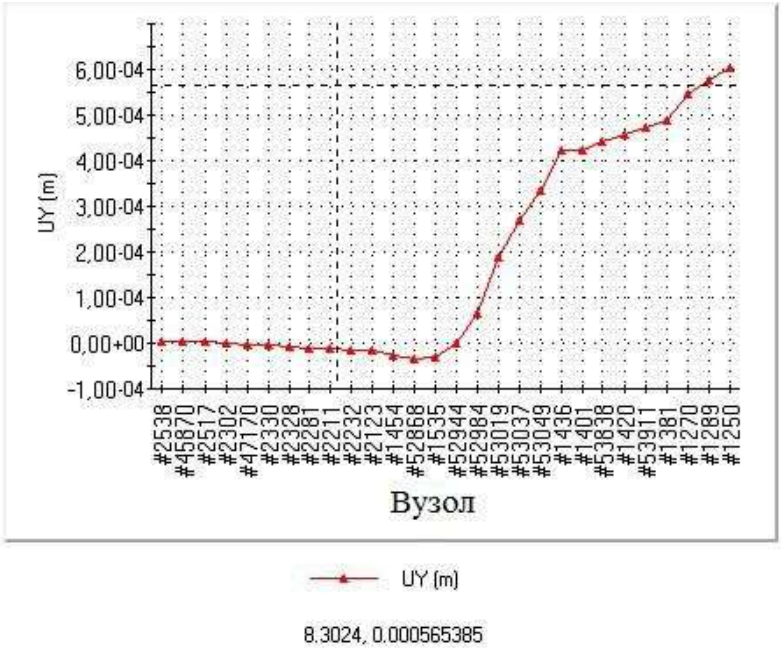


Рис. 5.22. Змінення переміщень уздовж твірної бандажного кільця при додаванні радіального навантаження з боку центруючого кільця

В результаті діаметральна податливість зовнішнього діаметра бандажного кільця складе

$$\lambda^{бк} = \frac{2U_{ср}}{P} = \frac{2 \cdot 5{,}75 \cdot 10^{-4}}{1 \cdot 10^{7}} = 1{,}2 \cdot 10^{-10}\,\frac{м}{Н}.$$

Проведено дослідження податливості бандажного кільця при впливі відцентрової сили від обмотки при угонній частоті обертання. Відцентрова сила від обмотки дорівнює

$$C^{об} = m^{об}\omega^2 r_0 = 772 \cdot 377^2 \cdot 0{,}461 = 50{,}6 \cdot 10^6\ Н\ ,$$

де $m^{об}$ – маса лобової частини обмотки;

$\omega = 2\pi n_{уг} = 2\pi\frac{3600}{60}$ =377 рад/с – кутова частота обертання;

r_0 – радіус по центру мас лобової частини обмотки.

Відцентрова сила рівномірно розподіляється по всій площі контакту обмотки з бандажним кільцем. Оскільки в бочці ротора є 52 паза для обмоток, а розглядається ділянка бандажного кільця, що відповідає трьом пазам, то на ділянку буде діяти сила

$$C^{об.уч} = C^{об}\frac{3}{52} = 2{,}92 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Довжини розглянутих трьох ділянок кільця, взаємодіючих з обмоткою, відрізняються – l_1=0,03 м, l_2=0,06 м, l_3=0,415 м. Припускається, що величина відцентрової сили, що діє на кожній з ділянок, пропорційна відношенню площі ділянки до загальної площі контакту з обмоткою (або відношенню довжини ділянки до загальної довжини всіх ділянок взаємодії з урахуванням того, що винос головної частини обмоток для трьох ділянок однаковий). Тому на першій ділянці на бандажне кільце діє сила

$$C_1 = C^{об.уч} \cdot l_1/l = C^{об.уч} \cdot 0{,}030/0{,}505 = 173 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

– на другій ділянці

$$C_2 = C^{об.уч} \cdot l_2/l = C^{об.уч} \cdot 0{,}060/0{,}505 = 347 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

– на третій ділянці

$$C_3 = C^{об.уч} \cdot l_2/l = C^{об.уч} \cdot 0{,}415/0{,}505 = 2400 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

На рис. 5.23 подано поле переміщень в бандажному кільці від дії відцентрових сил обмотки. Зміну радіальних переміщень уздовж внутрішньої твірної кільця показано на рис. 5.24.

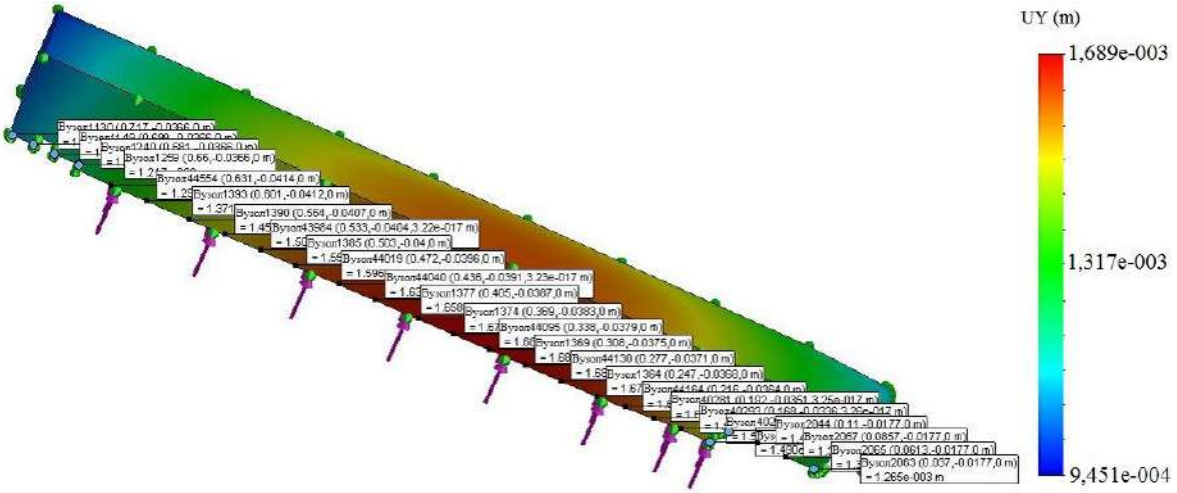


Рис. 5.23. Поле переміщень в бандажному кільці під дією відцентрових сил від обмотки при номінальній частоті обертання

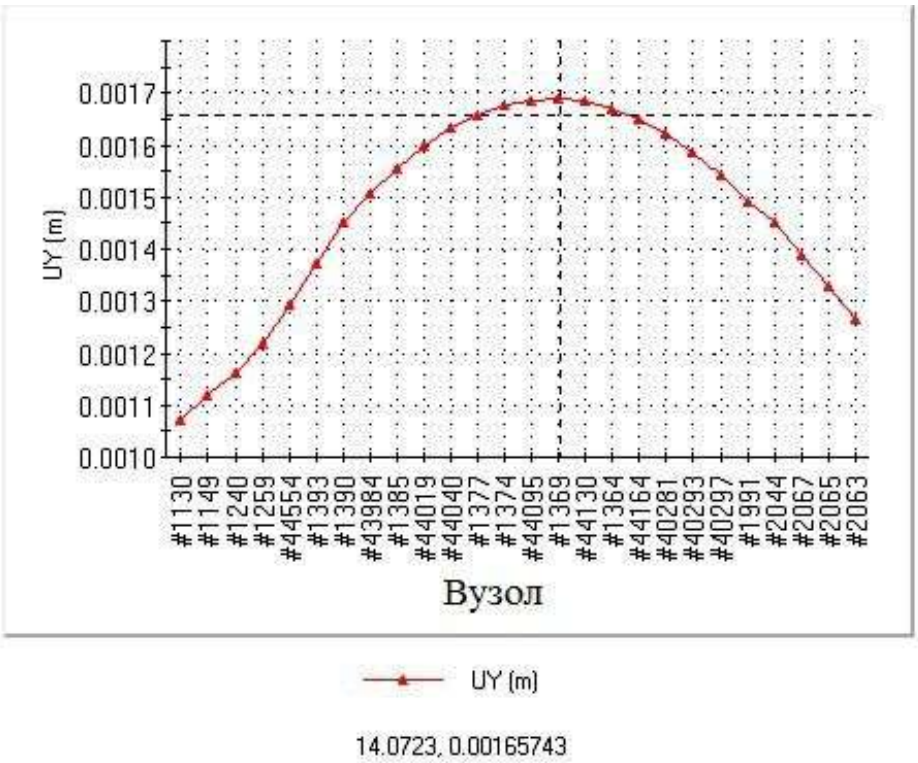


Рис. 5.24. Зміна переміщень уздовж твірної бандажного кільця під дією відцентрових сил від обмотки при номінальній частоті обертання

Середнє значення радіальних переміщень в області контакту кільця з бочкою ротора дорівнює Δr_{cp}=1,35 10^{-3} м, а в області контакту з центруючим кільцем – Δr_{cp}=1,15 10^{-3} м. При цьому максимальне переміщення бандажного кільця спостерігається в середній частині, і так само Δ_{1max}=1,689 10^{-3} м.

З огляду на це коефіцієнт деформації внутрішнього діаметра бандажного кільця:

– носика бандажного кільця з боку бочки ротора:

$$k_1^{бк} = \frac{2\Delta r_{cp}}{n^2} = \frac{2\cdot 1{,}35\cdot 10^{-4}}{3600^2} = 2{,}083\cdot 10^{-10}\,\frac{м}{(об/хв)^2};$$

– кінця бандажного кільця з боку центруючого кільця:

$$k_2^{бк} = \frac{2\Delta r_{cp}}{n^2} = \frac{2\cdot 1{,}15\cdot 10^{-4}}{3600^2} = 1{,}775\cdot 10^{-10}\,\frac{м}{(об/хв)^2};$$

– середньої частини бандажного кільця (максимальне значення)

$$k_{1max}^{бк} = \frac{2\Delta r_{1max}}{n^2} = \frac{2\cdot 1{,}689\cdot 10^{-4}}{3600^2} = 2{,}606\cdot 10^{-10}\,\frac{м}{(об/хв)^2}.$$

Крім цього, було проведено дослідження податливості бочки ротора при впливі радіального навантаження величиною P=1·10^7 Н. Оскільки бочка має 52 зуба, то на один зуб діє навантаження

$$P=1\cdot 10^7/52=192{,}310\ кН.$$

На рис. 5.25 подано поле переміщень в бочці ротора під дією даного радіального навантаження. Зміна переміщень уздовж твірної бочки на поверхні зуба наведено на рис. 5.26.

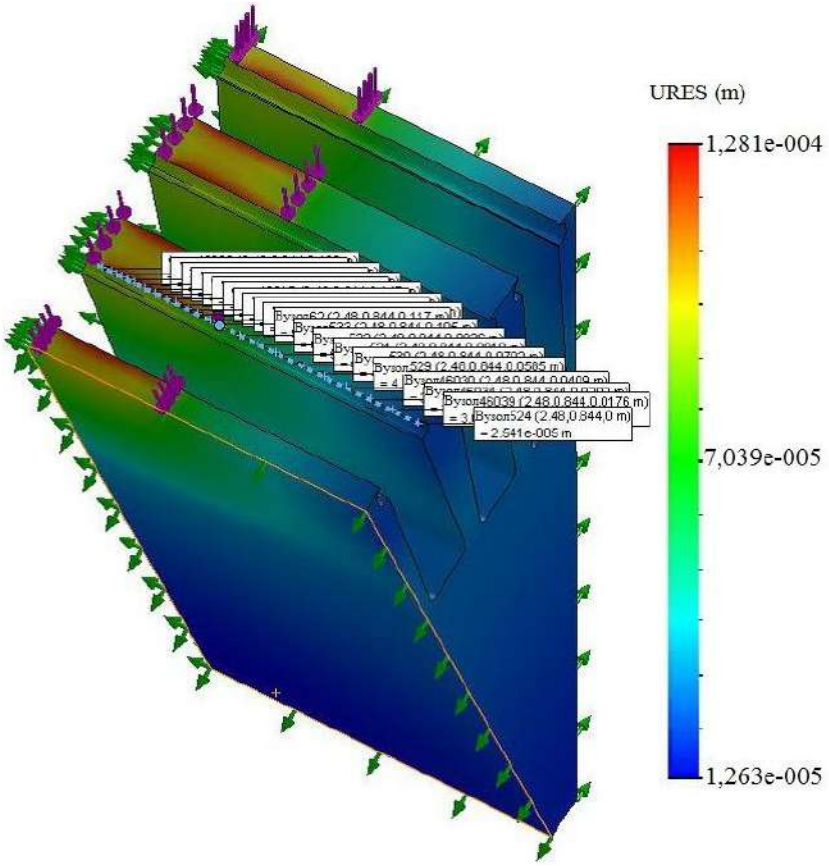


Рис. 5.25. Поле переміщень бочки ротора під дією радіального навантаження

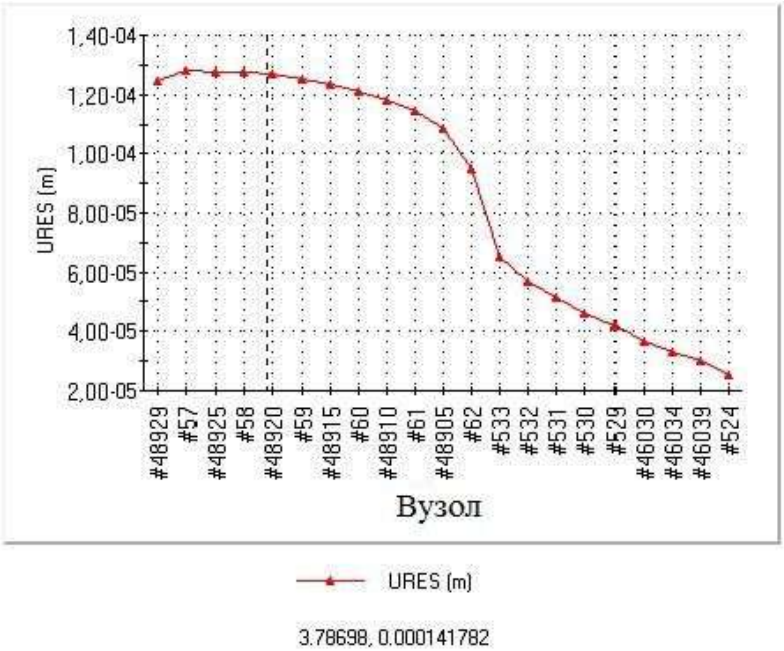


Рис. 5.26. Зміна переміщень уздовж твірної бочки ротора на поверхні зуба під дією радіального навантаження

Таким чином, максимальне радіальне переміщення в розглянутому випадку $U_{ср}$=1,3 10^{-4} м. В результаті діаметральна податливість зовнішнього діаметра бочки ротора складає

$$\lambda^{\text{бр}} = \frac{2U_{ср}}{P} = \frac{2\cdot 1{,}3\cdot 10^{-4}}{1\cdot 10^{7}} = 0{,}26\cdot 10^{-10}\,\frac{\text{м}}{\text{Н}}.$$

Визначено коефіцієнт деформації бочки ротора при впливі відцентрових сил від обмоток при угонній частоті обертання.

Маса міді, що міститься в пазах, $m_м$=4375 *кг*. Число пазів – 36. Довжина бочки 4,1 м. Радіус розташування центру мас вмісту паза – $R_{ц.м.}$=0,465 м. Маса вмісту на 1 м довжини

$$m_{\text{п}} = \frac{m_{\text{М}}}{l_b z_{\text{п}}} = \frac{4375}{4{,}1\cdot 36} = 29{,}64\ \frac{\text{кг}}{\text{м}}.$$

Відцентрова сила вмісту паза при n = 3600 об/хв на один метр довжини

$$\text{С}^{\text{п}} = m_{\text{п}}\omega^2 R_{\text{ц.м}} = 29{,}64\cdot 377^2\cdot 0{,}465 = 1{,}959\cdot 10^6\ \text{Н/м}.$$

Прикладене навантаження на 1 зуб від відцентрових сил при n = 3600 об/хв становить 1,959·10^6 Н/м (довжина моделі бочки ротора – 0,2 м). На одну площину на поверхні зуба – 391800 Н. На половину площини – 195900 Н.

На рис. 5.27 наведені переміщення бочки ротора під дію інерційних сил від обмотки. Зміну переміщень уздовж твірної бочки ротора подано на рис. 5.28.

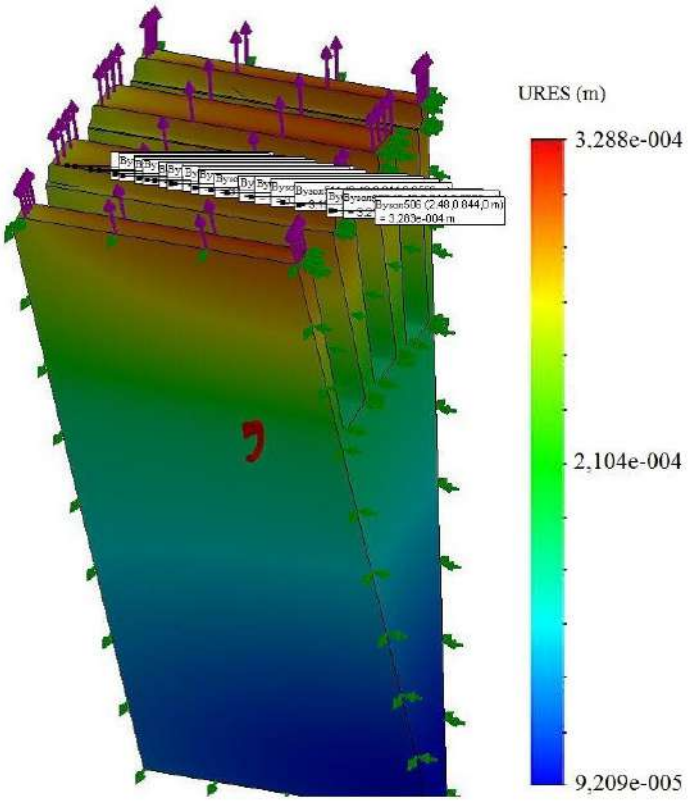


Рис. 5.27. Переміщення бочки ротора під дією інерційних сил від обмотки при угонній частоті обертання

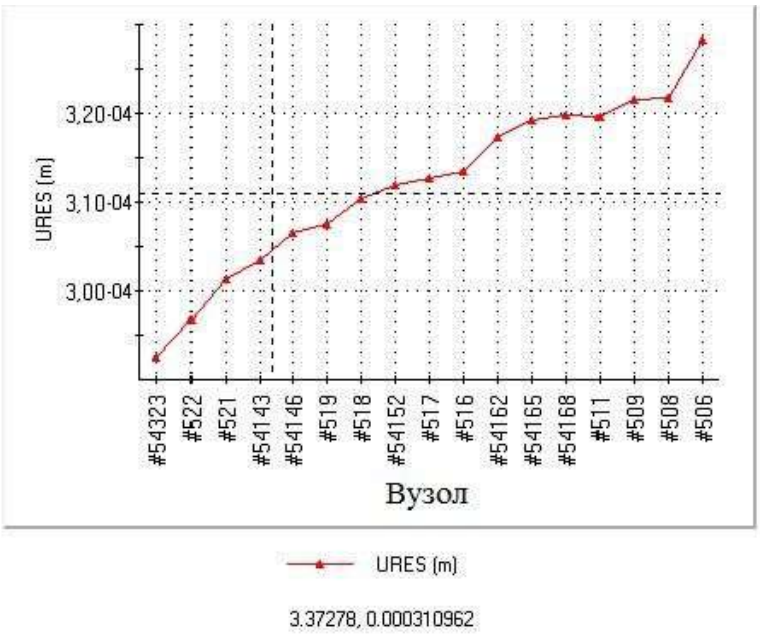


Рис. 5.28. Зміна переміщень уздовж твірної бочки ротора під дією інерційних сил від обмотки при угонній частоті обертання

Радіальна деформація бочки ротора – $\Delta r_{ср}$=3,1 10^{-4}.

Коефіцієнт деформації зовнішнього діаметра бочки ротора

$$k_2^{\text{бр}} = \frac{2\Delta r_{\text{ср}}}{n^2} = \frac{2\cdot 3{,}1\cdot 10^{-4}}{3600^2} = 0{,}478\cdot 10^{-10}\,\frac{\text{м}}{(\text{об/хв})^2}\,.$$

За відомими значеннями коефіцієнтів деформації зовнішніх діаметрів дотичних тіл можуть бути визначені роз'єднувальні частоти обертання для бандажного вузла.

Роз'єднувальна частота обертання холодного бандажного кільця і бочки ротора

$$n_1 = \sqrt{\frac{\delta_{1min}}{k_1^{\text{бб}} - k_2^{\text{бр}}}} = \sqrt{\frac{2{,}09\cdot 10^{-3}}{2{,}083\cdot 10^{-10} - 0{,}478\cdot 10^{-10}}} = 3609\ \text{об/хв}\,.$$

Роз'єднувальна частота обертання холодного бандажного кільця і центруючого кільця дорівнює

$$n_2 = \sqrt{\frac{\delta_{2min}}{k_1^{\text{бк}} - k_2^{\text{цк}}}} = \sqrt{\frac{1{,}9\cdot 10^{-3}}{1{,}775\cdot 10^{-10} - 1{,}0\cdot 10^{-10}}} = 4938\ \text{об/хв.}$$

Визначимо тепер роз'єднувальні частоти нагрітого ротора. Припускаємо, що температура бандажного кільця – $T_б$=70°C; бочки ротора $T_р$=50°C; центруючого кільця – $T_к$=50°C. Коефіцієнти лінійного розширення матеріалу: бандажного кільця – $\alpha_б$=1,7×10^{-5} 1/°C; бочки ротора і центруючого кільця – $\alpha_р$=1,2×10^{-5} 1/°C.

В результаті впливу температур виникає ослаблення натягу в з'єднаннях.

Ослаблення натягу в номінальному режимі:

– бандажного кільця з боку бочки ротора

$$\Delta_{\text{бр}} = D_1\left(\propto_{\text{б}} T_{\text{б}} - \propto_{\text{р}} T_{\text{р}}\right) = 1{,}098 \cdot (1{,}7 \cdot 10^{-5} \cdot 70 - 1{,}2 \cdot 10^{-5} \cdot 50) =$$
$$= 0{,}65 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

– бандажного кільця з боку центруючого кільця

$$\Delta_{\text{бк}} = D_2\left(\propto_{\text{б}} T_{\text{б}} - \propto_{\text{р}} T_{\text{к}}\right) = 0{,}63 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де D_1=1,098 м – посадковий діаметр бандажного кільця;

D_2=1,062 м – зовнішній діаметр центруючого кільця на бочку ротора.

В результаті роз'єднувальні частоти обертання нагрітого бандажного кільця:

– з боку бочки ротора

$$n_1 = \sqrt{\frac{\delta_{1min} - \Delta_{\text{бр}}}{k_1^{\text{бк}} - k_2^{\text{бр}}}} = \sqrt{\frac{(2{,}09 - 0{,}65) \cdot 10^{-3}}{2{,}083 \cdot 10^{-10} - 0{,}478 \cdot 10^{-10}}} = 3100 \text{ об/хв},$$

– з боку центруючого кільця

$$n_2 = \sqrt{\frac{\delta_{2min} - \Delta_{\text{бк}}}{k_2^{\text{бк}} - k_2^{\text{цк}}}} = \sqrt{\frac{(1{,}9 - 0{,}63) \cdot 10^{-3}}{1{,}775 \cdot 10^{-10} - 1{,}0 \cdot 10^{-10}}} = 4050 \text{ об/хв}.$$

У таблиці 5.2 наведені результати розрахунку роз'єднувальних частот обертання. Встановлено, що роз'єднувальні частоти обертання бандажного кільця і бочки ротора, а також бандажного кільця і центруючого кільця для холодного і нагрітого стану значно відрізняються. При цьому значення роз'єднувальних частот для всіх деталей вище номінальної частоти, а для нагрітого/холодного стану значно вище угонної частоти обертання.

З таблиці 5.2 видно, що найменша частота роз'єднання спостерігається в поєднанні бандажного та центруючого кілець в холодному стані і вона дорівнює 3100 об/хв. Це значення вище номінальної частоти обертання, але нижче угонної частоти.

Таблиця 5.2.

Роз'єднувальні частоти бандажного вузла

Сполучені деталі бандажного вузла		Температурний стан	Частота, об/хв
1 деталь	2 деталь		
бандажне кільце	бочка ротора	холодне	3609
		нагріте	3100
бандажне кільце	центруюче кільце	холодне	4938
		нагріте	4050

Слід зазначити, що підвищити роз'єднувальну частоту можна збільшивши величину натягу деталей. Однак для бандажного і центруючого кілець такої можливості немає. Застосований рівень натягу цих деталей вже відповідає максимально допустимому значенню. Як випливає з рис. 5.14, рівень напружень від зусиль натягу в центручому кільці дорівнює 667 МПа і відповідає межі плинності матеріалу. Без застосування нового матеріалу для центруючого кільця, що має більш високу межу текучості, підвищити величину натягу в цьому з'єднанні не представляється можливим.

5.2 Дослідження НДС натискного фланця

Одним із важливих елементів конструкції статора генератора є натискний фланець, який забезпечує на протязі всього терміну експлуатації турбогенератора необхідне осьове навантаження в кінцевій частині корпусу для забезпечення необхідних парметрів запресовки. Натискний фланець відноситься до нересурсних вузлів генератора, для яких надзвичайно важливим питанням є забезпечення їх тривалої міцності, оскільки вони не можуть бути замінені в процесі експлуатації. Причини і наслідки зменшення запресовки розглянуті в роботі Штогрина А. В. [311]

На рис. 5.29 подана кінцева частина корпусу статора турбогенератора виробництва ДП «Завод «Електроважмаш» з перерізом за місцем установки силового акумулятора [312]. Натискним пристроєм осердя статора в

представленій моделі корпусу є силовий акумулятор. Для забезпечення нормальної запресовки статора натискний фланець повинен створювати осьове навантаження величиною 2 МПа.

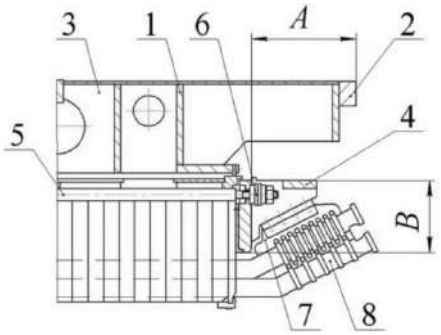


Рис. 5.29. Кінцева частина статору:
1 – крайня рама корпусу, 2 – фланець, 3 – стяжні ребра,
4 – натискной фланець, 5 – стяжна призма, 6 – силовий акумулятор,
7 – кронштейн, 8 – лобова частина обмотки

У даний час класичний натискной фланець виконується з товстолистового прокату з використанням зварних з'єднань. Конструкція натискного фланця подана на рис. 5.30. Матеріалом натискного фланця є високоміцна нержавіюча сталь.

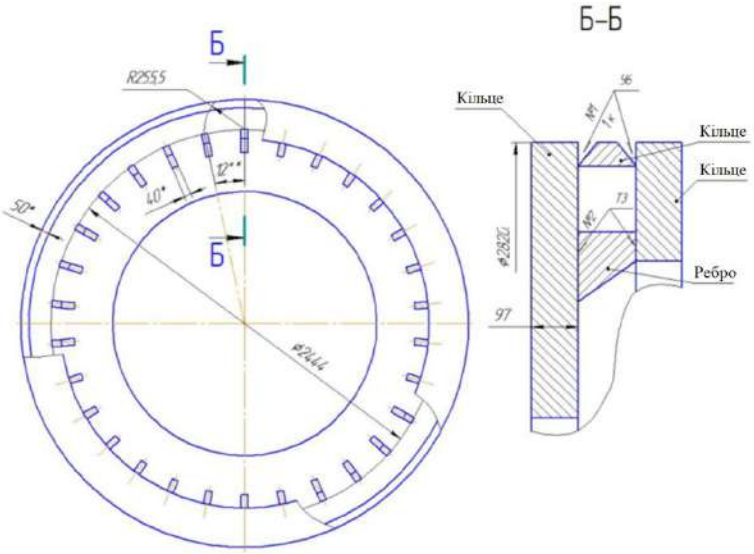


Рис. 5.30. Конструкція натискного фланця

На рис. 5.31 наведено результати розрахунку напружень у натискному фланці. Видно, що розподіл напружень у фланці має складний характер, який неможливо отримати, застосовуючи класичний підхід.

Класичні методики розрахунку натискного фланця засновані на двовимірній постановці і враховують тільки нормальні напруження. Однак, як показав досвід експлуатації електричних машин, досить часто спостерігається зменшення запресовки статора внаслідок зменшення натиску фланця. Тому виникла необхідність переглянути існуючі методики розрахунку, використовуючи більш точне тривимірне моделювання НДС натискного фланця. При цьому необхідно врахувати особливість конструкції, яка полягає у застосуванні зварних з'єднань, які при комп'ютерному моделюванні можуть потребувати згущення сітки.

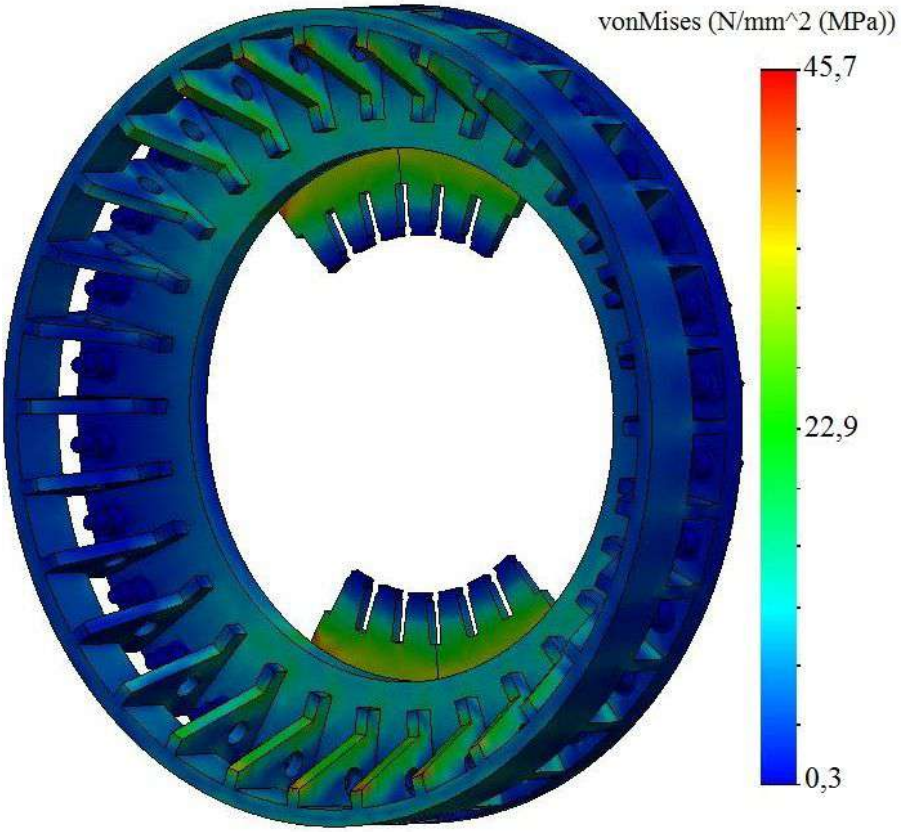


Рис. 5.31. Поле напружень на поверхні натискного фланця

За результатами експлуатації елементів конструкцій із зварними з’єднаннями, виконаних згідно ГОСТ 5264-80 (рис. 5.32) [313], подана методика може бути застосована для розрахунку з’єднань, за умови збереження значень запасів міцності як для основних елементів (за умови повного провару зварних з'єднань).

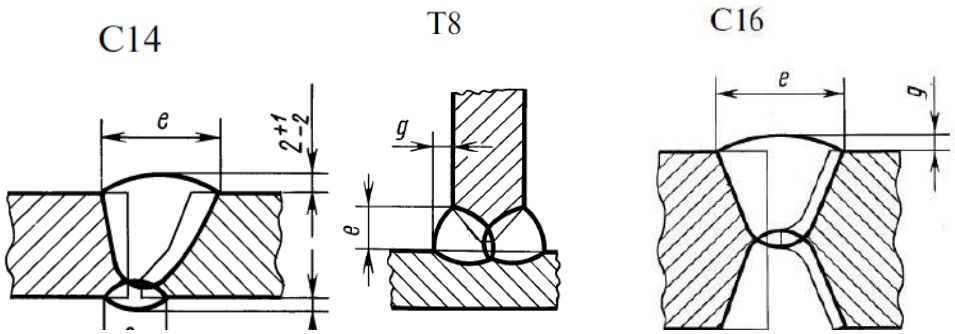


Рис. 5.32. Типи зварних з'єднань

У табл. 5.3 наведені максимальні значення напружень, обчислених по Мізесу, у натискних фланцях турбогенераторів серії ТГВ різних потужностей виробництва ДП «Завод «Електроважмаш».

Таблиця 5.3.

Напруження у натискному фланці

№	Деталь	Напруження (МПа)		
		ТГВ-200	ТГВ-300	ТГВ-500
1	фланець натискний	135	157	133
2	палець натискний	274	344	268

5.3 Висновки по розділу 5

У розділі викладена постановка задачі про визначення НДС бандажного вузла ротора турбогенератора під дією силових і температурних навантажень. Враховується вплив відцентрових сил від обмоток ротора, масових сил самого

бандажного вузла, натяг посадки бандажного кільця, а також температурні навантаження. Значення навантажень, що діють на бандажний вузол, визначаються згідно з нормативними документами. Наведено тривимірну розрахункову схему бандажного вузла і проведено чисельне дослідження напруженого стану ротора турбогенератора ТГВ-550-2МУ3 потужністю 560 МВт. Наведено результати розрахунку полів напружень в бочці ротора, бандажному і центруючому кільцях. Показано, що поле напружень, що виникає в бандажному вузлі, має складний характер, обумовлений наявністю вирізів, який неможливо врахувати при проведенні розрахунків класичними інженерними методами. Встановлено, що напруження в бандажному вузлі при номінальному і угонному обертанні не перевищують допустимих значень. Крім цього, проведено дослідження роз'єднувальних частот обертання для холодних і нагрітих деталей бандажного вузла. Показано, що роз'єднувальна частота обертання холодних і нагрітих бандажного кільця і бочки ротора, а також бандажного кільця і центруючого кільця значно відрізняються. Встановлено, що значення роз'єднувальних частот для всіх деталей бандажного вузла більше номінальної частоти, а для нагрітого стану значно вище угонної частоти обертання.

Крім того, у розділі наведено постановку та чисельні результати розрахунку НДС у натиских фланцях. Наведено результати дослідження міцності у натискних фланцях турбогенераторів серії ТГВ різних потужностей виробництва ДП «Завод «Електроважмаш».

Результати розділу опубліковані в роботах [4, 7, 14, 16, 29, 30].

РОЗДІЛ 6
ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ ГЕНЕРАТОРА

6.1 Постановка задачі

Характерною особливістю конструкції вертикального гідрогенератора є наявність опорного підшипника, призначеного для сприйняття осьових навантажень – підп'ятника [34, 314-317]. У підвісної конструкції генератора підп'ятник розміщується на верхній хрестовині. В генераторах зонтичного типу підп'ятник встановлюється на нижній хрестовині, яка має форму усіченого конуса, що спирається на кришку турбіни. На підп'ятник діє осьове навантаження від ваги обертових частин гідрогенератора і гідротурбіни, а також від осьової реакції води на лопастях робочого колеса гідротурбіни. У великих агрегатах зусилля на підп'ятник може досягати 2500–3000 т. Ці зусилля підп'ятник передає від вала на грузонесучу або опорну хрестовину, а потім через корпус статора – на фундамент. Для агрегатів великої потужності найбільш розповсюджені два типи підп'ятників: на регульованих гвинтових опорах і на гідравлічних опорах. Кожен з них має свої переваги і недоліки.

На рис. 6.1 подана конструкція підп'ятника на регульованих гвинтових опорах [316]. Підп'ятник розташовується в масляній ванні, що має водяні маслоохолоджувачі. Рухома частина опорної конструкції складається з ступиці, яка насажується на верхній кінець вала, і кільця, в яке вставляються сегменти. Нижня частина ступиці забезпечена диском з полірованою поверхнею – дзеркалом підп'ятника. Все вертикальне навантаження передається через дзеркало підп'ятника на сегменти. Сегменти підп'ятника розташовані в один або два ряди на стільці підп'ятника, що сприймає навантаження. Сталевий сегмент складається з тіла сегмента і подушки, покритої шаром антифрикційного матеріалу – бабіта або фторопласта. Сегмент спирається на тарілку (опору сегмента), яка підпирається сферичними головками болтів, чим забезпечується їх самовстановлення при

роботі. Для запобігання провороту, сегменти утримуються спеціальними радіальними упорами.

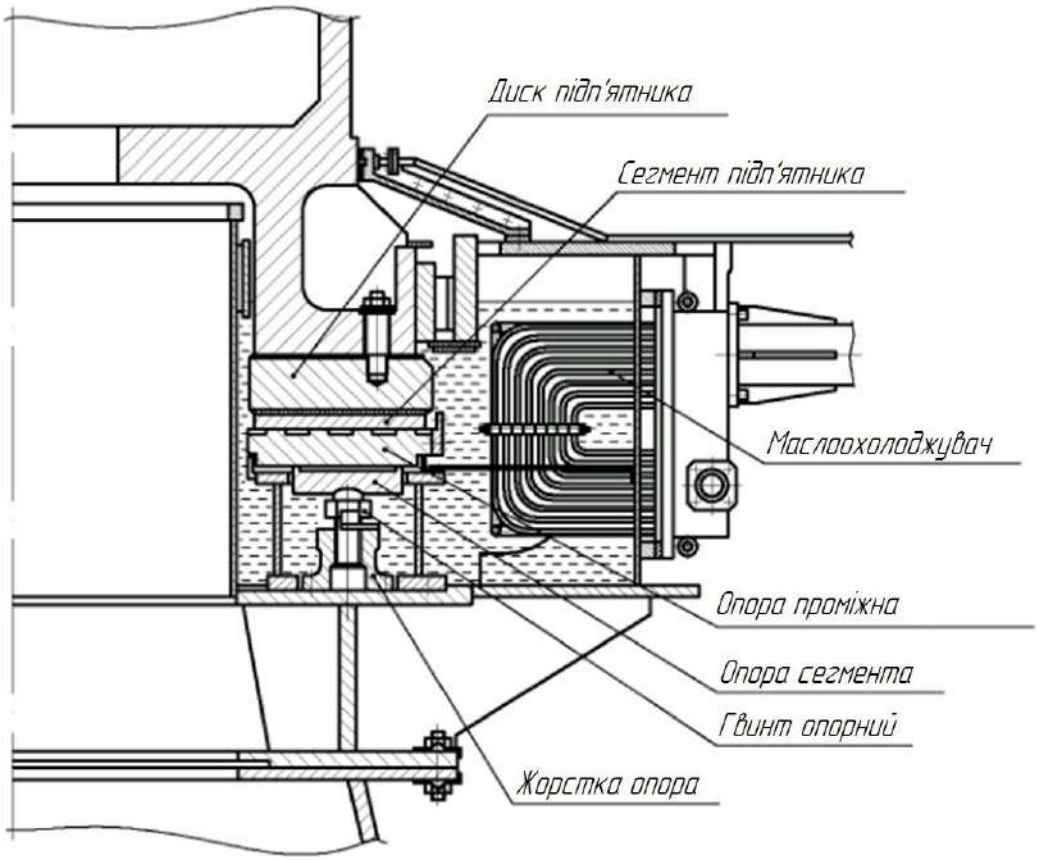


Рис. 6.1. Конструкція підп'ятника на регульованих гвинтових опорах

Масляний клин створюється при певній швидкості обертання агрегату, на яку і розрахована вся конструкція підп'ятника, тому тривалі обертання агрегату при числі обертів нижче номінального є небажаними. Найбільш небезпечними для агрегату є пуски та зупинки. Для зменшення тертя в підп'ятнику на етапах пусків та зупинкок на деяких генераторах передбачено додаткове уприскування масла під тиском через отвори в сегментах. Для агрегатів великої потужності припускається підйом ротора на гальмах перед пуском агрегату в хід, якщо перед цим зупинка його мала тривалість понад визначеної.

Основними причинами пошкодження підп'ятників є мікронерівності. Вони являють собою окремі виступи і западини з відстанню між ними в сотні міліметрів, що розташовані на дзеркальній поверхні диска у напрямку обертання. При обертанні ротора ці виступи і западини призводять до появи додаткових періодичних навантажень, що діють на сегмент. Причинами появи мікронерівностей є конструктивні дефекти і особливості. Наприклад, тонке днище втулки підп'ятника під навантаженням прогинається між ребрами втулки, викликаючи появу виступів і западин на прикріпленому до нього диску підп'ятника; залишкові деформації втулки підп'ятника в результаті гарячої посадки її на вал, що після приєднання до неї диска, викликає нерівність на його дзеркальній поверхні; залишкові деформації диска, що з'явилися в процесі експлуатації або при монтажі; руйнування прокладок, встановлених між диском і втулкою [98].

Крім цього, мікронерівності призводять до погіршення умов роботи підп'ятника при пусках і зупинках. При пусках ускладнюється і сповільнюється утворення масляної плівки, що розділяється по поверхні тертя. При аварійних зупинках, відбувається порушення масляної плівки, в результаті цього подовжується процес безпосереднього контакту поверхонь тертя, з'являються натири на сегментах, а потім відбувається підплавлення бабітової поверхні сегментів, і підп'ятник втрачає працездатність.

Велике значення для надійної експлуатації підп'ятника має також рівномірний розподіл навантаження на всі сегменти.На рис. 6.2 подано сегмент С з бабітовим шаром Б, навантажений дзеркалом З та встановлений на гвинтовий опорі О, що стоїть на стільці СТ опори підп'ятника [317].

Гайкою гвинтової опори проводиться регулювання сегмента по висоті для забезпечення рівномірного навантаження всіх сегментів. Навантаження сегмента контролюється за його прогином. При оцінці прогинів використовуються мікрометри або тензометрування конструкції. В останньому випадку вдається домогтися більш рівномірного розподілу навантаження за сегментами.

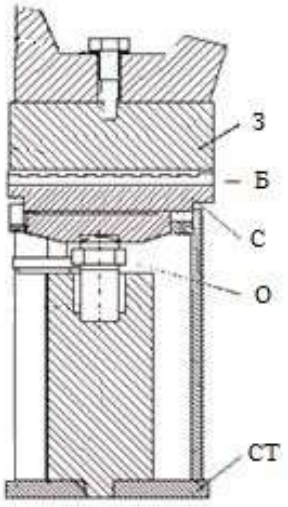


Рис. 6.2. Підп'ятник на регульованих гвинтових опорах

Регулюючі гвинтові опори, проводиться балансування підп'ятника. Гвинтова опора є найбільш навантаженою частиною підп'ятника, що є недоліком цієї конструкції. Крім цього, істотним недоліком жорсткого підп'ятника є трудомісткість і складність балансування. В результаті балансування, відмінність навантаження за сегментами складає ± 5-10 %, в залежності від застосованого методу вимірювання деформацій.

Ці недоліки вдалося частково подолати в конструкції підп'ятника на гідравлічній опорі. В ній сегмент спирається на потужний сталевий сильфон – пружну посудину, наповнену маслом (рис. 6.3) [98]. Сильфони всіх сегментів пов'язані між собою трубопроводами, що забезпечують однаковий тиск у всіх сильфонах і тим самим – однакове навантаження всіх сегментів.

Основною причиною пошкодження камер підп'ятника на гідравлічній опорі є розгерметизація камер, при цьому підп'ятник з гідравлічного з автоматичним вирівнюванням навантаження між сегментами перетворюється в підп'ятник на жорстких опорах. Це супроводжується значним разрегулюванням навантаження на сегменти. При появі тріщин в пружній камері проводиться її заміна з подальшим заповненням всієї системи маслом [98].

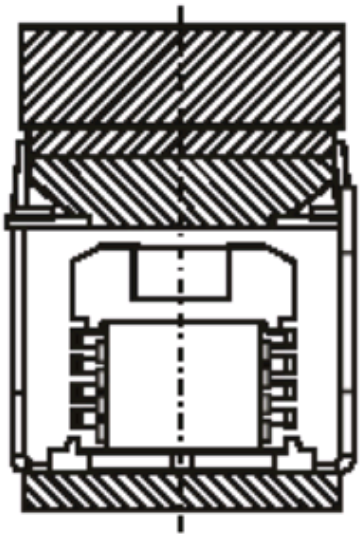


Рис. 6.3. Підп'ятник на гідравлічній опорі

На рис. 6.4 подана схема розвитку вищевказаного дефекту підп'ятника на гідравлічній опорі. Причинами дефекту (вони показані на 1-м і 2-м тимчасових рівнях) є підвищені пульсації в підп'ятнику або дефекти виготовлення. У тимчасових рівнях 3-7 показано подальший розвиток аварійної ситуації.

Важливою характеристикою сегмента є рівень питомого навантаження, що припадає на один сегмент. Збільшення потужності генераторів, а значить і осьових навантажень на підп'ятник, вимагає збільшення геометричних розмірів сегментів і міцності їх конструкцій, що в деяких випадках вельми складно здійснити.

Створення підп'ятників з дворядним розташуванням сегментів дозволило зберегти необхідний рівень питомого навантаження без збільшення розміру сегментів. У дворядній конструкції підп'ятника є два кільцевих рядів сегментів, і навантаження через ступицю і диск передається на обидва ряди сегментів.

На рис. 6.5 подані конструкції однорядних підп'ятників виробництва «Waukesha Bearings» і «Itaipu Power Plant».

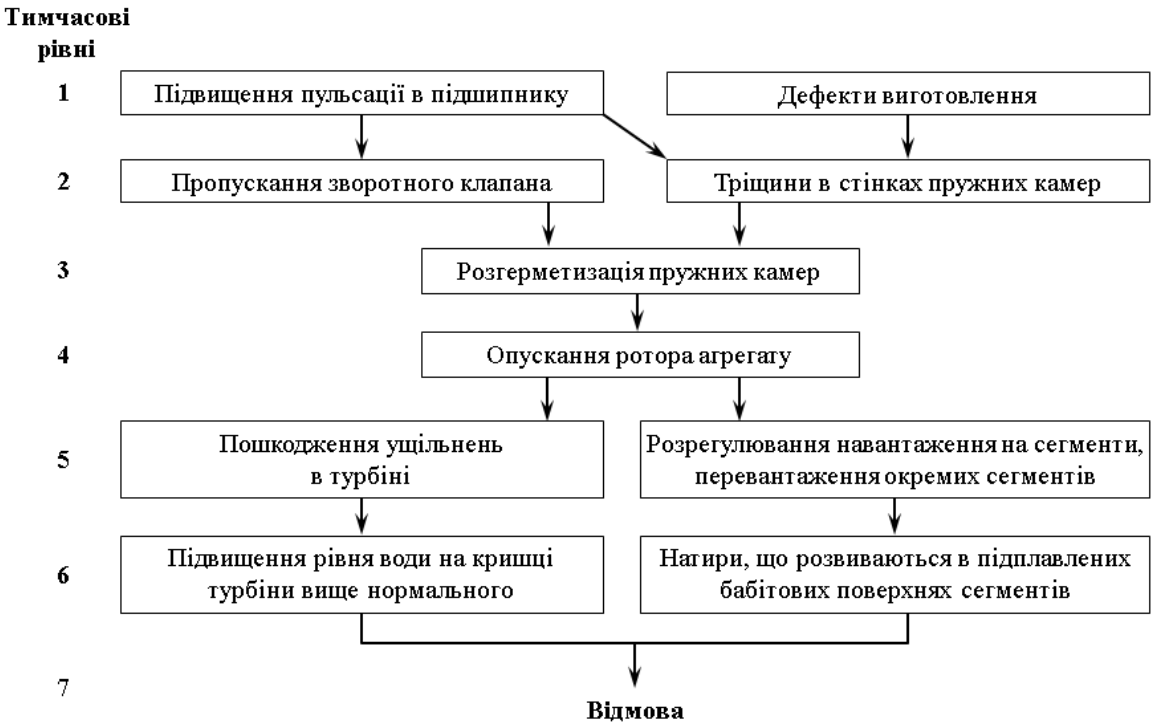
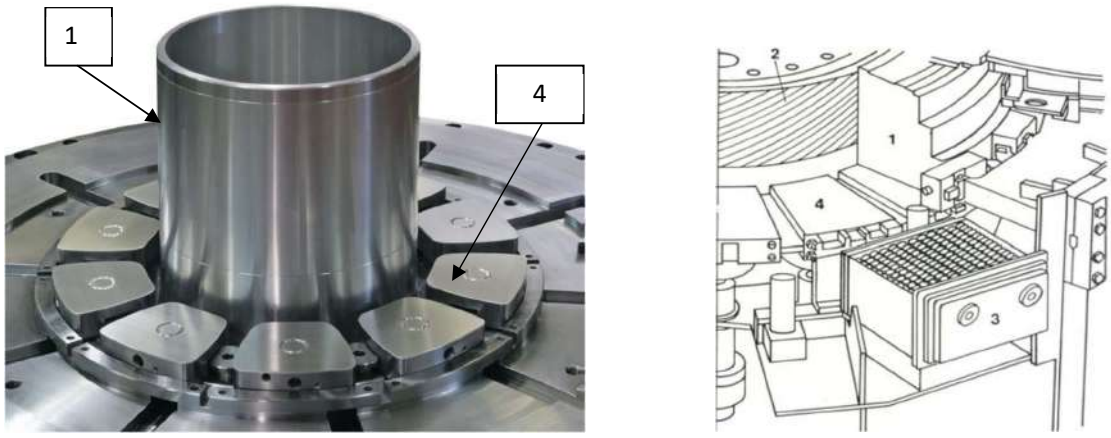


Рис. 6.4. Схема розвитку дефектів пружних камер підп'ятника



а б

Рис. 6.5. Підп'ятники:

а – Waukesha Bearings; б – Itaipu Power Plant:

1 – опорна втулка (спідниця), 2 – вал гідроагрегату, 3 – охолоджувач,

4 – опорний сегмент.

На рис. 6.6 подано дворядний підп'ятник на жорстких гвинтових опорах Саяно-Шушенської ГЕС виробництва ТОВ "Чебоксари-Електро" [316]. У табл. 6.1 наведені основні характеристики підп'ятника гідрогенератора СВФ 1285/275-42, потужністю 640 МВт з частотою обертання валу 142,8 об/хв [316].

Рис. 6.6. Дворядний підп'ятник на жорстких гвинтових опорах Саяно-Шушенської ГЕС

Таблиця 6.1

Параметри підп'ятника гідрогенератора СВФ 1285/275-42

Параметри	Значення
Кількість сегментів, шт	40
Загальне навантаження на сегменти, т	3250
Питоме навантаження на сегменти внутрішнього ряду, кг/см^2	51,3
Питоме навантаження на сегменти зовнішнього ряду, кг/см^2	47,9
Швидкість ковзання диска п'яти внутрішнього ряду, м/с	23,8
Швидкість ковзання диска п'яти зовнішнього ряду, м/с	31,1

ДП «Завод «Електроважмаш» для виготовлення генераторів застосовує всі різновиди підп'ятників: одно- і дворядні, жорсткі і гідравлічні, в

залежності від потужності проектованого агрегату. Для генераторів високої потужності застосовуються дворядні підп'ятники, які дозволяють забезпечити надійну роботу вузла підп'ятника з навантаженнями в 300 тонн і більше.

Оскільки однією з основних задач роботи є розробка методів розрахунку міцності елементів конструкцій і вузлів для генераторів великої і граничної потужності, то далі проводиться дослідження НДС дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типу, що застосовуються при виробництві генераторів-двигунів великої потужності в ДП «Завод«Електроважмаш».

На підп'ятники в генераторах великої потужності діє досить значне осьове навантаження. Так при роботі агрегату потужністю 330 МВт в генераторному режимі під час пуску осьове навантаження на підп'ятник від маси обертових частин насос-турбіни і реакції води може досягати 300 тс, а сумарне осьове навантаження від тиску води і обертових частин гідроагрегату на номінальному режимі – 2300 тс.

Конструкція підп'ятника не повинна допускати підвищених нагрівів, вібрацій, розбризкування масла і попадання його в вентиляційний тракт на всіх режимах роботи, включаючи пуски і зупинки, а також роботу при максимальній угонній частоті обертання.

Вертикальна вібрація підстави підп'ятника (подвійна амплітуда) не повинна перевищувати 0,15 мм.

Сегменти підп'ятника виконуються з еластичними металопластмасовими накладками (з фторопластовим покриттям). При цьому питомий тиск на сегменти підп'ятника обмежуються 6 МПа. Конструкція забезпечує рівномірний розподіл навантаження на сегменти з допуском ± 10%.

Підп'ятник розташовується в масляній ванні, яка захищена від потрапляння води, і є самозмащувальним. Для його змащення використовується масло марки ТП-30 по ГОСТ 9972-74 [302] (або його аналоги). Воно охолоджується водою, що циркулює через маслоохолоджувачі,

які розміщені в масляній ванні до температур, що відповідають установленим нормам.

Опорний підшипник забезпечує надійну роботу в обох напрямках обертання гідроагрегату, а також пуск гідрогенератора після його тривалої зупинки без застосування спеціальних заходів.

6.2 Дослідження НДС підп'ятника жорсткого типу

Розглядається жорсткий дворядний підп'ятник для Нурекської ГЕС виробництва ДП «Завод «Електроважмаш». Досліджуються механічні напруження у внутрішній та зовнішній камерах дворядного підп'ятника, в опорних тарілках і опорних болтах. Розрахунок проводиться аналітично з використанням класичного двовимірного підходу, а також чисельного – для більш точної тривимірної постановки задачі. Розв’язання тривимірної задачі отримано за методикою, що викладена в розділі 2, і реалізованої в комплексі SolidWork Simulation. Розрахунок проводиться для номінального режимі роботи генератора, коли осьове навантаження на підп'ятник має значення P=1150 т. Підп'ятник Нурекської ГЕС має 16 сегментів, використовується дворядне розташування сегментів.

Як розрахунковий матеріал використовуються Сталь 40ХН або Сталь 34CrMo4. Їх механічні характеристики обумовлюються ГОСТ 8479-70 гр. 5 КП 590 [318], а наявність внутрішніх дефектів регламентується при ультразвуковій діагностиці ГОСТ 24507-80 група 4П [319].

Макроструктура сталі – сорбіт. Необхідно відзначити, що наявність малих неметалевих включень в структурі сталі може негативно позначатися на механічній міцності зразків.

6.2.1 Розрахункова схема аналітичного методу

Розрахунок підп'ятника аналітичним методом проводиться згідно РТМ16.682.046-74 «Гідрогенератори. Розрахунки механічні» [303]. Класичний метод розрахунку НДС підп'ятника базується на застосуванні одно- і

двовимірних моделей тіл, і зводиться до розгляду НДС елементів конструкцій вузла підп'ятника під дією тільки рівномірно розподілених навантажень.

На рис. 6.7 подана схема навантаження сегментів дворядного підп'ятника ротора. Сегменти лежать на опорних тарілках, які спираються на сферичні поверхні опорних болтів, що ввернені в балансир. Таким чином, сегменти попарно пов'язані за допомогою балансира, що лежить на циліндричній опорі. Навантаження між зовнішнім і внутрішнім сегментами в парі розподіляється автоматично за законом двостороннього важіля (важіля першого роду).

Припускається, що на внутрішній і зовнішній сегменти діють рівномірно розподілені по їх поверхні навантаження $q_в$ і $q_н$, відповідно. Ці навантаження діють по нормалі до поверхні сегмента. Прикладені навантаження передаються на опорні тарілки підп'ятників, а далі через опорний гвинт на балансир. Позначимо $l_н$ і $l_в$ – довжини плечей важеля зовнішнього і внутрішнього сегментів.

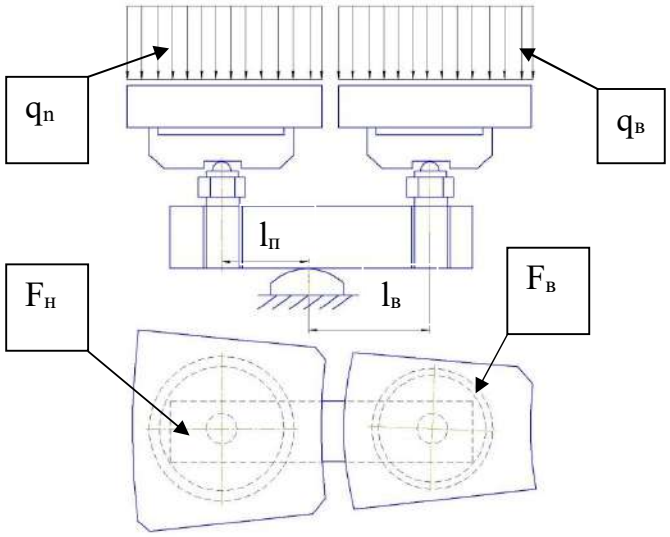


Рис. 6.7. Схема навантаження сегментів дворядного підп'ятника

В результаті умова рівності моментів для сил, що діють на сегменти, може бути записано у вигляді

$$q_н F_н l_н = q_в F_в l_в \text{ або } P_н l_н = P_в l_в ,$$

де $P_н$ і $P_в$ – навантаження на зовнішній і внутрішній сегменти;

$F_н$ и $F_в$ – площі робочих поверхонь зовнішнього і внутрішнього сегментів.

На рис. 6.8 подана класична розрахункова схема тарілки підп'ятника. Припускається, що зусилля від болта рівномірно розподілено по області контакту з тарілкою і дотичні навантаження відсутні. Це є істотним недоліком аналітичного розрахунку. Виходячи з даної схеми, концентрація напружень буде спостерігатися по краях області прикладання навантаження, де має місце різкий стрибок навантаження. Однак в реальності максимальні значення навантаження спостерігаються посередині опори, як це випливає з класичної задачі Герца про вдавлення кулі в простір [208, 211, 320].

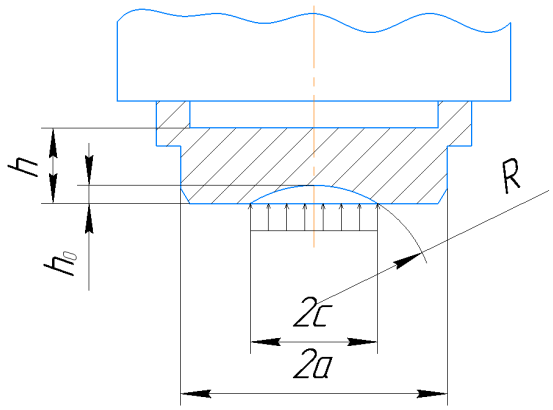


Рис. 6.8. Розрахункова схема тарілки підп'ятника

Для розглянутого опорного підп'ятника: 2a=26 см, 2c=10,78 см, h_0=1см, h=5,5 см. При осьовому навантаженні на підп'ятник в 1150 т та 16 однакових сегментах, навантаження на один сегмент складає

$$P_1 = \frac{P}{N} \approx 72 \cdot 10^3 \text{ кг.}$$

Максимальне напруження в центрі опори може бути обчислено за формулою [321]

$$\sigma = 0{,}476\,\frac{72\cdot 10^3}{30{,}2}\left(1 + 1{,}27\cdot 0{,}88 - \frac{0{,}73}{4\cdot 5{,}81}\right) \approx 2380 \text{ кг/см}^2\text{=238 МПа.}$$

Запас за граничним навантаженням, при якій опора втрачає несучу здатність, становить

$$k = \frac{\pi}{2\left(1-\frac{2}{3}\cdot 0{,}415\right)} = \frac{3000\cdot 5{,}5^2}{72\cdot 10^3} \approx 2{,}74.$$

Напруження стиснення в болті дорівнює

$$\sigma = \frac{72\cdot 10^3}{0{,}785\cdot 11^2} \approx 760 \text{ кг/см}^2\text{=76 МПа.}$$

Таким чином, згідно аналітичному розрахунку максимальне напруження не перевищує допустимих значень.

Представлений аналітичний метод може використовуватися на етапі ескізного проектування. Однак для робочого проекту схема розрахунку повинна бути переглянута з урахуванням реальної тривимірної картини впливу навантажень на підп'ятник. Найбільш точно такий розрахунок здійснити тільки при твердотільному моделюванні всієї конструкції в тривимірній постановці.

6.2.2 Реалізація методу тривимірного розрахунку

Досліджується НДС опорних болтів і тарілок підп'ятника, як найбільш навантажених елементів жорсткого підп'ятника. Вихід їх з ладу приводить до необхідності заміни з демонтажем усього гідрогенератора. З огляду на зазначене вище, необхідно розробити метод розрахунку підп'ятників гідрогенераторів в тривимірній постановці з урахуванням більш точного

задання реальної геометрії опорних елементів (болтів і тарілок) і характеристик їх навантаження, а також особливостей обраного матеріалу.

На рис. 6.9 подана розрахункова схема підп'ятника із зазначенням навантажень, що діють на підп'ятник, граничних умов і прийнятих умов симетрії.

Управління розміром сітки твердого тіла включає завдання величин кінцевих елементів в різних областях моделі. Менший розмір елемента підвищує точність результатів в цій області, проте різко збільшує розмірність розв'язуваної задачі (див. розділ 2). Тому вибирається нерівномірна сітка кінцевих елементів зі згущенням в області контакту тарілки і болта. При цьому лінійний розмір мінімального кінцевого елемента відповідає максимальному розміру зерна кристалічної решітки в зоні контакту (рис. 6.10).

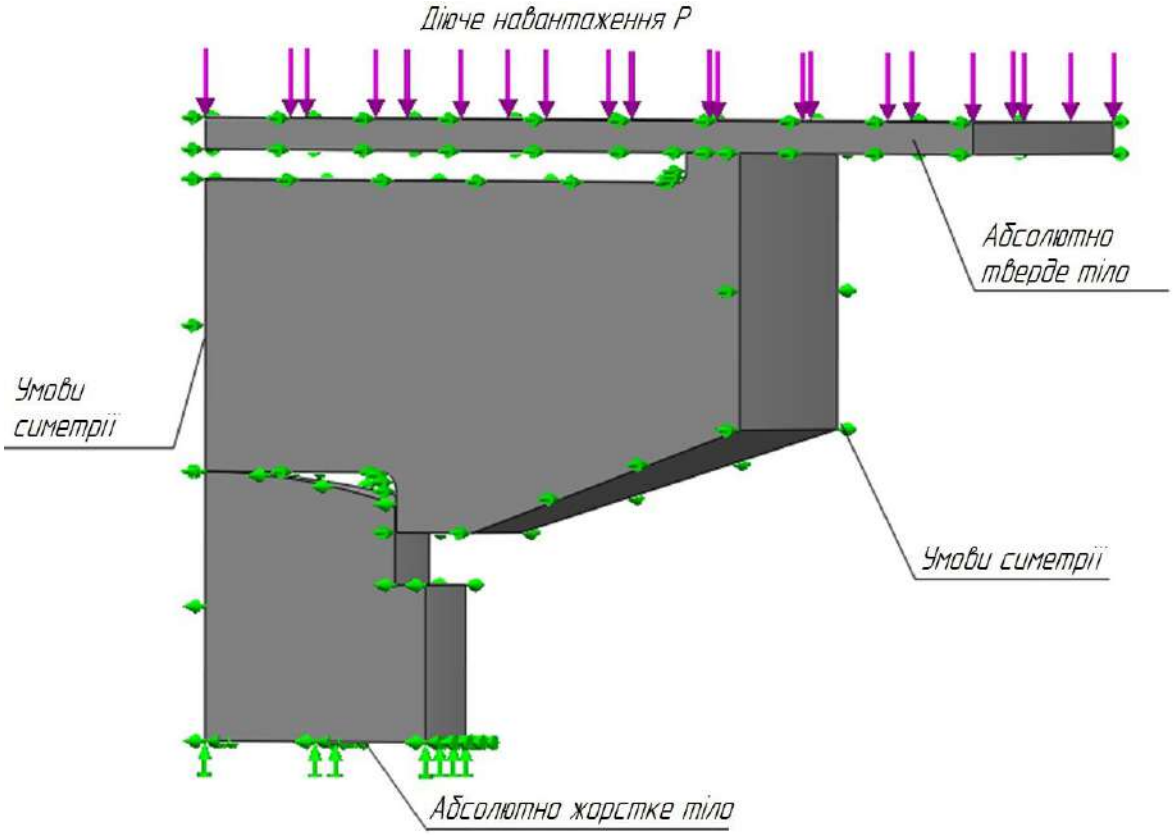


Рис. 6.9. Тривимірна розрахункова схема підп'ятника

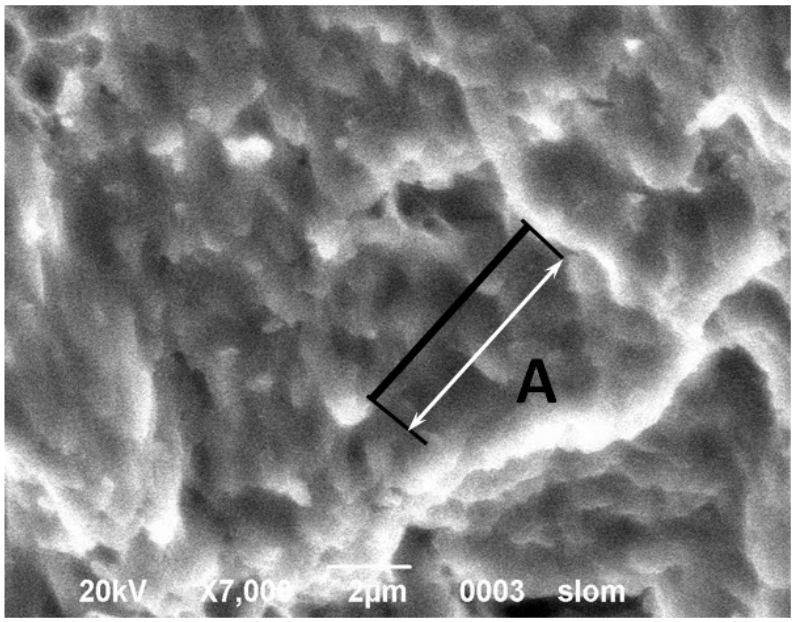


Рис. 6.10. Розмір зерна кристалічної решітки

Результати розрахунку механічного напруження в підп'ятнику отримані за допомогою SolidWork Simulation. На рис. 6.11 подано поле напружень в підп'ятнику при зазначеному вище осьовому навантаженні. Напруження обчислюються по Мізесу.

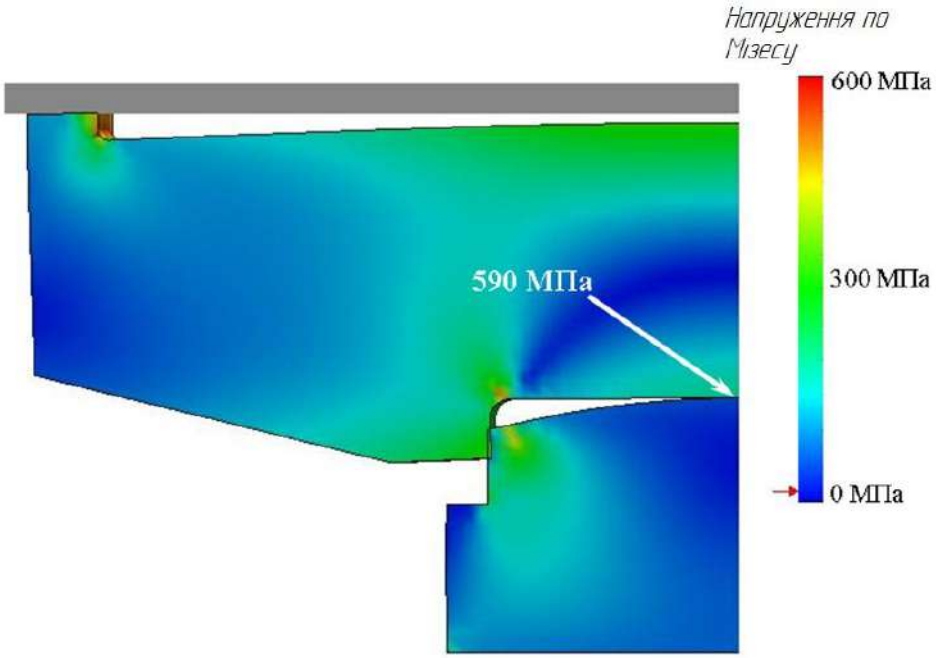


Рис. 6.11. Поле напружень в підп'ятнику

В результаті розрахунку встановлено, що максимальні напруження в області контакту становлять 590 МПа. Вони спостерігаються посередині області контакту на кількох кінцевих елементах, розмір яких можна порівняти з розміром зерна кристалічної решітки, і швидко падають до границі області контакту. Такий характер напружень відповідає розподілу напружень, відомому з задачі Герца. Природно, в області цих контактних елементів відбувається локальне пластичне зминання, в результаті якого будуть довантажуватися сусідні елементи. Це підтверджується і практикою, коли в голівці болта спостерігаються незначні пластичні деформації. Середні ж напруження в області контакту узгоджуються з напруженнями, що отримані при аналітичному розрахунку, і не перевищують допустимих значень згідно з вимогами ГОСТ 5616-1989 [102].

З наведених результатів випливає, що при використанні аналітичного розрахунку, значення напружень в області контакту нижче, ніж максимальні значення напружень при використанні тривимірного моделювання. При цьому рівень середніх напружень по області контакту, отриманий за розглянутими моделями, добре узгоджується між собою. Тому при використанні аналітичного розрахунку для більш точної оцінки міцності підп'ятника, встановлення областей контактного зминання формула для обчислення напружень повинна бути доповнена відповідним коефіцієнтом, що враховує реальний рівень контактних напружень.

6.3 Розрахунок підп'ятника на гідравлічній опорі

Розглядається дворядний підп'ятник на гідравлічній опорі генератора Дністровської ГЕС. Кількість сегментів – 20, а осьове навантаження, яке діє на підп'ятник при номінальному режимі, дорівнює 260 т.

Досліджуються механічні напруження у внутрішній і зовнішній гофрованих камерах дворядного підп'ятника, в опорних тарілках і опорних болтах, від дії сил, що припадають на сегменти. Розрахунок проведено аналітичним методом і методом тривимірного моделювання.

Як базовий матеріал для камер вузла підп'ятника розглядається термооброблена Сталь 35, гр. V, КП215 ГОСТ 8479-70 [318], ДСТУ 7809:2015 [322] з границею плинності σ_T= 215 МПа або зарубіжні аналоги [323]. Перевірка на відповідність всіх механічних властивостей матеріалу камер підп'ятника проводиться по ГОСТ 8479-70 для V групи [318]. В результаті границя плинності сталі склала 220 МПа. Початковий модуль пружності масла дорівнює $E_ж$=1.7·10^9 $\frac{Н}{м^2}$.

6.3.1 Аналітичний розрахунок

Аналітичний розрахунок підп'ятника проводиться по РТМ16.682.046-74. «Гідрогенератори. Розрахунки механічні» [303].

На рис. 6.12 наведено креслення опорного болта з гофрованою камерою гідравлічного підп'ятника внутрішнього ряду з вказаннями всіх геометричних розмірів. Товщина гофри внутрішнього ряду дорівнює 1 см, а зовнішнього – 1,2 см.

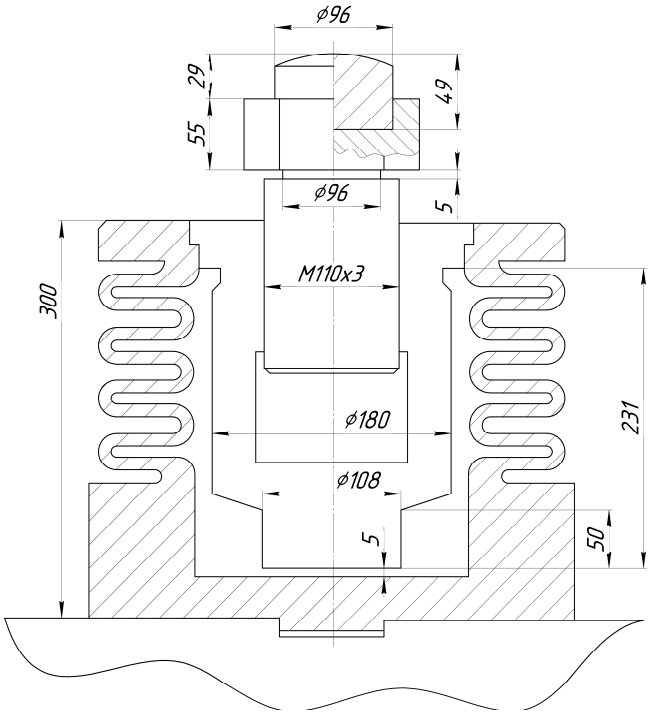


Рис. 6.12. Опорний болт підп'ятника внутрішнього ряду

Модуль пружності масла дорівнює $E_ж=1.7\cdot10^9\ \frac{Н}{м^2}$. При виконанні аналітичного розрахунку пошук жорсткості всієї конструкції проводиться шляхом складання жорсткості камери, яка обумовлюється стисливістю масла, і жорсткості порожньої камери

$$C = 0,85A + B,$$

де А – жорсткість камери, яка обумовлюється стисливістю масла;

В – жорсткість порожньої камери.

Механічні характеристики порожньої камери і камери, заповненої маслом, були отримані з додаткової літератури, в якій наводяться залежності тиску масла всередині камери від дії осьової сили $P = f(Q)$ для різної товщини гофр [272].

В результаті аналітичного розрахунку встановлено, що повне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від осьового переміщення і тиску масла становить [324]

$$\sigma_{B1} = \sigma_{B1}(u) + \sigma_{B1}(\rho) = 27.5 + 141 = 168.5 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{B1}(u)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від дії осьового переміщення;

$\sigma_{B1}(\rho)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від тиску масла всередині камери.

Повне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від осьового переміщення і тиску масла [324]

$$\sigma_{B2} = \sigma_{B2}(u) + \sigma_{B2}(\rho) = 51 + 102 = 153 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{B2}(u)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від дії осьового переміщення;

$\sigma_{B2}(\rho)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від тиску масла всередині камери.

Таким чином, рівень напружень в гофрах підп'ятника не перевищує допустимих значень.

6.3.2 Тривимірне чисельне розв’язання

Розглянуто тривимірну розрахункову модель камери підп'ятника, яка виконана методом скінченних елементів (МСЕ) (SolidWorks Simulation). На рис. 6.13 подана розрахункова сітка і граничні умови навантаження вузла підп'ятника під дією сумарного осьового навантаження від тиску води і обертових частин гідромашини, а також від маси обертових частин насос-турбіни і реакції води.

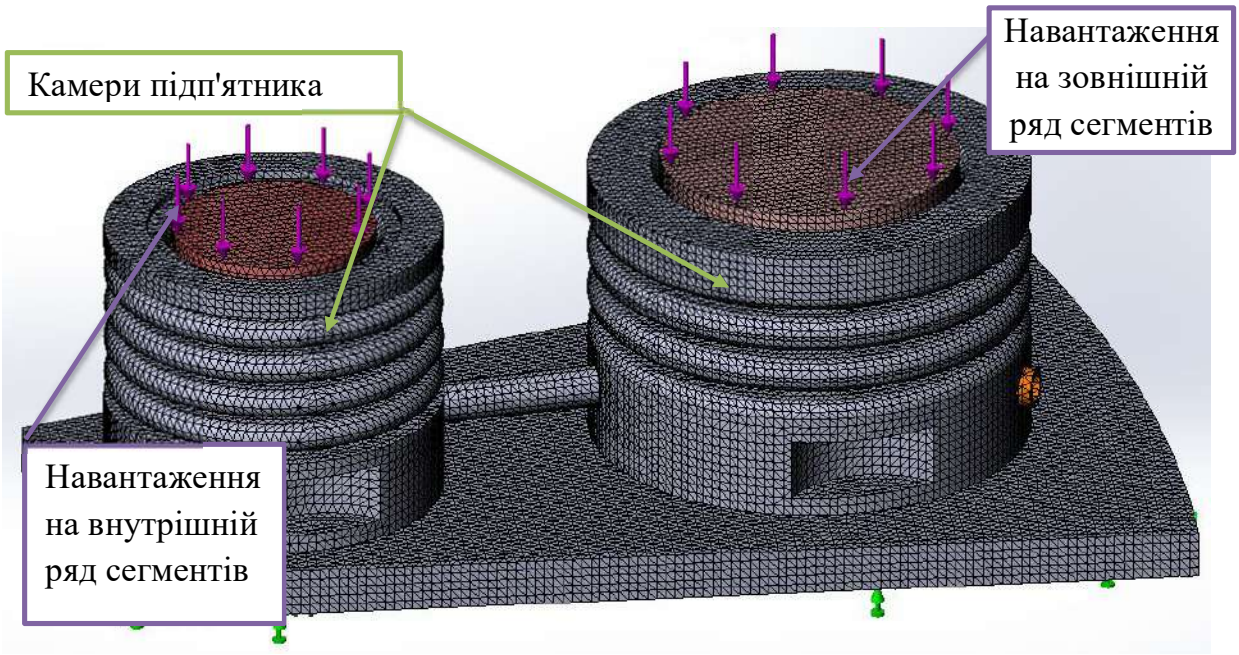


Рис. 6.13. Розрахункова сітка і граничні умови для вузла підп'ятника

На рис. 6.14 подано збільшене зображення скінченно-елементної сітки камери зовнішнього ряду. Параметри сітки цієї камери наведені в таблиці 7.2.

Рис.6.14. Скінченно-елементна модель гофрованої камери зовнішнього ряду підп'ятника

Таблиця 6.2

Параметри сітки

Тип сітки	Комбінована сітка
Розбиття, що використовується	Стандартна сітка
Автоматичне згущення сітки	Викл.
Включити автоцикли сітки	Викл.
Точки Якобіана	4 точки
Перевірка Якобіана для оболонки	Вкл.
Розмір елемента	7 мм
Допуск	0,35 мм
Якість сітки	Висока
Всього вузлів	2017346
Всього елементів	1351299

Як видно з рис. 6.13 розрахункова посудина (камера підп'ятника) є замкнутою. Це означає, що фізичні властивості масла будуть скрізь однакові, а, отже, і тиск у всіх точках камери буде практично постійним (*P=const*).

Послідовне навантаження підп'ятника розглянуто при невеликих збільшеннях навантаження, що дозволило спостерігати незначну зміну модуля пружності масла для кожної ітерації.

На рис. 6.15 подано поля тиску всередині камер підп'ятника при номінальній потужності генератора.

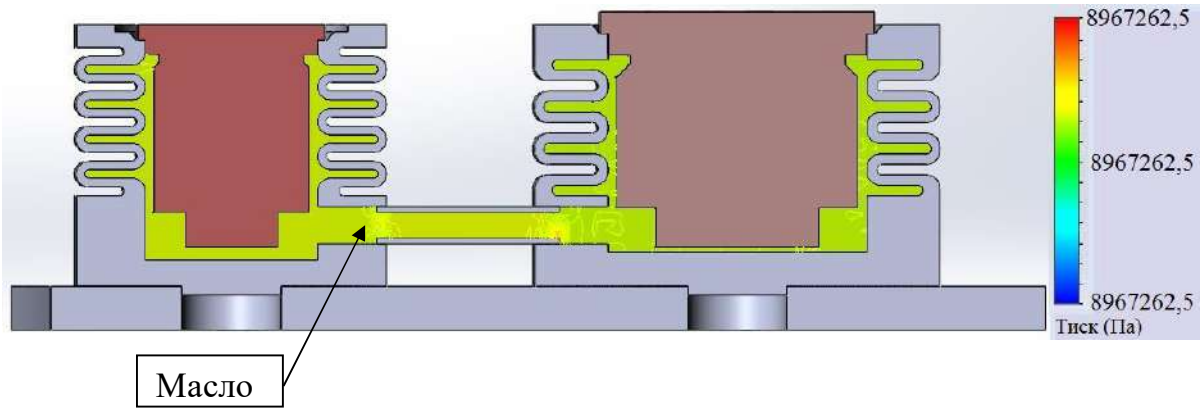


Рис. 6.15. Поля тиску всередині камер підп'ятника

Розрахунки виконані за допомогою пакету SolidWorks Flow Simulation. З рисунка видно, що тиск масла всередині камер при номінальному навантаженні дорівнює близько 9 МПа.

Розподіл напружень на поверхні гофрованої камери зовнішнього ряду наведено на рис. 6.16, а поле напружень в її поперечному перетині – на рис. 6.17. Більш докладне зображення поля напружень в гофрах подано на рис 6.18. На всіх рисунках наводяться значення напружень, обчислених по Мізесу.

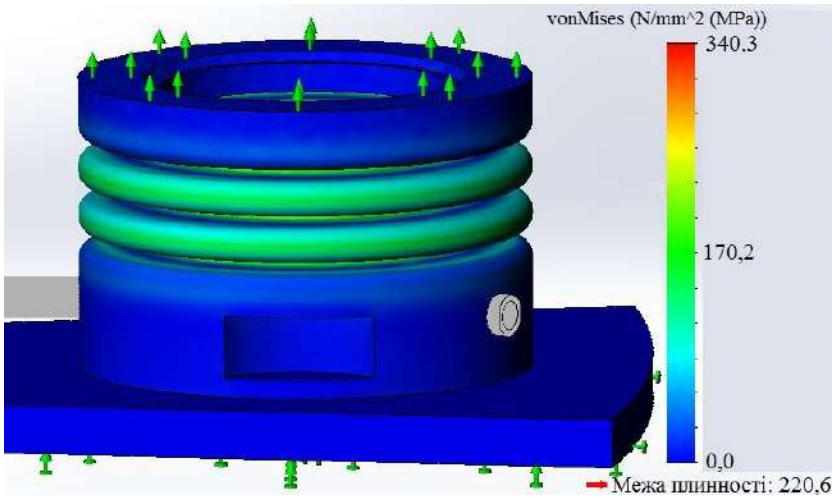


Рис. 6.16. Поле напружень на поверхні камери

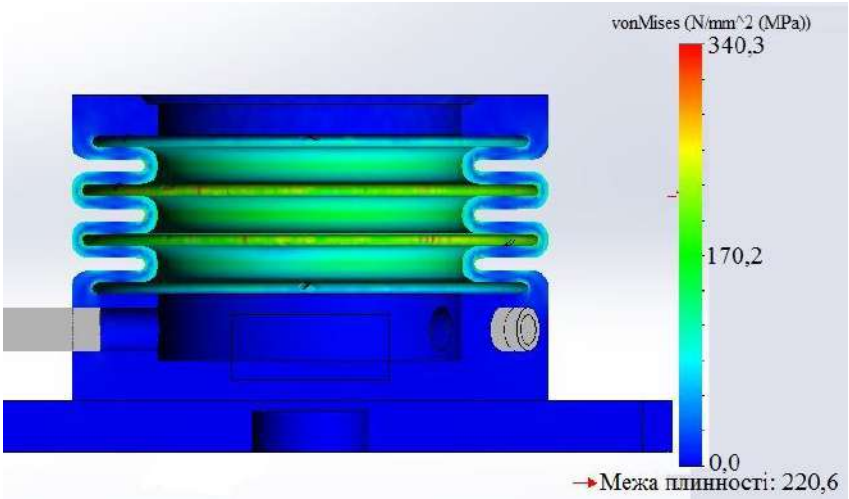


Рис. 6.17. Поле напружень в поперечному перерізі камери

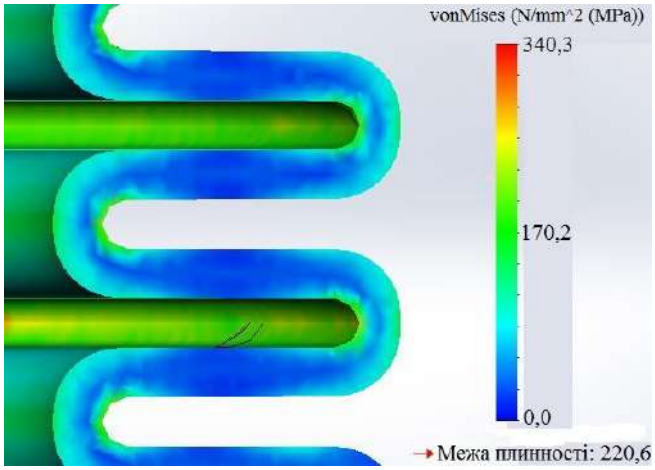


Рис. 6.18. Поле напружень в гофрах камери

З розрахунків, що зображені на рис. 6.15–6.18, видно, що максимальні напруження в камері зовнішнього ряду спостерігаються в вершинах внутрішніх заокруглень гофр, де воно досягає 170 МПа. Ці дані якісно і кількісно узгоджуються з аналітичним розв’язком, що підтверджує достовірність запропонованого методу.

Необхідно відзначити, що в аналітичному розрахунку максимальні розтягуючі напруження в камері мають дещо менші значення та є рівними 153 МПа. При цьому в аналітичному методі використовується спрощена розрахункова схема камери, яка заснована за інженерною методикою. Тому відміна, що спостерігається, в 10% в значеннях максимальних напружень пояснюється більш точним описом просторового характеру деформування камери в запропонованому скінченно-елементному тривимірному підході. При цьому у всіх наведених вище результатах розрахунку МСЕ наведені значення не просто напружень, що розтягуються, а напружень по Мізесу.

Таким чином, запас міцності за межею текучості для підп'ятника становить близько 1,3, що задовольняє вимогам ТХ116М.0133 [325] щодо втоми конструкції та відповідає нормам міцності.

Зважаючи на те, що гідроагрегати повинні працювати не менше 40 років, а умови експлуатації вимагають високої маневреності електричних машин, був проведений додатковий аналіз роботи вузла на втому. При виконанні розрахунку на втому повинні бути враховані такі фактори:

– технологічний фактор;

– геометричний фактор;

– фактор шорсткості поверхні (враховує додатковий вплив шорсткості на локальні напруження і, отже, на втомну міцність компонента);

– фактор впливу поверхневого зміцнення (враховує вплив залишкового напруження, твердості) зміненого стану поверхні на міцність від утоми відповідної технологічної процедури).

Крива втоми для Сталі 35, яка використовувалася в розрахунку, подана на рис. 6.19 [326].

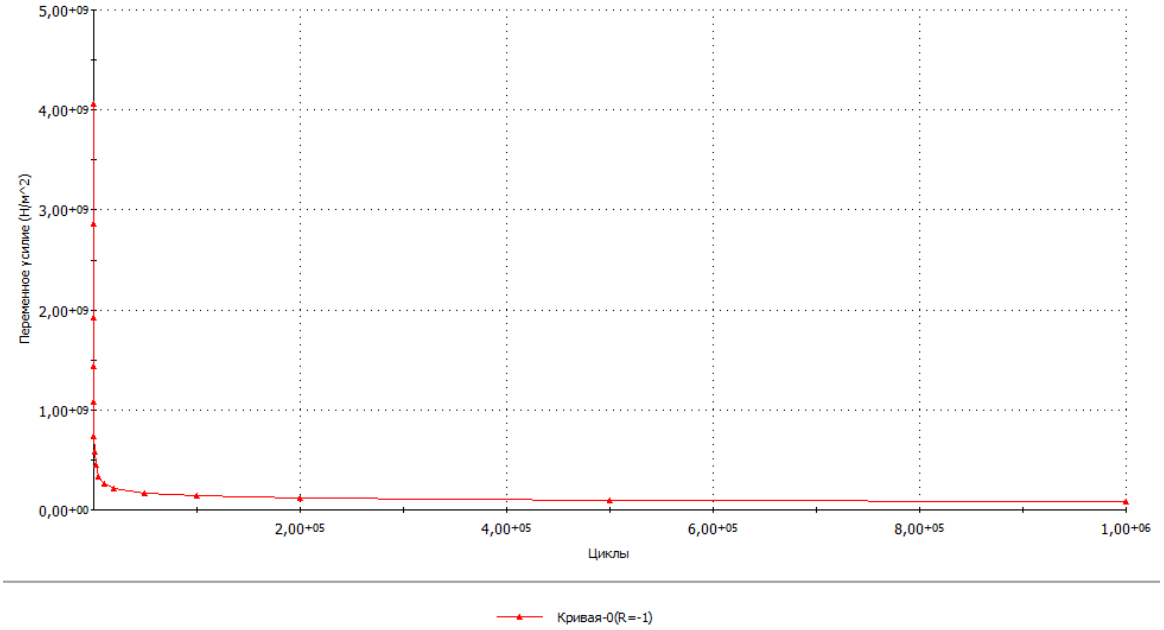


Рис. 6.19. Крива втоми для Сталі 35

З проведених досліджень видно (див. рис. 6.20), що вироблення (зношеність) конструкції відбудеться не раніше, ніж через 100 тис. циклів. Це задовольняє вимогам ГОСТ 14965-80 [327], де встановлено необхідний термін експлуатації близько 55000 циклів. Вироблення (зношеність) конструкції станеться значно пізніше розрахункового терміну експлуатації конструкції, який для генератора становить 40 років.

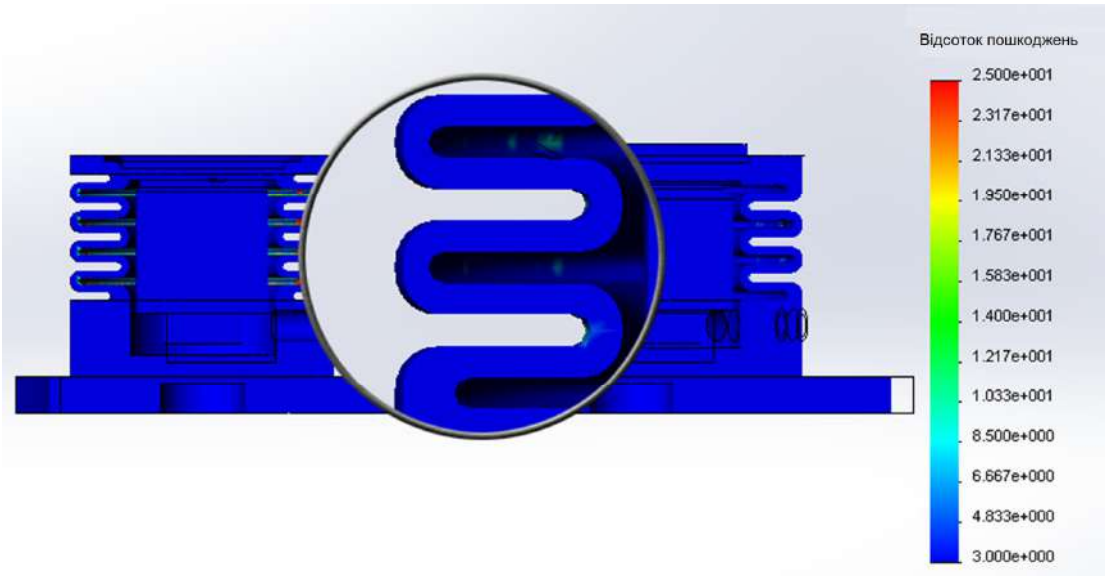


Рис. 6.20. Відсоток пошкоджень камер підп'ятника

Таким чином, проведене дослідження міцності камери підп'ятника Дністровської ГЕС при дії експлуатаційних навантажень на номінальному режимі підтвердило його міцність і необхідний термін експлуатації.

6.4 Висновки по розділу 6

Розглянуто особливості експлуатації, проектування і виконань конструкцій опорних елементів електричних машин великої потужності. Показано, що найбільш навантаженими елементами, що сприймають контактні навантаження, є жорсткі підп'ятники, а саме тарілки і опорні болти. Реалізовано метод математичного моделювання напруженого стану в тривимірній постановці. Уточнено допустимі напруження в зоні контакту, що враховують особливості геометрії зони зіткнення тарілки з болтом.

Проведено дослідження НДС підп'ятників для генераторів великої потужності виробництва ДП «Завод «Електроважмаш». Виконано розрахунок міцності дворядних підп'ятників жорсткого (Нурекська ГЕС) і гідравлічного (Дністровська ГАЕС) типів. Наведено формулювання граничних умов і результати розрахунку НДС підп'ятників при тривимірному моделюванні та класичному аналітичному методі, який використовувався при проектуванні підп'ятника. Показано, що результати розрахунків за методами узгоджуються між собою. Це підтверджує достовірність запропонованого підходу, заснованого на тривимірному моделюванні.

Для жорсткого підп'ятника встановлено, що максимальні значення напружень посередині зони контакту болта і тарілки істотно відрізняються від даних аналітичного розрахунку. Середні ж напруження в області контакту узгоджуються з напруженням, яке отримано при аналітичному розрахунку, і не перевищують допустимих значень. Це викликано тим, що в аналітичному методі використовується спрощений опис характеру розподілу контактних зусиль в області взаємодії, заснований на припущенні про їх рівномірний характер. У тривимірному розрахунку характер розподілу зусиль по області

контакту має складний характер і відповідає, в цілому, відомому розподілу в задачі Герца.

Результати розрахунку камери гідравлічного підп'ятника за допомогою запропонованого методу і аналітичного методу, заснованого на інженерному підході, добре узгоджуються між собою. Відмінність між максимальними значеннями напружень, які отримані аналітично і за допомогою запропонованого методу, не перевищує 10%. Це пояснюється, перш за все, більш точним описом просторового характеру деформування камери в запропонованому підході. Встановлено, що коефіцієнт запасу міцності для камери підп'ятника становить бизько 1,3, що задовольняє вимогам ТХ116М.0133 щодо втоми конструкції та відповідає нормам міцності. Також для гідравлічного підп'ятника проведено втомний розрахунок і показано, що термін експлуатації підп'ятника даного типу значно перевищує необхідний термін експлуатації генератора.

Результати, представлені в розділі 6, опубліковані автором у роботах [12, 18].

РОЗДІЛ 7
ДОСЛІДЖЕННЯ НДС СИСТЕМИ КРІПЛЕННЯ СТАТОРА ГЕНЕРАТОРА І МІЖПОЛЮСНИХ З'ЄДНАНЬ РОТОРА

7.1 Дослідження НДС пружної підвіски статора генератора

7.1.1 Вузол кріплення статора двополюсного турбогенератора і умови його експлуатації

При проектуванні генераторів великої потужності особлива увага приділяється аналізу міцності системи кріплення осердя статора до корпусу машини. На систему кріплення діють силові навантаження як від ваги самого статора, так і експлуатаційні вібраційні навантаження. Крім того, при короткому замиканні на неї діють аварійні навантаження, величини яких значно вищі за номінальні навантаження. При цьому статор відчуває нерівномірне нагрівання.

Аналіз експлуатаційних даних і результатів, отриманих в післяремонтних випробуваннях, показує, що у турбогенераторах потужністю понад 200 МВт досить часто спостерігаються випадки пошкоджень підвіски осердя в корпусі статора [328, 329]. Спостерігаються наступні дефекти: механічне зношування сполучених поверхонь активної сталі та стяжних призм і, як наслідок, порушення зв'язку елементів системи кріплення з активною сталлю, поява тріщин в зварних швах, відвернення гайок і обрив шийок стяжних призм. Найбільшою мірою це проявляється в турбогенераторах, що мають низьку згинальну жорсткість спинки осердя, недостатню міцність елементів системи підвіски активної сталі. При тривалому впливі підвищених вібрацій були відзначені випадки появи резонансних коливань осердя і пов'язаних з ним конструктивних елементів статора.

У світовій практиці генераторобудування існують кілька типів кріплення статора, які можна розділити на жорсткі і пружні [40, 330, 331]. Жорсткі кріплення передають всі силові, вібраційні і температурні навантаження на корпус, а через нього на фундамент. Кріплення еластичного

або пружного типу дозволяє зменшити вібраційні навантаження, що передаються на корпус, частково компенсувати температурні зміни діаметра статора [40, 330, 331]. Це сприяло широкому застосуванню кріплень пружного типу на генераторах великої потужності, незважаючи на велику їх складність. Кілька варіантів таких підвісок були розроблені і запатентовані Рабиновичем В. М., Співаком Б. В., Чигиринським А. А. [331, 332].

Розглянемо будову статора і основні типи застосовуваних кріплень. Основними елементами корпусу генератора є зовнішня обшивка, поперечні стінки і ребра для кріплення на них осердя статора. Вага статора генератора передається через корпус на фундамент. Електромагнітний момент впливає на магнітопровід статора і через нього передається на корпус і його кріплення до фундаменту.

При коротких замиканнях виникає ударний електромагнітний момент, який може в 6-8 разів перевищувати його номінальне значення. Кріплення осердя до корпусу і самого корпусу до фундаменту має витримувати механічні перевантаження. Маса осердя статора значно перевищує масу корпусу. Також корпус статора знаходиться під постійним впливом вібрацій з частотою близько 100 Гц, причиною яких є електромагнітні сили з боку ротора [330]. Ці сили викликають вібрацію осердя статора з подвійною частотою струму обмотки статора [333] та прагнуть надати циліндру осердя еліптичну форму. Вібрації можуть зруйнувати зварні шви корпусу. Тому при розробці конструкції статора вживають відповідні заходи для зниження передачі знакозмінних механічних зусиль від осердя до конструктивних елементів корпусу.

На рис. 7.1 схематично показано основний спосіб жорсткого кріплення осердя статора до корпусу [330]. Зв'язок осердя з корпусом здійснюється жорстко за допомогою системи спеціальних поздовжніх стягуючих брусів (стягуючих призм), які з зовнішнього боку кріпляться до внутрішніх кільцевих ребер жорсткості (перегородок) корпуса за допомогою кутників або

шпильок. Зв’язок стягуючих призм з осердям статора здійснюється за допомогою з’єднання типу "ластівчин хвіст" [330].

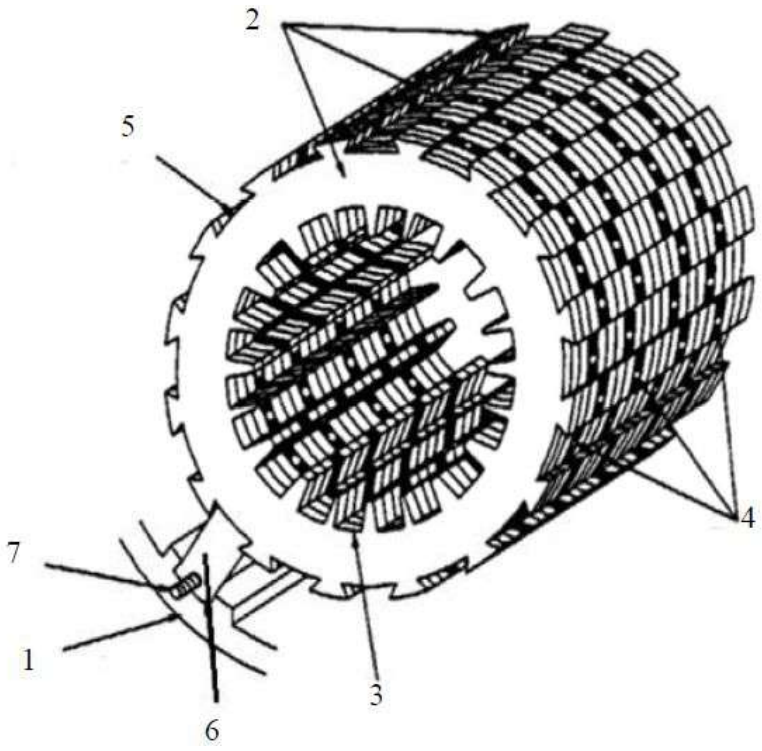


Рис. 7.1. Статор турбогенератора із жорсткою підвіскою:
1 – корпус статора; 2 – листи осердя статора; 3 – паз статора для обмотки; 4 – вентиляційні канали осердя статора; 5 – паз для кріплення "ластівчин хвіст"; 6 – стягуюча призма; 7 – шпонка

На рис. 7.2 показано статор двополюсного турбогенератора виробництва EM WEG Group (USA), який має жорсткий тип обпирання [334].

Система призм утримує за допомогою натискних фланців шихтоване осердя в монолітному стані. Призми шляхом зварного з'єднання прикріплені до корпусу. При цьому необхідно мати на увазі, що зусилля запресовування в осерді в процесі його експлуатації не залишається постійним, а змінюються в широкому діапазоні в залежності від режиму навантаження і режиму охолодження генератора. Крім того, режим навантаження може послужити причиною і додаткового нагріву, викликаного протіканням паразитних

струмів в короткозамкнених контурах груп призм, які замикаються натискними фланцями.

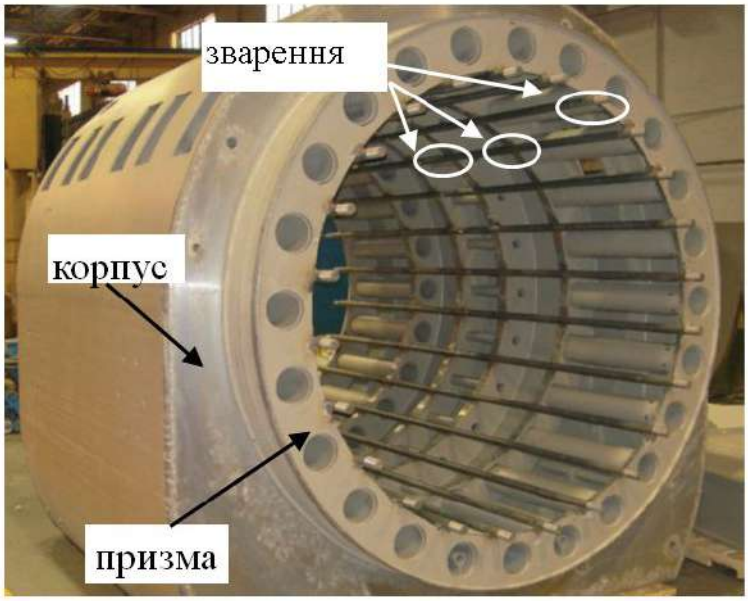


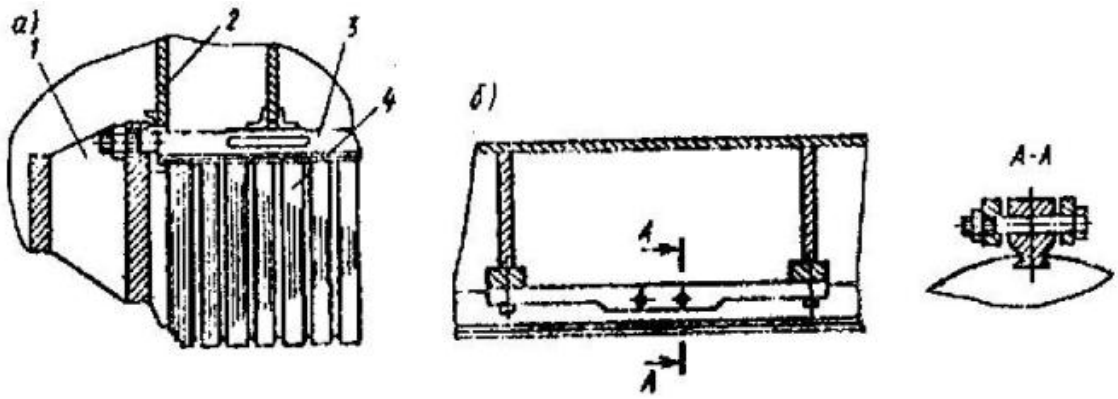
Рис. 7.2. Корпус статора EM WEG Group

Перевантажені механічно призми розтягуються, а в подальшому, після охолодження, гайки на них послаблюються. Пошкоджуваність стяжних призм осердя статора турбогенератора відбувається через процес втомного руйнування при багатоцикловому навантаженні аксіально спрямованими вібраційними електромагнітними силами, що виникають в торцевих зонах і впливають на крайні пакети осердя статора.

Дане жорстке виконання кріплення має істотний недолік – зварні шви погано сприймають втомні навантаження. Тому застосування даної конструкції кріплення здійснюється переважно для турбогенераторів з потужністю не більше 100 МВт. При більшій потужності генератора необхідне застосування додаткових амортизувальних елементів підвісної конструкції.

У турбогенераторах потужністю понад 100 МВт використовується еластична або пружна підвіска осердя до корпусу статора. Це дозволяє

знизити передачу вібрацій від осердя статора до станини та фундаменту турбогенератора і тим самим запобігти руйнуванню зварних швів корпуса. Є кілька технічних рішень для еластичної і пружної підвіски активного заліза статора до корпусу. На рис. 7.3 показані два способи еластичної підвіски. Невелика еластичність підвіски може бути забезпечена виконанням в призмах наскрізних поздовжніх пазів в зоні приварювання їх до поперечних стінок корпусу (рис. 7.3, а). Такий тип підвіски використовується на турбогенераторах потужністю від 200 до 500 МВт виробництва "Завод "Електросила" (Росія). У ряді турбогенераторів застосовується пружна підвіска осердя до корпусу за допомогою пластин, прикріплених до стінок корпусу. Ребра статора і пластини мають отвори в бічній поверхні. Через них проходять з'єднуючі болти (рис. 7.3, б).



а б

Рис. 7.3. Еластична і пружна підвіска осердя в корпусі статора

а – на пружних ребрах, б – на пластинах

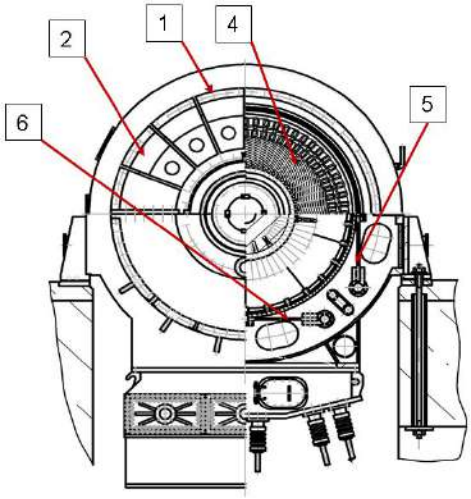
1 – натискна плита, 2 – стінка статора, 3 – ребро, 4 – активна сталь

Ще кілька типів кріплень було запропоновано в роботах [335-337]. У класичній вітчизняній школі генераторобудування використовуються два типи підвіски: зовнішня і внутрішня. Зовнішня підвіска використовується на турбогенераторах виробництва ДП «Завод «Електроважмаш» потужністю 550 МВт [13]. У турбогенераторах виробництва потужністю 200 і 300 МВт серій

ТГВ застосовується внутрішнє пружне кріплення активного заліза в корпусі статора за допомогою пластин, тангенціально розташованих в декількох точках по колу і по довжині машини [336, 337]. Пластини, що утворюють плоскі ресори, розташовані симетрично осі машини вздовж двох твірних осердя та прикріплені до нього і до станини по черзі в декількох точках. Таким чином, пластини є проміжною пружною ланкою, через яку на корпус передаються вага і ослаблена вібрація осердя.

Турбогенератори ТГВ-200 і ТГВ300 мають повне водневе охолодження, а ТГВ200М – воднево-водяне охолодження. Всі турбогенератори призначені для роботи на енергомережу з частотою 50 Гц, працюють у приводі від парових турбін. У роботах [336, 337] представлена конструкція корпусу статора електричної машини, а на рис. 7.4 подано серійний зразок і поздовжній розріз з позначенням основних елементів. Статор має подвійний корпус (зовнішній і внутрішній).

а



б

Рис. 7.4. Турбогенератор типа ТГВ-300:

а – на фундаменті працюючої ТЕС, б – поперечний розріз

1 – корпус статора; 2 – щит зовнішній; 3 – щітковий апарат, 4 – статор («активна сталь і стрижні»), 5 – вертикальний ряд пружин, 6 – горизонтальний ряд пружин

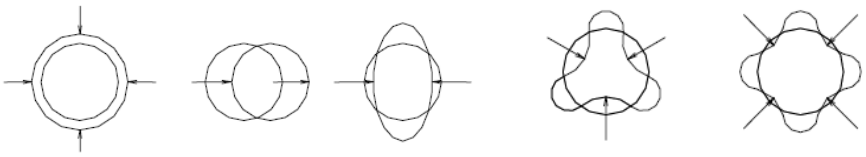
На рис. 7.5 подано зовнішній вигляд статора турбогенератора ТГВ-300-2У3 [338]. Усередині зовнішнього корпусу статора на плоскій пружинній підвісці закріплено внутрішній корпус, до якого приєднується шихтоване осердя. Осердя статора зібране (нашихтовано) з листів, штампованих з холоднокатаної ізотропної електротехнічної сталі зі зниженими питомими втратами і підвищеною магнітною проникністю. Кожен лист ізольований високоякісним лаком гарячого сушіння. Сегменти збираються в загальний пакет осердя за допомогою стяжних призм. Осердя має осьову систему вентиляції спинки та зубців, для чого в сегментах осердя виконані осьові отвори. Осердя статора охолоджується воднем, яким під надлишковим тиском заповнює внутрішній об’єм статора.

Рис. 7.5. Статор турбогенератора ТГВ-300-2У3

Одним з найбільш важливих завдань при розрахунку системи кріплення є визначення сил, діючих на статор і викликаних дією електричних струмів. Детальне визначення цих сил міститься в роботі [339].

Сили, що прикладені до зубів статора, не рівномірно розподілені по кожному зубу в будь-який момент часу. Магнітні форми з різною величиною виникають на різних зубах, залежно від відносного розташування ротора і статора. Це призводить до силових хвиль по окружності статора. Поява форм магнітних хвиль є результатом різниці між кількістю щілин ротора і статора.

Під дією магнітних сил осердя статора починає вібрувати таким же чином, як і сталеве кільце від удару. Залежно від модальної картини і частот збуджуючої сили, що описано вище, статор буде вібрувати в одному або декількох своїх згинальних m вібрації, як показано на рис. 7.6. Кожна з форм має пов'язану власну частоту. Структура осердя може вплинути на статорну раму, але при аналізі цей фактор зазвичай не враховується як через складність, так і через те, що ефект на більш високих частотних режимах є мінімальним [340].



а б в г д

Рис. 7.6. Варіанти форм деформацій статора:
а – m=0; б – m=1; в – m=2; г – m=3; д – m=4

Вібрації осердя і корпусу статора оцінюються відповідно до стандартів і вимірюються датчиками в радіальних напрямках в перетинах, максимально наближених до середини довжини осердя [341, 342]. Критерієм можливої експлуатації турбогенератора також є гранично допустима величина розмаху віброперемiщення. Наприклад, в двополюсних турбогенераторах для підшипникових опор ця величина складає 30 мкм, для осердя статора – 60 мкм; для корпусу статора з пружною підвіскою осердя – 30 мкм; для корпусу статора без пружної підвіски осердя – 60 мкм [338, 343]. Але цей критерій є

допоміжним, і для загальної оцінки вібростану турбоагрегату необхідно знати результати вимірювання вібрації на нерухомих елементах.

7.1.2 Постановка задачі

Досліджується міцність конструкцій внутрішніх підвісок статорів турбогенераторів з водневим охолодженням потужністю 200, 250, 300 і 325 МВт, виробництва ДП «Завод «Електроважмаш». Всі досліджувані машини мають схожу конструкцію внутрішніх підвісок, відмінність полягає в кількості та геометричних параметрах застосованих підвісок.

Проводиться аналіз напружено-деформованого стану вузла підвіски, що включає в себе пружину, опорну плиту, накладку, систему штифтів і болтових з'єднань. Досліджується міцність вузла підвіски в момент двофазного короткого замикання, яке відповідає максимальним навантаженням на систему підвіски. Виникнення короткого замикання характеризується появою моменту короткого замикання $M_{кз}$, який призводить до появи сил стиснення/розтягування $P_{кз}$, що діють на пружину. Величина цих зусиль визначається для кожної машини за класичними інженерними методами розрахунку підвіски осердя статора при двофазному короткому замиканні відповідно до технічних умов для турбогенераторів серії ТГВ-200, ТГВ-300 виробництва ДП «Завод «Електроважмаш». Розрахунок проводиться для випадку статичного навантаження системи підвіски силою стиснення/розтягування $P_{кз}$, при цьому коефіцієнт динамічності вибирається рівним 2.

Номінальний крутильний момент, діючий на статор генератора, визначається за формулою

$$M_{н} = 9560\frac{N}{n},$$

де N – потужність генератора;

n – кількість обертів генератора за хвилину.

Зусилля на вертикальну пружину на номінальному режимі розраховується за формулою

$$P_{\text{н}} = \frac{Gg}{z_{\text{в}}} + \frac{M_{\text{н}} \cdot cos\varphi}{z} \cdot \frac{1}{R},$$

де G – маса статора;

$z_{\text{в}}$ – кількість вертикальних пружин;

$cos\varphi$ – коефіцієнт потужності;

z – загальна кількість пружин;

R – радіус розташування пружини.

На режимі короткого замикання це зусилля визначається як

$$P_{\text{кз}} = \frac{Gg}{z_{\text{в}}} + P_{max},$$

де P_{max} – зусилля, що діє на пружину при раптовому двофазному короткому замиканні на виводах.

Крім цього, враховується вплив на підвіску температурних навантажень, які змінюються по довжині осердя статора і визначаються з урахуванням внутрішнього нагріву статора з розв’язанням газодинамічної задачі. Відповідно до досвіду експлуатації турбогенераторів з водневим охолодженням потужністю 325 МВт, які підтверджуються розрахунковими даними, різниця температур осердя і корпусу статора може становити 60 °С. Згідно з даними розрахунку для турбогенератора потужністю 250 МВт з воднево-водяним охолодженням температура «активної стали» статора з боку контактних кілець дорівнює 36 °С, в середині машини – 39 °С, а з боку турбіни – 41 °С. Температура газу в радіальному каналі знаходиться в діапазоні від 25 °С до 47 °С. Найгарячіша точка по газу на статорі становить 47 °С і розташована у другому відсіку в місці спинки. Температура газу

зростає від зубця до спинки на ~10 °С. Отже для кожного ряду пружин необхідно визначати механічні напруження з урахуванням зміни їх теплового стану. Визначення поля температур в деталях вузла підвіски виконується шляхом розв’язання незв'язаної теплової задачі, застосовуючи граничні умови першого роду [173]. Температури поверхонь деталей визначаються з розв’язання загальної газодинамічної задачі для турбогенератора, механізм і результати розв’язання якої були приведені в розділі 3.

Таким чином, розрахунок підвіски проводиться для осьових зусиль розтягування/стиснення, що діють на пружину при короткому замиканні і визначаються за класичними інженерними методами, які застосовуються для розрахунку підвіски турбогенераторів. При цьому враховуються додаткові температурні навантаження на вузол підвіски, що визначаються з розв’язку загальної газодинамічної задачі для турбогенератора. Це дозволяє більш точно описати реальне НДС в вузлі підвіски.

Загальний вигляд підвіски розглянутих турбогенераторів був показаний раніше на рис. 7.4, б. Підвіска складається з вертикальних і горизонтально розташованих плоских пружин, з яких один кінець закріплений на корпусі статора, а другий – в рамі. Кількість пружинних підвісок статора для генераторів, навіть однієї потужності, може відрізнятися. При цьому в залежності від потужності генератора змінюються геометричні параметри підвісок і навантаження, що діють на них. Далі проводиться дослідження міцності вузла підвіски для генераторів потужністю 200 МВт, 250 МВт і 325 МВт.

Завданням розрахунку є визначення напружень в пружині підвіски, деталі її кріплення до корпусу статора і до рами при короткому замиканні в обмотці статора, з урахуванням нерівномірності температурних навантажень і можливих неточностей збірки.

7.1.3 Дослідження міцності підвіски статора генератора потужністю 325 МВт и 250 МВт

Основні геометричні і фізичні характеристики підвіски турбогенератора потужністю 325 МВт, 3000 об/хв мають такий вигляд:

– вага осердя статора з обмоткою G=185000 кг;

– кількість пружин Z=20 шт.;

– товщина пружини h = 1,8 см;

– ширина пружини b = 20 см;

– розрахункова довжина пружини l = 65 см;

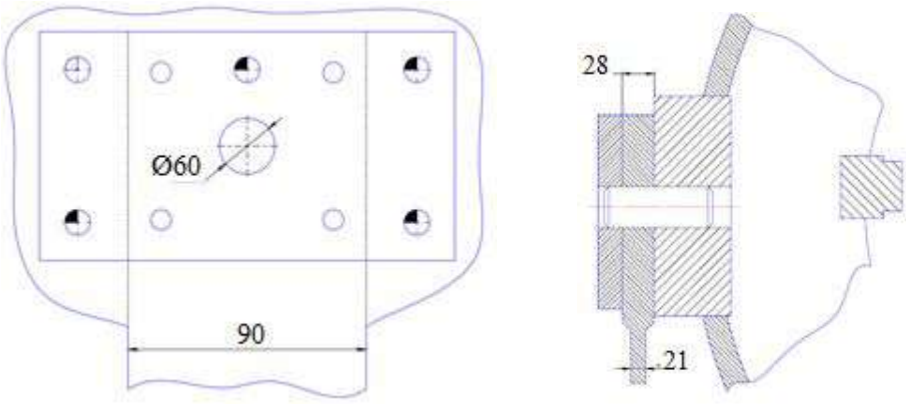
– площа поперечного перерізу пружини $F=b\cdot h=20\cdot 1{,}8=36$ см^2;

– відстань між призонами пружин L = 85 см;

– радіус розташування пружин R = 147,4 см.

Амплітудне значення моменту при короткому замиканні згідно ОТХ.220.660 [345] дорівнює $M_{к.з.}=2{,}62\cdot 10^8$ кГсм, а максимальне зусилля на одну пружину від крутильного моменту при короткому замиканні – P_2 =89000 кг.

Осердя статора генератора потужністю 325 МВт кріпиться до корпусу за допомогою 10 горизонтальних і 10 вертикальних пружин. Використовується також кріплення за допомогою 16 пружин. На рис. 7.7 показано креслення вузла кріплення пружини до рами, а на рис. 7.8 – його тривимірне зображення.



а б

Рис. 7.7. Креслення вузла кріплення пружини до рами (а, б)

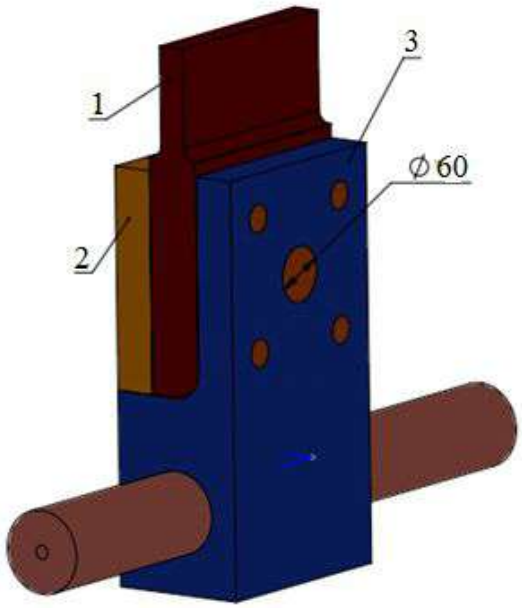


Рис. 7.8. Тривимірне зображення вузла кріплення пружини до рами

Аналогічні зображення способу кріплення пружини до корпусу статора подано на рис. 7.9 та 7.10.

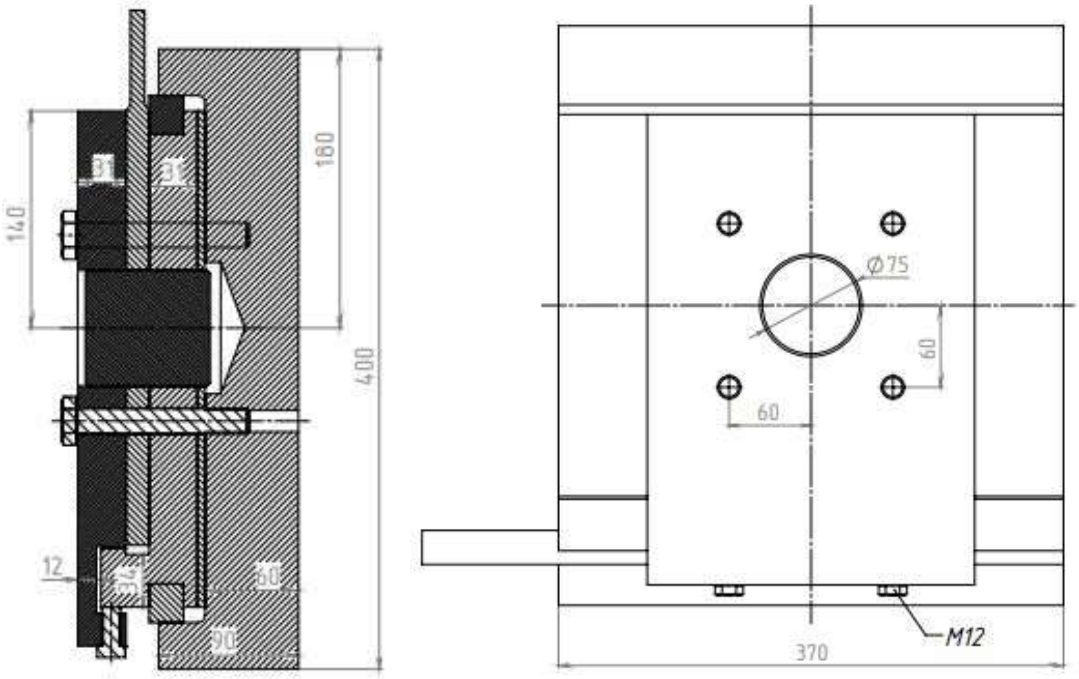


Рис. 7.9. Креслення вузла кріплення пружини до корпусу статора

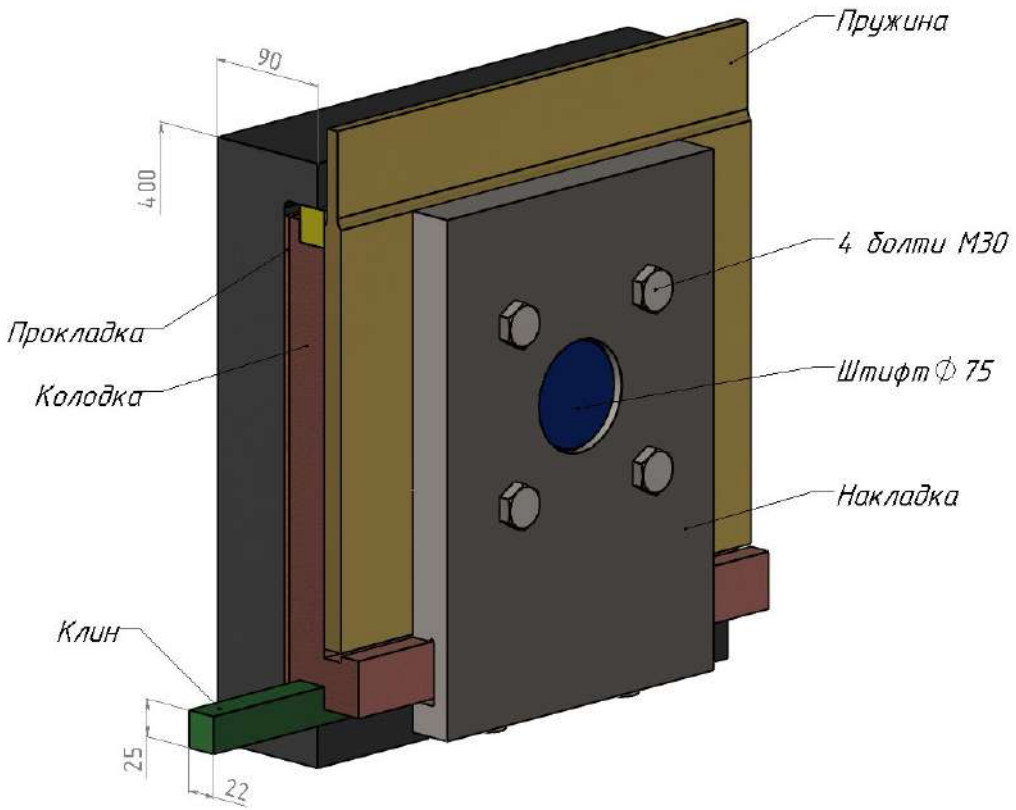


Рис. 7.10. Тривимірне зображення вузла кріплення пружини до корпусу статора

До рами приварена планка з отворами під кріплення, до якої приєднується пружина і закріплюється накладкою. На генераторі потужністю 250 МВт і 320 МВт пружина кріпиться до рами конічним штифтом діаметром 60 мм, 5-ю конічними штифтами 30 мм і 4 болтами М30.

Кріплення пружини до корпусу статора. Пружина кріпиться до корпусу статора через опору і втулку. На генераторі потужністю 250 МВт пружина приєднується до опори конічним штифтом діаметром 60 мм і трьома болтами М30. На циліндричні кінці опори надіта з натягом втулки, яка приварюються до кілець корпусу статора. Конічний штифт з одного боку утримується опорою, а з іншого – щокою, яка двома болтами М36, що працюють на розтяг, кріпиться до опори. Таким чином, штифт має дві площини зрізу. На генераторі потужністю 320 МВт кріплення здійснюється одним штифтом діаметром 60 мм і 4 болтами М36.

Матеріал підвіски і штифтів – легована сталь.

На рис. 7.11 подана розрахункова схема з основними навантаженнями, що діють на опорні елементи підвіски і температура її елементів, де цифрами 1, 2, 3 позначені опорні штифти, а 4 – основне тіло пружини, стрілками вказані напрямки дії сил. T1, T2, T3, T4 – розрахункова температура елементів підвіски. Температура елементів підвіски отримана з розв'язання задачі про роботу охолоджувальної системи генератора, метод розв'язання якої було детально розглянуто у другому розділі.

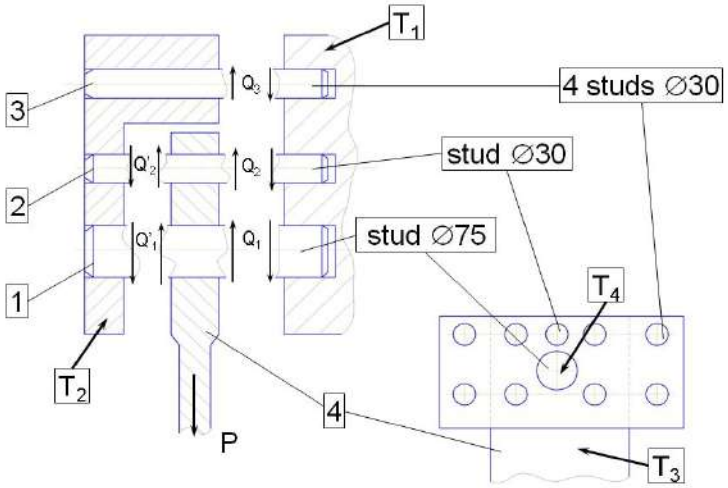


Рис. 7.11. Розрахункова схема підвіски

Дослідження міцності деталей вузла підвіски проводиться двома способами. Спочатку проводиться допроектувальний розрахунок вузла підвіски класичним інженерним методом, заснованим на використанні теорії опору матеріалів. Потім для уточнення реальних полів напружень в конструкції проводиться розрахунок за допомогою запропонованого тривимірного методу. Результати розрахунку за двома методами зіставляються між собою.

Нижче детально наведено типовий проектувальний розрахунок міцності підвіски для генератора потужністю 325 МВт, і коротко викладено основні результати для підвіски генератора потужністю 250 МВт.

7.1.3.1 Розрахунок підвіски інженерним методом

Проводиться розрахунок міцності підвіски генератора потужністю 325 МВт. Осердя статора з обмоткою і рамою кріпиться до корпусу за допомогою 10 горизонтальних і 10 вертикальних пружин. Вертикальні пружини, крім зусиль від крутильного моменту, сприймають також навантаження від маси осердя. Тому основний розрахунок проводиться для вертикальних пружин. При цьому припускається, що навантаження від крутильного моменту рівномірно розподіляється по всім 20 пружинам.

Зусилля, що припадає на одну вертикальну пружину від ваги осердя, становить

$$P_1 = \frac{G}{Z} = \frac{185000}{10} = 185000 \text{ кг},$$

де Z=10 – кількість вертикальних пружин.

В результаті сумарна сила, що сприймається однією вертикальною пружиною при короткому замиканні, дорівнює

$$P = P_1 + P_2 = 18500 + 89000 = 107500 \text{ кг}.$$

При цьому критична сила для пружини дорівнює

$$Q_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^2 * 2{,}1 * 10^6 * 9{,}7}{(0{,}5 * 65)^2} = 190000 \text{ кг},$$

де $I_{min} = \frac{bh^3}{12} = \frac{20 * 1{,}8^3}{12} = 9{,}7 \text{ см}^4$ – мінімальний момент інерції поперечного перерізу пружини;

μ=0,5 – коефіцієнт приведення довжини, що залежить від способу закріплення кінців стрижнів.

В результаті коефіцієнт запасу стійкості пружини становить

$$K = \frac{Q_{kp}}{P} = \frac{190000}{107500} = 1{,}76.$$

Максимальне напруження стиснення в вертикальних пружинах від дії поздовжньої сили, що виникає в момент короткого замикання, становить

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P}{F} = \frac{107500}{36} = 2990 \ \ \text{кг/см}^2.$$

До цих напружень повинні бути додані напруження, що виникли в результаті неточності зборки і різниці температури осердя і корпусу статора.

Радіальне відносне зміщення кінців пружин від нагрівання і неточності збірки (ΔR) визначається за формулою

$$\Delta R = e + \alpha \cdot R \cdot \Delta T,$$

де e – неточність збірки;

α – коефіцієнт лінійного розширення пружини ($\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ $^{1}/_{\text{град}}$);

R – радіус установки;

ΔT – температура перегріву.

Згинальний момент від зсуву решт пружини

$$M_{izg} = \frac{(\Delta R \cdot 6 \cdot E \cdot I_{\min})}{L^2} \ ,$$

де L – робоча довжина пружини,

E – модуль Юнга матеріалу пружини;

$I_{\min}$ – мінімальний момент інерції поперечного перерізу пружини.

Напруження від зсуву обчислюється за формулою

$$\sigma_1 = \frac{M_{izg}}{W_s},$$

де W – момент опору поперечного перерізу пружини,

де W= $\frac{bh^2}{6} = \frac{20*1.8^2}{6} = 10{,}8$ см^3.

В результаті при Δt=60°C і допустимою неточністю збірки (ексцентриситет E = 0,1 см) відносне зміщення складе

$$\Delta R = E + \alpha \cdot R \cdot \Delta t = 0{,}1 + 12 \cdot 10^{-6} \cdot 147{,}4 \cdot 60 = 0{,}206 \text{ см},$$

а згинальний момент в пружині за рахунок нагріву осердя статора і неточності збірки підвіски

$$M_{U\text{зг}} = \Delta R \frac{6EI_{min}}{l^2} = 0{,}206 \frac{6 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 9.7}{65^2} = 5950 \text{ кг·см}.$$

В результаті напруження в пружині від неточності зборки і нагріву складуть

$$\sigma_1 = \frac{M_{U\text{зг}}}{W} = \frac{5950}{10{,}8} = 550 \text{ кг/см}^2.$$

Також необхідно врахувати додаткові зусилля в пружині, які викликані ексцентриситетом прикладеної сили P

$$\sigma_2 = \frac{M}{W} = \frac{22200}{10{,}8} = 2050 \text{ кг/см}^2,$$

де M=ΔR·P=0,206·107500=22200 кг·см – згинальний момент.

Таким чином, сумарне напруження в пружині складе

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_{\text{сж}} + \sigma_1 + \sigma_2 = 2990 + 550 + 2050 = 5590 \text{ кг/см}^2.$$

Матеріал пружини – сталеве кування КП-80А гр. V ГОСТ 8479-70 [318] з границею плинності σ_s =8000 кг/см^2.

Запас міцності для пружини становить

$$K=\frac{8000}{5590}=1{,}43.$$

Розрахунок горизонтальних пружин не проводиться, оскільки вони сприймають менше навантаження.

Далі визначаються напруження в деталях кріплення пружин. Матеріал опори – сталеве кування КП-20 гр. IV ГОСТ 8479-70 [318] з границею плинності σ_s = 2000 кг/см^2.

Напруження зминання штифта в місці з'єднання його з пружиною без урахування сил тертя накладок

$$\sigma_4=\frac{P}{d_2 \cdot l_2}=\frac{107500}{6*2{,}8}=6400\ \text{кг/см}^2,$$

де d_2=6 см – середній діаметр штифта;

l_2=2,8 см – довжина зіткнення штифта з пружиною.

Напруження зрізу в штифті в місці з'єднання пружини з опорою без урахування сил тертя накладок

$$\tau_1=\frac{P}{F_2}=\frac{107500}{56{,}6}=1900\ \text{кг/см}^2,$$

де $F_2=\frac{\pi d_2^2}{4}n=\frac{\pi \cdot 6^2}{4}\cdot 2=56{,}6\ \text{см}^2$ – площа зрізу штифта пружиною.

Матеріал штифта – сталь 20ХН3А норм. з межею плинності не менше σ_1 = 6500 кг/см^2.

Напруження в деталях кріплення пружини в корпусі статора. Напруження зминання в опорі складає

$$\sigma_{\text{см.о}} = \frac{0.5\text{P}}{d_2 \cdot l_0} = \frac{0{,}5 \cdot 107500}{6 \cdot 4{,}8} = 1870 \text{ кг/см}^2,$$

де $l_0 = 4{,}8$ см – довжина штіфта опори.

Матеріал опори – сталь 25 ДСТУ 7809:2015 [322] з межею плинності не менше $\sigma_т = 2000$ кг/см^2.

Напруження зминання в щоці розраховується за формолую

$$\sigma_{\text{см.щ}} = \frac{0.5\text{P}}{d_2 \cdot l_{\text{щ}}} = \frac{0{,}5 \cdot 107500}{6 \cdot 5{,}45} = 1650 \text{ кг/см}^2,$$

де $l_{\text{щ}} = 5{,}45$ см – довжина штіфта опори.

Матеріал щоки – сталь 3 ГОСТ 380-60 [297].

Аналогічний розрахунок також був проведений для генератора потужністю 250 МВт.

У таблиці 7.1 наведені значення критичних зусиль і напружень в деталях пружинної підвіски для турбогенераторів потужністю 325 МВт і 250 МВт при короткому замиканні, які отримані за допомогою інженерного методу.

Необхідно відзначити, що для турбогенераторів потужністю 325 МВт використовуються дві схеми підвіски з 20 і 16 пружинами, а для турбогенератора потужністю 250 МВт – з 12 пружинами. У загальному випадку кожен генератор (особливо великої потужності) має свої конструктивні особливості, які, перш за все, обумовлені вимогами замовника, а також вносяться при виготовленні зміненнями масогабаритних показників та технологій. При цьому може змінюватися число підвісок, геометричні параметри підвіски і деталей кріплення. В результаті навіть в машинах

однакової потужності є невеликі відмінності, і необхідно проводити уточнюючий розрахунок підвіски.

Таблиця 7.1

Підвіски осердя статора

Параметри	Турбогенератори серії ТГВ		
	потужність 325 МВт		потужність 250 МВт
Кількість пружин	20	16	12
Площа поперечного перерізу пружин (мінімальна), $м^2$	$36 \cdot 10^{-6}$	$36 \cdot 10^{-6}$	$46 \cdot 10^{-6}$
Критична сила по стійкості, Н	$182{,}6 \cdot 10^5$	$182{,}6 \cdot 10^5$	$317 \cdot 10^5$
Власна частота крутильних коливань осердя, Гц	70	66	79
$М_{кз}$, кг·см	$25{,}7 \cdot 10^6$	$21{,}8 \cdot 10^6$	$27{,}6 \cdot 10^6$
Зусилля удару на пружину, кг	$1{,}075 \cdot 10^5$	$1{,}13 \cdot 10^5$	$1{,}89 \cdot 10^5$
Напруження в вертикальній пружині, МПа	559	584,5	688,4
Напруження в штифтах ∅60 в місці з'єднання пружини до корпусу статора: – від зрізу, МПа – від зминання (пружина-штифт), МПа	 335,8 65,3	 353,5 68,6	 591,2 107,1
Напруження зминання між штифтом ∅60 і опорою (накладкою) в місці з'єднання пружини з рамою, МПа	30,0	31,5	53,6

З таблиці 7.1 видно, що напруження зминання в штифті ∅60 мм вузла кріплення статора для генератора потужністю 250 МВт досягають граничних значень на зминання. Тому на основі варіантних розрахунків було проведено підбір необхідних перетинів штифта і хвостовика пружини.

У таблиці 7.2 наведені результати розрахунку напружень зминання в штифті для різних його діаметрів. В результаті розрахунку було обрано штифт ∅75 мм.

Таблиця 7.2

Напруження зминання в штифті

Діаметр штифта	Напруження зминання, МПа
70	883
75	824
80	772
85	727

Посилене кріплення пружинної підвіски застосовувалося і на деяких машинах потужністю 325 МВт. Так, при виготовленні підвіски статора ТГВ-325-2АУЗ (ТЕС «Аксу») використовувалося з'єднання з штифтом ∅75 мм. Це було викликано великими значеннями критичних зусиль. У цьому випадку зусилля, що діє на пружину при раптовому двофазному короткому замиканні на виведення, дорівнювало

$$P_{max} = 125 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Маса осердя з рамою була такою ж, як і для випадку розглянутого раніше: $G=185 \cdot 10^3$ кг.

В результаті в режимі двофазного короткого замикання зусилля на одну вертикальну пружину дорівнює

$$P_{\text{кз}} = \frac{G \cdot g}{z_{\text{в}}} + P_{max} = 141 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Уточнений аналіз міцності вузла підвіски проводиться запропонованим методом тривимірного моделювання, заснованим на методі скінченних

елементів. Для цього була побудована скінченно-елементна сітка всієї збірки. Кількість елементів дорівнює 12830, кількість вузлів – 20286. Використовується контакт стикання граней – вузол до вузла. Аналіз НДС збірки виконаний для двох варіантів впливу зусилля на пружину: на стиск і на розтяг.

Напружено-деформований стан збірки при стисненні подано на рис. 7.12, а при розтягуванні – на рис. 7.13

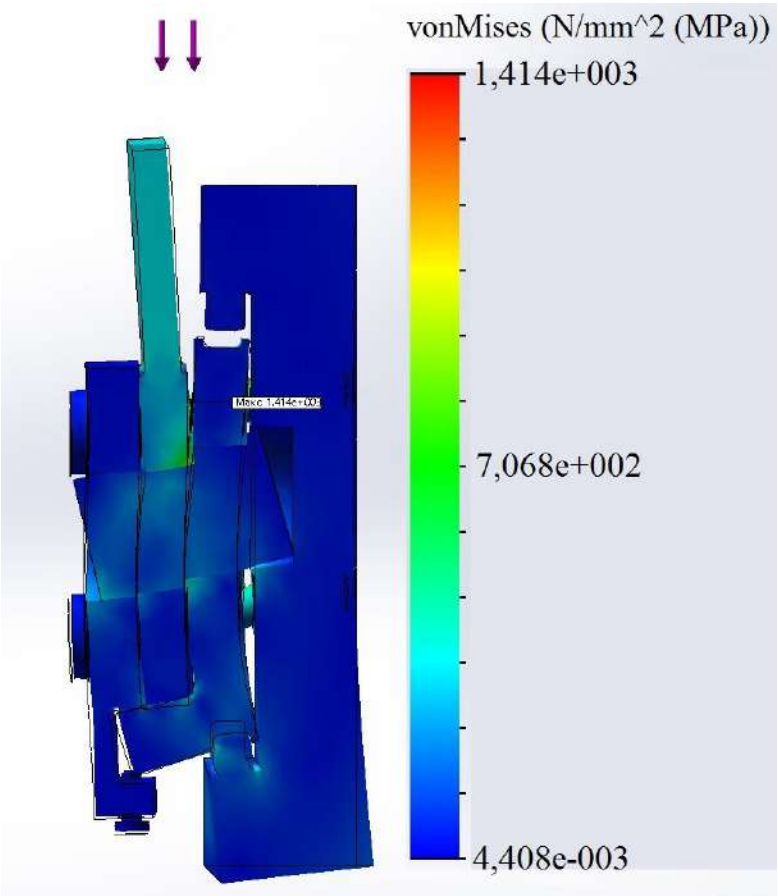


Рис. 7.12. Напружено-деформований стан збірки при стисненні

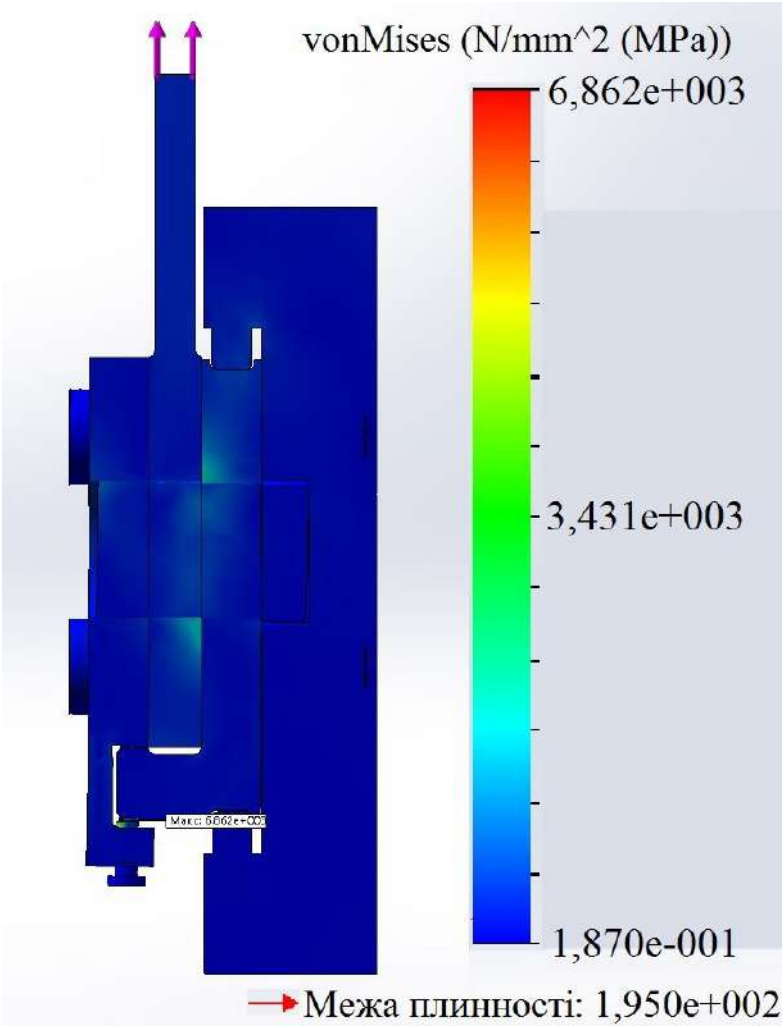
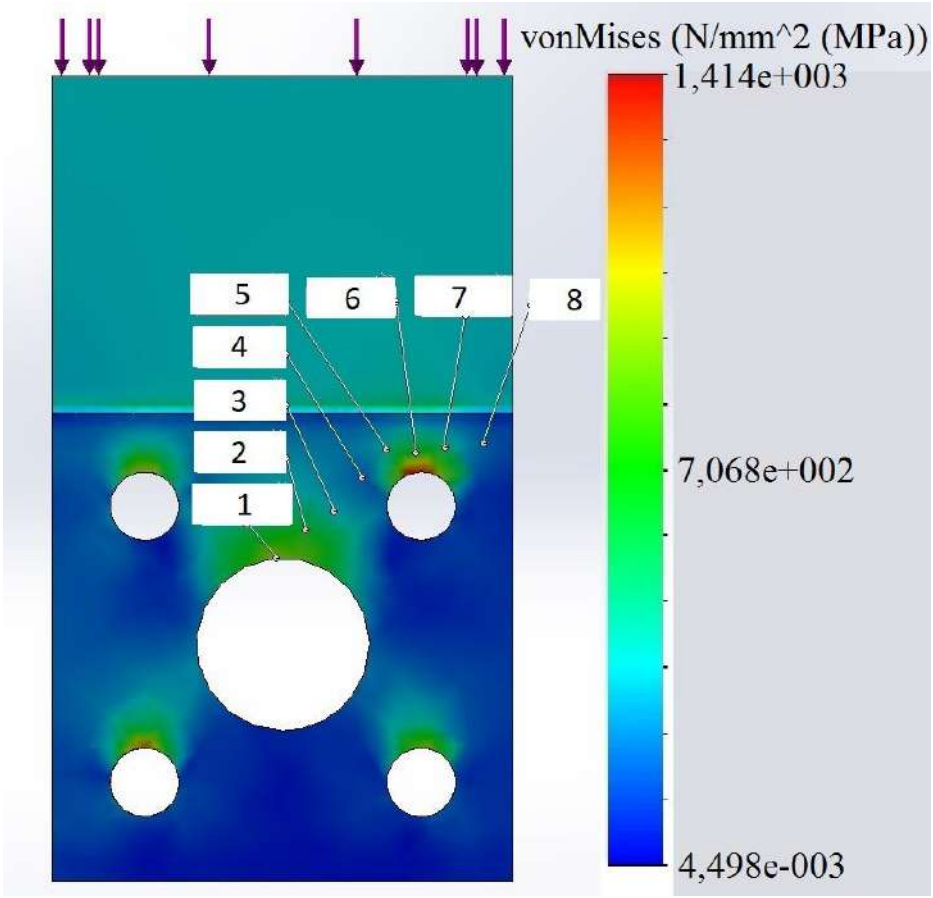


Рис. 7.13. Напружено-деформований стан збірки при розтягуванні

На рис. 7.14 наведено поле напружень на поверхні пружини та графік змінення напружень вздовж кривої, яку на рисунку позначено цифрами від 1 до 8, при стисненні. Як і слід було очікувати, спостерігається значна концентрація напружень поблизу отворів.



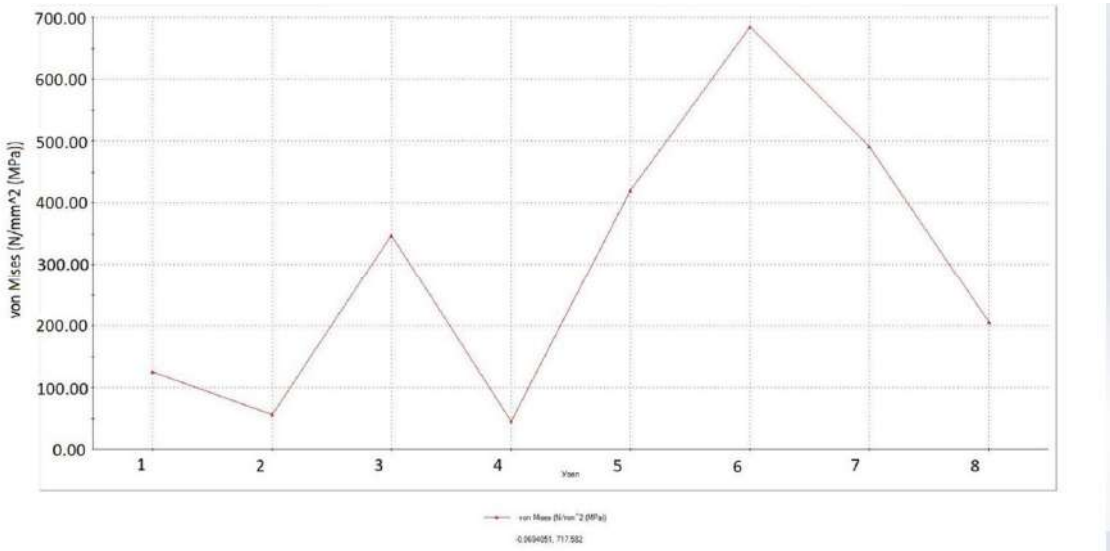


Рис. 7.14. Поле напружень в пружині

У таблиці 7.3 наведені дані розрахунку вузла підвіски, які отримані інженерним методом і запропонованим методом, заснованим на тривимірному моделюванні. Напруження в пружині наводяться тільки від зусиль стиску. Видно, що максимальну відміну результатів розрахунку за пропонованим методом і за інженерною методикою не перевищує 15%. Це, з одного боку, підтверджує достовірність отриманих результатів, а, з іншого, – свідчить про необхідність проводити остаточний розрахунок міцності вузла підвіски, використовуючи тривимірне моделювання для уточнення отриманих значень напружень.

Таблиця 7.3

Напруження в підвісці генератора потужністю 325 МВт

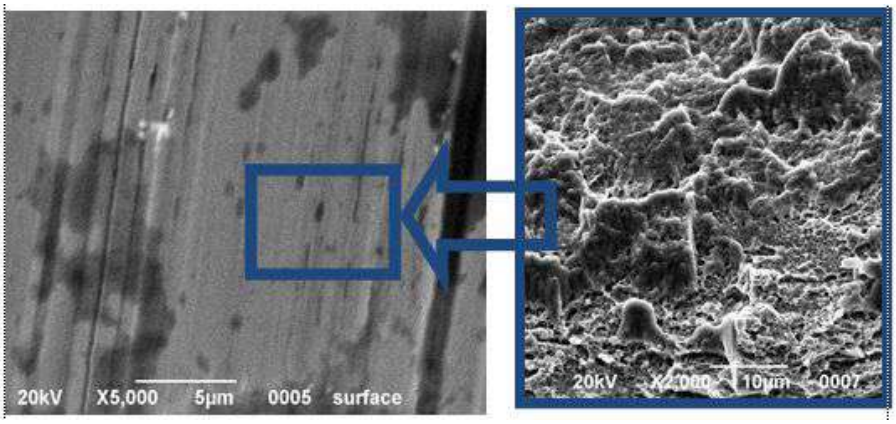
Параметри	Метод розрахунку	
	інженерний розрахунок	3D розрахунок (пропонований метод)
максимальні значення напружень в пружині, МПа	40	44,6
напруження в штифтах ∅60: – від зминання (пружина-штифт), МПа	85,6	84,4
напруження зминання між штифтом ∅60 і опорою (накладкою), МПа	22,7	25,0

7.1.3.2 Дослідження вібраційних властивостей підвіски залежно від характеристик застосованих матеріалів

В даний час при проектуванні генераторів спостерігається перехід від марок металів, які зазвичай застосовуються і відповідають вітчизняним ГОСТам, на імпортні та/або нові марки металів. Це вимагає проведення додаткових досліджень коректності такої заміни. Цей аналіз повинен проводитися не тільки за граничними значенями напружень, а й враховувати

зміну пружних характеристик сталей, яке призводить до зміни вібраційних характеристик всієї системи. Розглянемо можливість проведення таких замін для пружин та статора.

У сучасних конструкціях пружин турбогенераторів застосовується сталь 38Х2Н2ВА, при цьому можлива її заміна на 34CrNiMo6 і 40NiCrMo7 на підставі відповідності ГОСТ 8479-70 [318] цих сталей за всіма пунктами без винятків. На рис. 7.15 представлена макроструктура 40NiCrMo7 при різних збільшеннях.



а б

Рис. 7.15. Структура стали 40NiCrMo7:
а – х 2000; б – х 5000

Для осердя статора ТГВ-325-2У3 ТЕС "Аксу" вперше була застосована електротехнічна сталь марки М270-50А, виробництва фірми Thyssen Krupp Stahl, Німеччина. Сегментна сталь має такі значення модуля пружності:

– уздовж прокату – 185000 Н/мм^2,

– поперек прокату – 200000 Н/мм^2.

При штампуванні сегментів зубці розташовувалися уздовж прокату.

Наближену оцінку очікуваного рівня вібрації для нового осердя статора ТГВ-325 можна провести, використовуючи наступні міркування. У турбогенераторі ТГВ-250-2ПТ3 (ТЕС "Кайга", Індія) для осердя статора використана сталь 3413, 3414 згідно ГОСТ 21427.1-83 [344], що має такі

значення модуля пружності (за даними випробувань ДП «Завод «Електроважмаш»):

– уздовж прокату – 135000…137000 Н/мм^2,

– поперек прокату – 245000…265000 Н/мм^2.

Було проведено чисельний розрахунок статора турбогенератора ТГВ-250-2ПТ3 та визначено залежності власної частоти та амплітуди вібрацій від величини модуля Юнга осердя статора. Результати розрахунку подано на рис. 7.16 та рис. 7.17 відповідно.

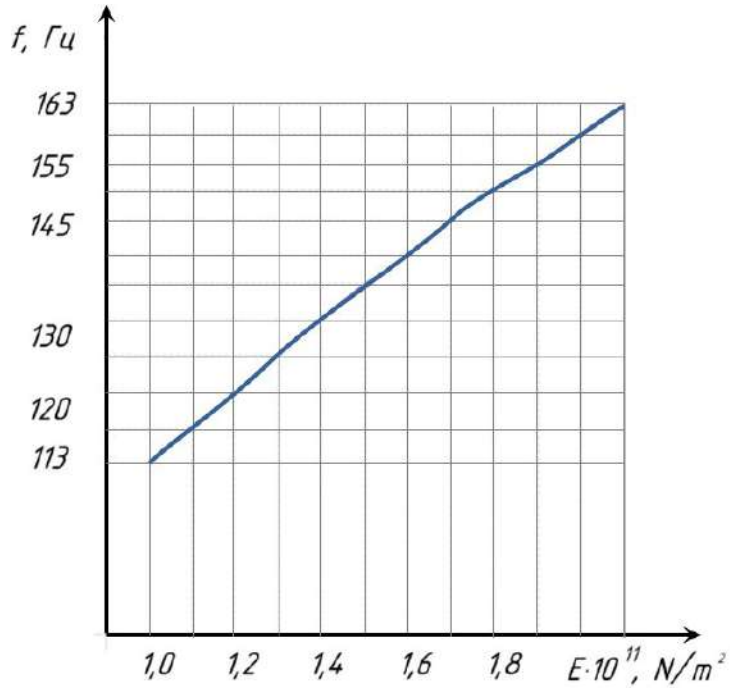


Рис. 7.16. Залежність частоти власних згинальних коливань від модуля пружності осердя

За результатами випробування генератора на стенді заводу вібрація осердя склала 55 мкм при 3000 об/хв, що відповідає власній частоті вібрації осердя f_c = 157 Гц (див. рис. 7.16 і рис 7.17).

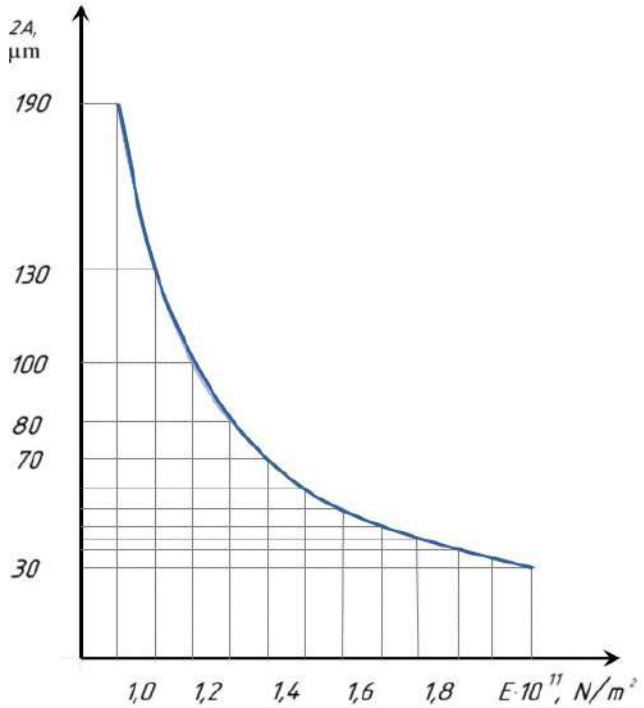


Рис. 7.17. Залежність подвійної амплітуди вібрації від модуля пружності осердя

Отримане експериментальне значення подвійної амплітуди вібрації відповідає розрахунковому при модулі пружності $F_{расч}$ = 116600 Н/мм^2.

Таким чином, відношення розрахункового модуля пружності до дійсного рекомендується використовувати

$$\frac{F_{розр}}{F_{ф}} = \frac{116600}{137000} = 0{,}85 .$$

У такому випадку для сталі М270-50А розрахункові значення модуля пружності поперек прокату складуть

$$E = 0{,}85 \cdot 200000 = 170000 \text{ Н/мм}^2.$$

Тоді очікуваний рівень вібрації осердя статора ТГВ-325-2У3 складає $2 \cdot A_ф = 45$ мкм, f_0 = 147 Гц. Порядок даних значень був підтверджений результатами натурних випробувань турбогенератора на стенді заводу.

На рис. 7.18 подана залежність подвійної амплітуди вібрації від модуля пружності шихтованого осердя.

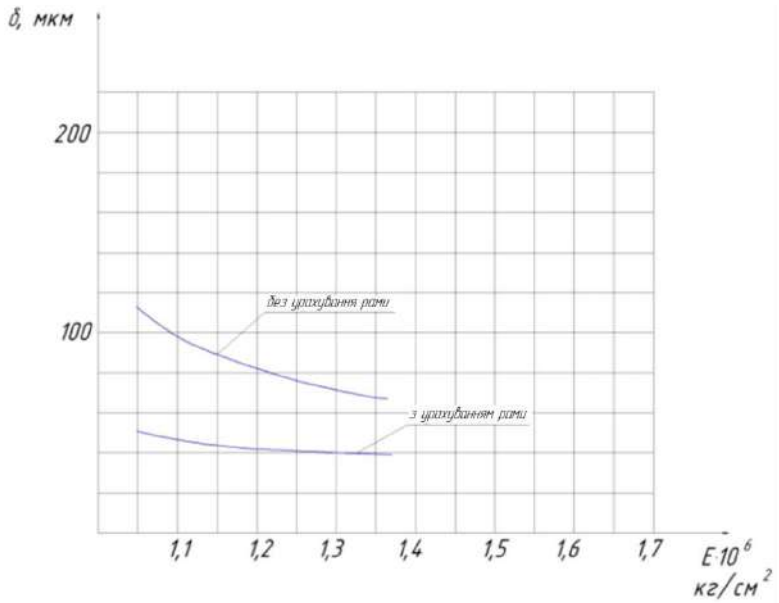


Рис. 7.18. Залежність подвійної амплітуди вібрації від модуля пружності шихтованого осердя

Ключовим фактором є відмінність розрахункових вібрацій для окремо розташованого осердя та його установки в корпус з підвіскою.

7.2 Дослідження міцності міжполюсних з'єднань ротора

7.2.1 Постановка задачі

Особливістю конструкції гідрогенератора-двигуна є наявність високо напруженого вузла, який виконує функцію з’єднання електричного ланцюга полюсів між собою – «міжполюсної перемички». Експлуатаційні навантаження, що сприймаються вузлом, викликані тепловим нагріванням та дією відцентрової сили. Крім того, у момент короткого замикання на вузол діють значні навантаження, які можуть спричинити його руйнування. Таким чином, НДС в перемичці має складний характер, обумовлений одночасною дією температурних і силових навантажень. Міжполюсна перемичка

виготовляється з міді, а її механічні характеристики істотно залежать від температури, що також ускладнює механічний аналіз.

На рис. 7.19 показано характерне руйнування міжполюсної перемички, що спостерігається при короткому замиканні. З рисунка видно, що при пошкодженні перемички змінилася геометрія конструкції і характерне теплове поле, про що свідчить змінення кольору різних ділянок вузла. Причини руйнування вузла могли бути викликані такими чинниками: неправильною роботою автоматики, підвищеним часом роботи в режимі короткого замикання, знеміцненням болтового з'єднання.

Рис. 7.19. Переміщення міжполюсної перемички

Метою досліджень є визначення напружень, що діють на міжполюсне з'єднання при короткому замиканні, на угонній частоті обертання і внаслідок нагрівання, а також визначення переміщень від дії відцентрової сили і температурного розширення.

Необхідно відзначити, що в класичному механічному розрахунку вузла, що проводиться відповідно до рекомендацій з проектування гідрогенераторів, є ряд істотних недоліків, до яких слід віднести те, що вузол розраховується при «статичному» режимі, максимальна частота обертання є рівною угонній

(гранично можлива частота обертання ротора при найбільш несприятливої відмови системи регулювання подачі води в турбіну), а також не враховуються теплові навантаження та зміни їх у часі.

Для виконання більш точного розрахунку механічного напруження в конструкції була розроблена модель, яка комплексно враховує температурні навантаження, пов'язані з «омічним» нагріванням вузла, зміну частоти обертання ротора в часі і, відповідно, характер охолодження вузла в момент короткого замикання.

Для розрахунку задаються параметри нагріву вузла внаслідок проходження струму, залежність частоти обертання ротора від часу при короткому замиканні. За відомою частотою обертання визначаються коефіцієнти тепловіддачі. В результаті на поверхні тіла задається розподіл температури в залежності від частоти обертання

$$\upsilon_{пов}=\varphi(t).$$

Розрахунок напруженого стану міжполюсного з'єднання ротора проводиться для гідрогенератора СВ 425/120-16 Т4. Була розроблена тривимірна розрахункова модель міжполюсної перемички. Сітка, що використовувалась в розрахунку, та граничні умови для статичного аналізу подані на рис. 7.20. Зважаючи на симетричність міжполюсного з'єднання, аналіз проведено для 1/2 частини з'єднання. Як видно з рис. 7.20, має місце закріплення відводу котушки з обмеженням трьох ступенів свободи. У місці приклеювання планки до осердя полюса обмежена одна ступінь свободи. Для обмеження переміщення в осьовому напрямку зафіксована грань склотекстолітової колодки в місці її обпирання про тримач. Є закріплення по отворах в напрямку осі болта. Інформація про сітку представлена в таблиці 7.4.

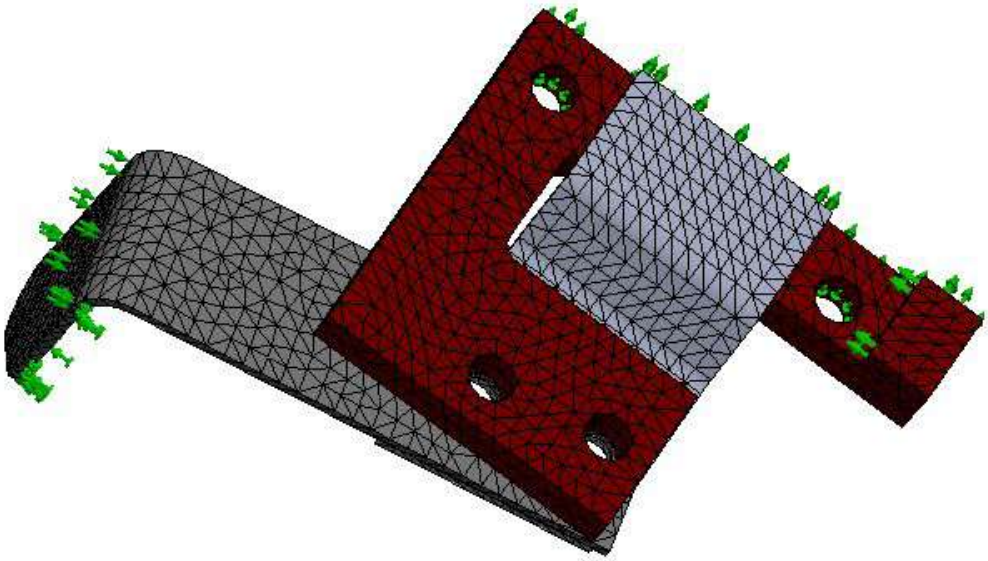


Рис. 7.20. Скінченно-елементна сітка

Таблиця 7.4

Інформація про сітку

Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Розбиття, що використовується	Стандартна сітка
Точки Якобіана	4 точок
Якість сітки	Високе
Всього вузлів	16972
Всього елементів	9472
Максимальне співвідношення сторін	64,876
Відсоток елементів зі співвідношенням сторін <3	95,5
Відсоток елементів зі співвідношенням сторін >10	0,412

Вихідні дані, що використовуються в розрахунку, наводяться нижче.

Частотні характеристики:

– номінальна частота обертання – $\omega=450\ \frac{об}{хв}$;

– угонна частота обертання – $\omega=795\ \frac{об}{хв}$.

Геометричні параметри:

– довжина перемички $l=0,129$ м;

– довжина відводу котушки $l=0,129$ м;

– площа поперечного перерізу перемички і відведення котушки

$S=1,99\cdot10^{-4}$ м;

– діаметр розташування перемички щодо осі обертання

$D=1,51$ м.

Розрахункові параметри гідрогенератора:

– номінальний струм $i_e=566$ А;

– температура охолоджуючого середовища (ГОСТ 5616-89)

$T=40$ °С.

Механічні властивості:

– матеріал перемички (БИЛТ.685529.351) лист ДПРНМ 3,0 М1 ДСТУ ГОСТ 1173:2007 з границею плинності $\sigma_т=70$ МПа;

– матеріал колодки (ТХ 118-6137) склотекстоліт СТЭФ–I 1с-25,0 ГОСТ 12652-74 з границею плинності $\sigma_т=100$ МПа.

Фізичні параметри повітря при $P=101325$ Па та $T=40$°С:

– питома теплопровідність $\lambda=0,0276\ \frac{Дж}{кг\cdot К}$;

– кінематична в'язкість $\nu=0,00001696\ \frac{м^2}{сек}$.

На поверхні тіла задано розподіл температури в залежності від частоти обертання

$$\upsilon_{пов}=\varphi(t).$$

Фізичні властивості матеріалу перемички – мідь (лист ДПРНМ 3,0 М1 ДСТУ ГОСТ 1173:2007):

- густина міді $\rho=8940$ кг/м^3;

- межа міцності $\sigma_в=200$ МПа;

- границя плинності $\sigma_т=70$ МПа;

- модуль пружності $E=1{,}28\cdot10^5$ МПа.

Механічні властивості міді істотно залежать від її температури. У таблиці 7.5 і на рис. 7.21 наведені залежності модуля пружності міді від температури.

Таблиця 7.5

Залежність модуля пружності міді від температури

№	Температура, К	E, Pa
1	20	1,24E+11
2	50	1,22E+11
3	100	1,21E+11
4	150	1,19E+11
5	200	1,17E+11
6	250	1,15E+11

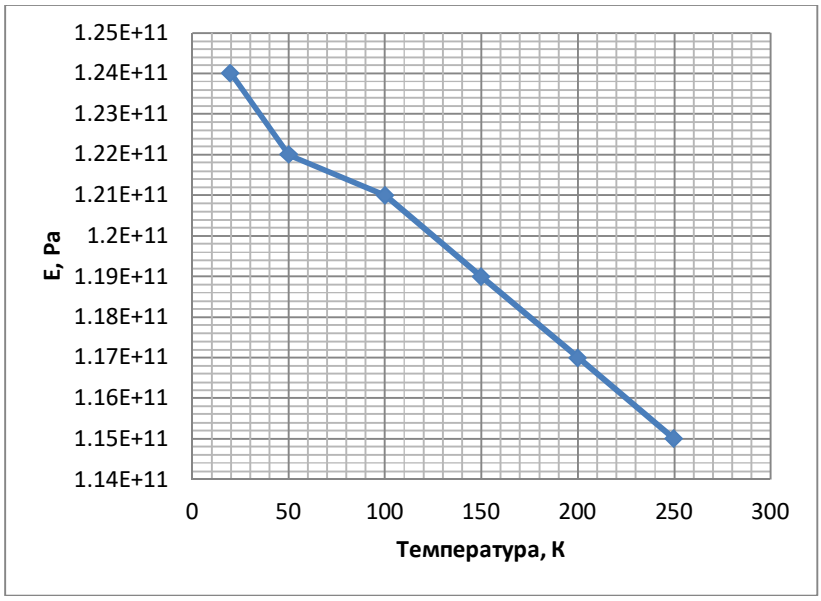


Рис. 7.21 Залежність модуля пружності міді від температури

7.2.2. Параметри обертання ротора

При короткому трифазному замиканні виникає різке збільшення частоти обертання ротора до моменту спрацювання системи відключення.

Графік залежності частоти обертання ротора від часу для досліджуваного режиму роботи гідрогенератора подано на рис. 7.22. У таблиці 7.6 наведені значення частот, що відповідають даним, наведеним на рисунку. З рисунка видно, що після початку роботи гідрогенератора відбувається збільшення частоти обертання ротора. Через 62,5 с відбувається вихід на номінальний режим роботи, відповідний частоті обертання ω = 450 об/хв. Приблизно через 250 с після початку роботи генератора відбувається коротке замикання, яке супроводжується збільшенням частоти обертання ротора до ω = 531 об/хв.

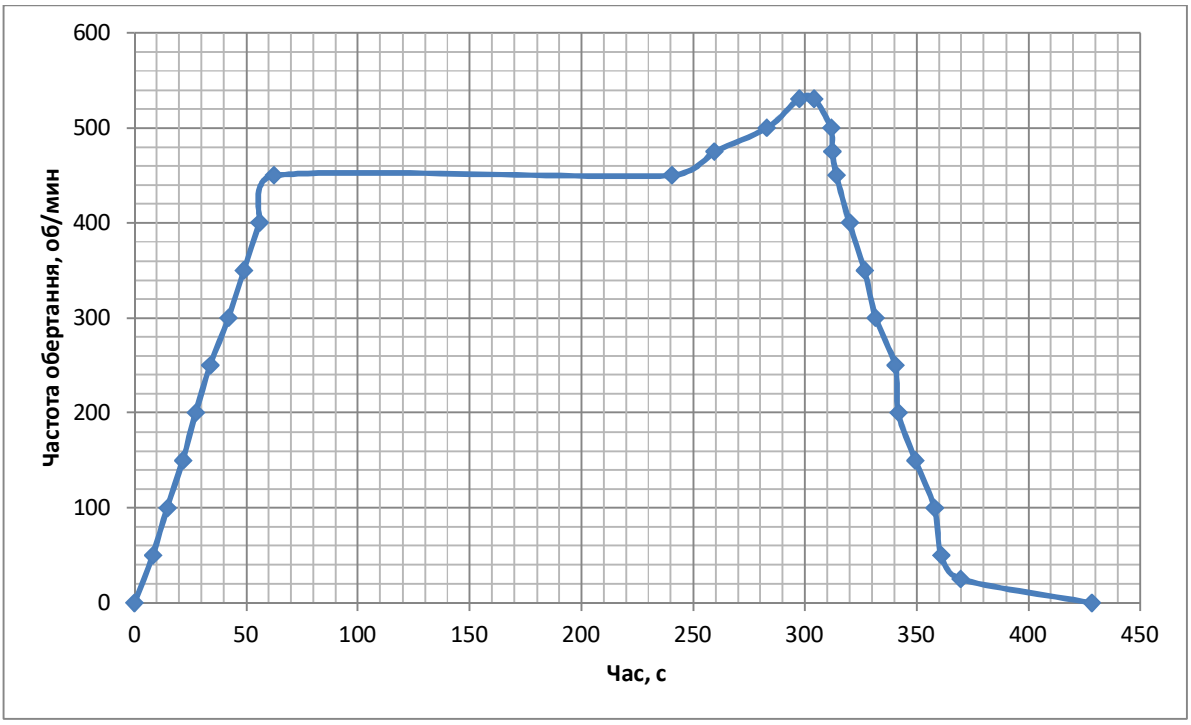


Рис. 7.22. Залежність частоти обертання від часу

Таблиця 7.6

Розрахунковий режим роботи гідрогенератора

№	n, об/хв	Час, с	№	n, об/хв	Час, с
0	0	0			
1	50	8,16	15	500	311,52
2	100	14,64	16	475	312,24
3	150	21,6	17	450	314,16
4	200	27,36	18	400	319,92
5	250	33,84	19	350	326,64
6	300	42	20	300	331,68
7	350	48,96	21	250	340,32
8	400	55,92	22	200	341,76
9	450	62,4	23	150	349,44
10	450	240,24	24	100	357,84
11	475	259,44	25	50	360,96
12	500	282,96	26	25	369,6
13	531	297,36	27	0	428,16
14	531	304,08	28	0	430

7.2.3 Визначення температури міжполюсних перемичок

Вихідними даними для визначення температур в вузлі є температура навколишнього середовища і початкова температура міжполюсних з'єднань T=40°C.

Для визначення поля температур в вузлі необхідно встановити коефіцієнти тепловіддачі на поверхні деталей і потужність тепловиділення в міжполюсному з'єднанні.

7.2.3.1 Визначення коефіцієнта тепловіддачі

Коефіцієнти тепловіддачі були визначені для кожного моменту часу виходячи зі швидкості обертання гідрогенератора (рис. 7.22) згідно з відомим рішенням, отриманим для пластини.

Коефіцієнт теплопередачі визначається зі співвідношення

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{\nu},$$

де Nu – число Нуссельта.

Число Нуссельта пов'язано з числом Рейнольдса формулою

$$Nu = 0{,}032 \cdot Re^{0{,}8}.$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{W \cdot l}{\nu}.$$

Швидкість руху охолоджуючого повітря

$$W = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60},$$

де n – кількість обертів на хвилину.

Результати розрахунку граничних умов представлені в таблиці 7.7 і на рис. 7.23.

Таблиця 7.7

Коефіцієнти тепловіддачі

№	Time	RPM	W, м/с	Re	Nu	α
0	0	0	0	0	0	0
1	8,16	50	4,0	61038	215,6	22,7
2	14,64	100	7,9	122076	375,4	39,5
3	21,6	150	11,9	183114	519,2	54,7
4	27,36	200	15,8	244152	653,5	68,8
5	33,84	250	19,8	305190	781,3	82,3
6	42	300	23,7	366228	904,0	95,2
7	48,96	350	27,7	427266	1022,6	107,7
8	55,92	400	31,6	488305	1137,9	119,9

Продовження таблиці 7.7

9	62,4	450	35,6	549343	1250,3	131,7
10	240,24	450	35,6	549343	1250,3	131,7
11	259,44	475	37,5	579862	1305,6	137,5
12	282,96	500	39,5	610381	1360,3	143,3
13	297,36	531	42	648224	1427,3	150,4
14	304,08	531	42	648224	1427,3	150,4
15	311,52	500	39,5	610381	1360,3	143,4
16	312,24	475	37,5	579862	1305,6	137,5
17	314,16	450	35,6	549343	1250,3	131,7
18	319,92	400	31,6	488305	1137,9	119,9
19	326,64	350	27,7	427266	1022,6	107,7
20	331,68	300	23,7	366228	904,0	95,2
21	340,32	250	19,8	305190	781,3	82,3
22	341,76	200	15,8	244152	653,5	68,8
23	349,44	150	11,9	183114	519,2	54,7
24	357,84	100	7,9	122076	375,4	39,5
25	360,96	50	4,0	61038	215,6	22,7
26	369,6	25	2,0	30519	123,8	13,0
27	428,16	0	0	0	0	0
28	430	0	0	0	0	0

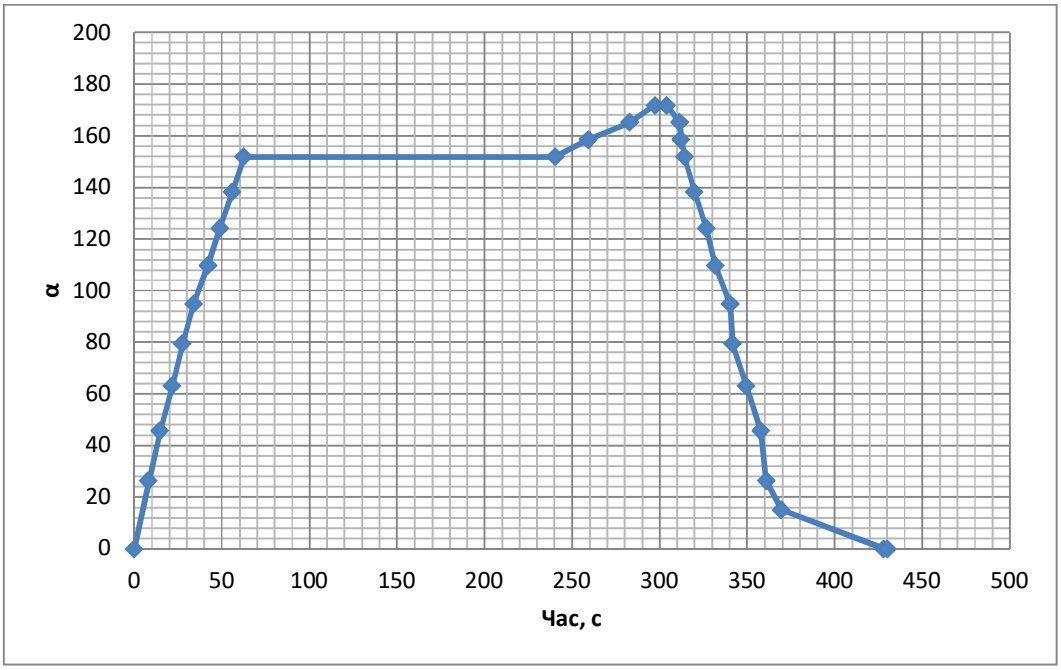


Рис. 7.23. Змінення коефіцієнта теплопередачі в часі

7.2.3.2 Визначення потужності нагріву міжполюсного з'єднання

При виникненні струму в перемичці відбувається її нагрів.

Опір в перемичці складає

$$Rn = \frac{0{,}175 \cdot 10^{-7} \cdot ln}{S} = \frac{0{,}175 \cdot 10^{-7} \cdot 0{,}129}{1{,}99 \cdot 10^{-4}} = 3{,}63 \quad \text{Ом.}$$

Тепловиділення в перемичці складає

$$Qn = ie^2 \cdot Rn = 566^2 \cdot 1{,}13 \cdot 10^{-5} = 3{,}63 \text{ Вт.}$$

Опір у відводі котушки визначається як

$$Rk = \frac{0{,}175 \cdot 10^{-7} \cdot lk}{S} = \frac{0{,}175 \cdot 10^{-7} \cdot 0{,}237}{1{,}99 \cdot 10^{-4}} = 2{,}08 \quad \text{Ом.}$$

Тепловиділення у відводі котушки складає

$$Qk = ie^2 \cdot Rk = 566^2 \cdot 2{,}08 \cdot 10^{-5} = 6{,}67 \text{ Вт.}$$

Сумарне тепловиділення визначається за формулою

$$\text{W} = Qn + Qk.$$

Сумарне тепловиділення визначено для кожного режиму. Результати подані в таблиці 7.8.

Таблиця 7.8

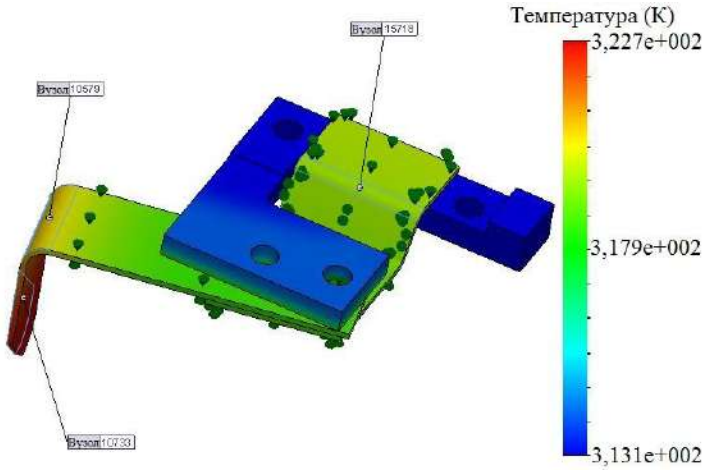
Теплові втрати в міжполюсному з'єднанні

№	Час, с	W (Вт)	№	Час, с	W (Вт)
0	0	0			
1	8,16	0	15	311,52	0
2	14,64	0	16	312,24	0
3	21,6	0	17	314,16	0
4	27,36	0	18	319,92	0
5	33,84	0	19	326,64	0
6	42	0	20	331,68	0
7	48,96	0	21	340,32	0
8	55,92	0	22	341,76	0
9	62,4	1,03E+01	23	349,44	0
10	240,24	1,03E+01	24	357,84	0
11	259,44	0	25	360,96	0
12	282,96	0	26	369,6	0
13	297,36	0	27	428,16	0
14	304,08	0	28	430	0

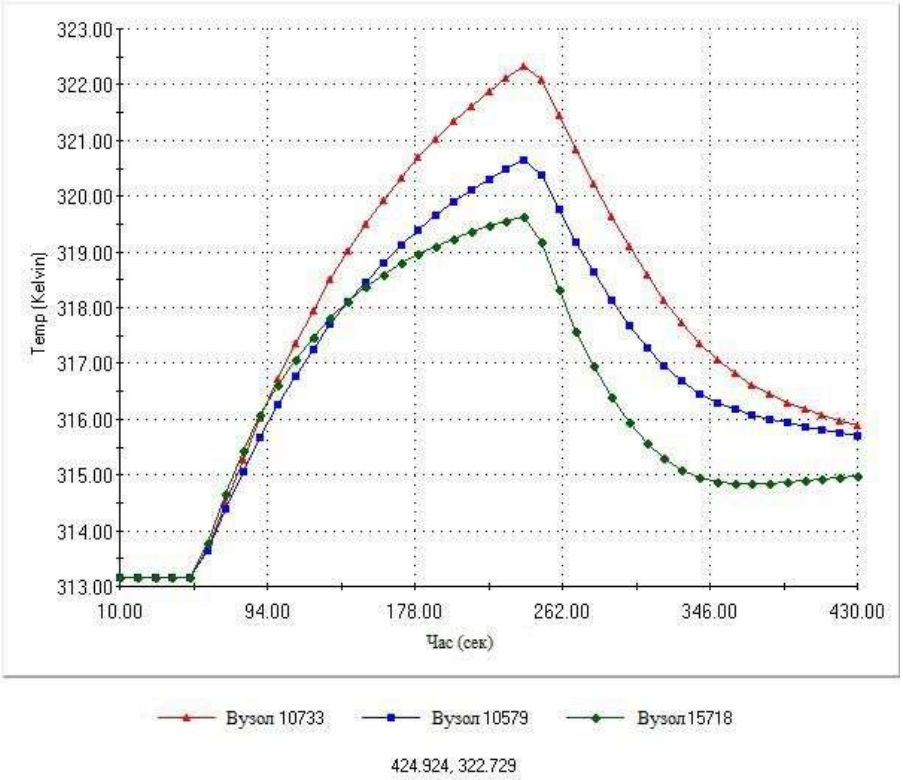
7.2.4 Результати чисельного дослідження

Для аналізу міцності вузла на всіх режимах його роботи з урахуванням теплового стану використовувався метод скінченних елементів, реалізований в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

Залежність температури від часу для різних точок перемички подано на рис. 7.24. Після початку роботи генератора температура в перемичці починає зростати і досягає на даному режимі максимуму приблизно через 250 с після запуску генератора, що відповідає кінцю стаціонарного режиму (частота обертання ω = 450 об/хв). Потім відбувається зменшення температури перемички, що пояснюється збільшенням частоти обертання генератора при короткому замиканні, а потім, після спрацювання системи аварійного відключення (297,6 с), відсутністю теплового нагріву перемички за рахунок внутрішніх джерел тепла.



а

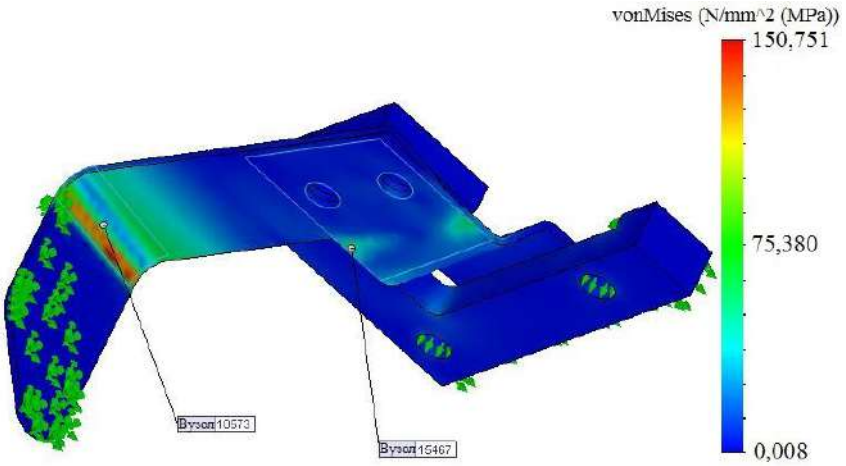


б

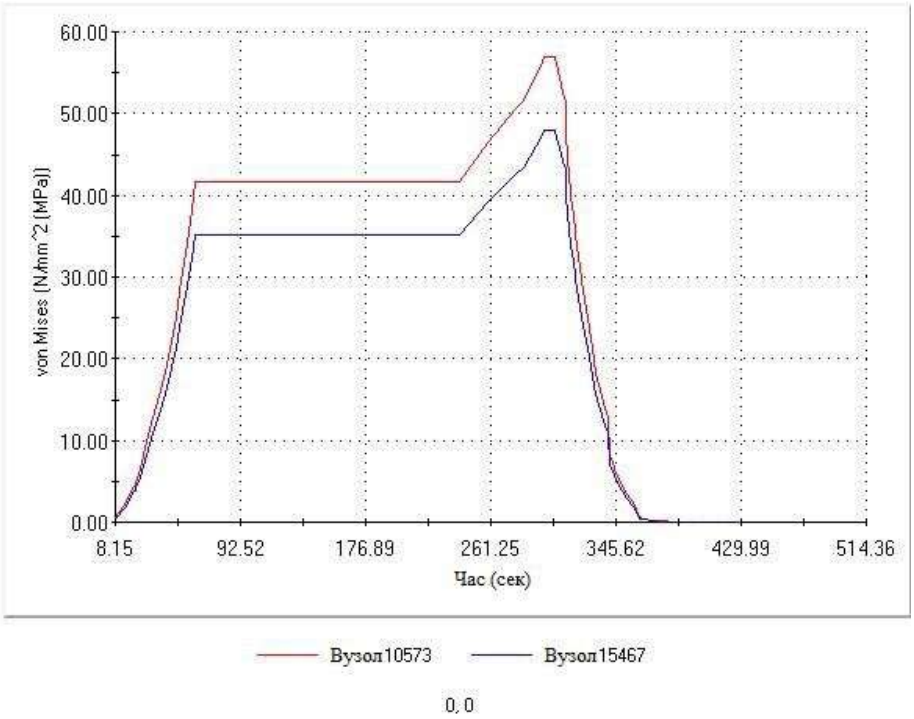
Рис. 7.24. Температурне поле (а) та графіки зміни температури протягом режиму роботи генератора (б)

Поле напружень і переміщень у відводі котушки і перемичці протягом режиму роботи, а також їх графіки зміни в часі подані на рис. 7.25 і 7.26 відповідно. Характер зміни напружень і переміщень в часі подібний до

характеру зміни частоти обертання генератора. Максимальні значення напружень і переміщень досягаються через T = 297,36 с після початку роботи генератора, що відповідає моменту спрацювання системи аварійного відключення.

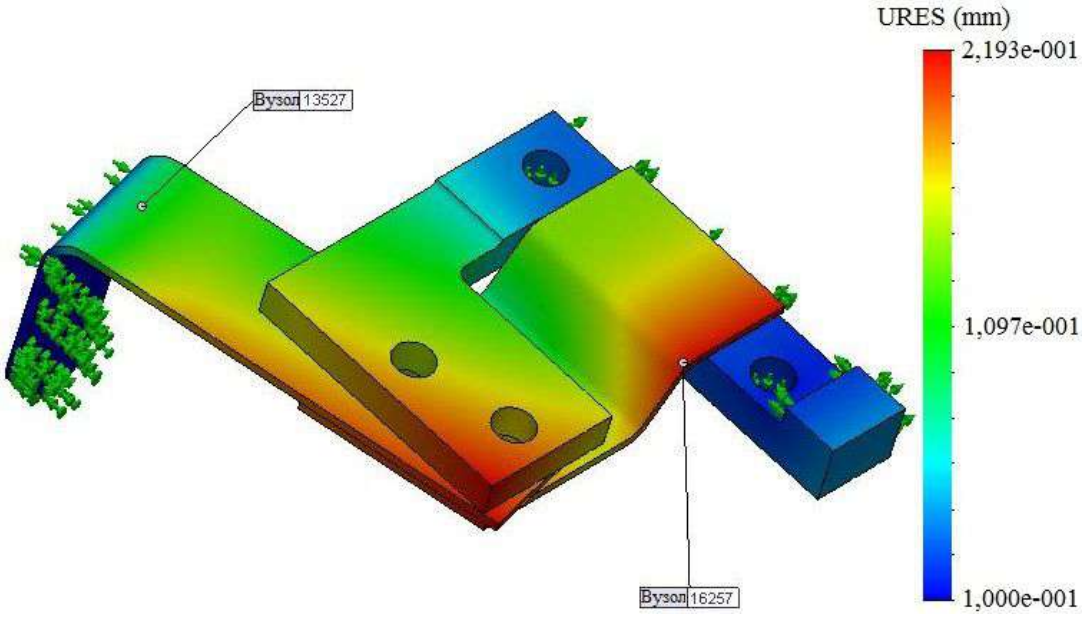


а

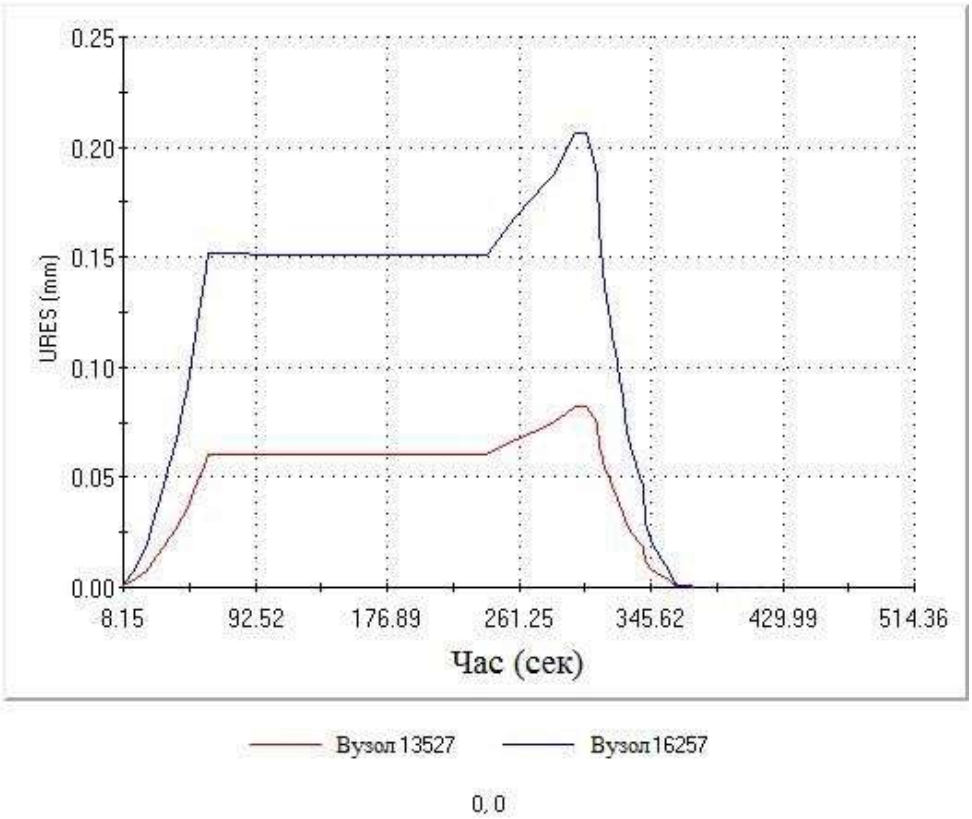


б

Рис. 7.25. Поле напружень у відводі котушки і перемичці протягом режиму роботи (а) та їх графіки зміни (б)



а



б

Рис. 7.26. Поле переміщень у відводі котушки і перемичці протягом режиму роботи (а) та їх графіки зміни (б)

На рис. 7.27 подано поле переміщень у відводі котушки в момент часу T = 297,36 с, а поле максимальних переміщень в перемичці для того ж моменту часу наведено на рис. 7.28.

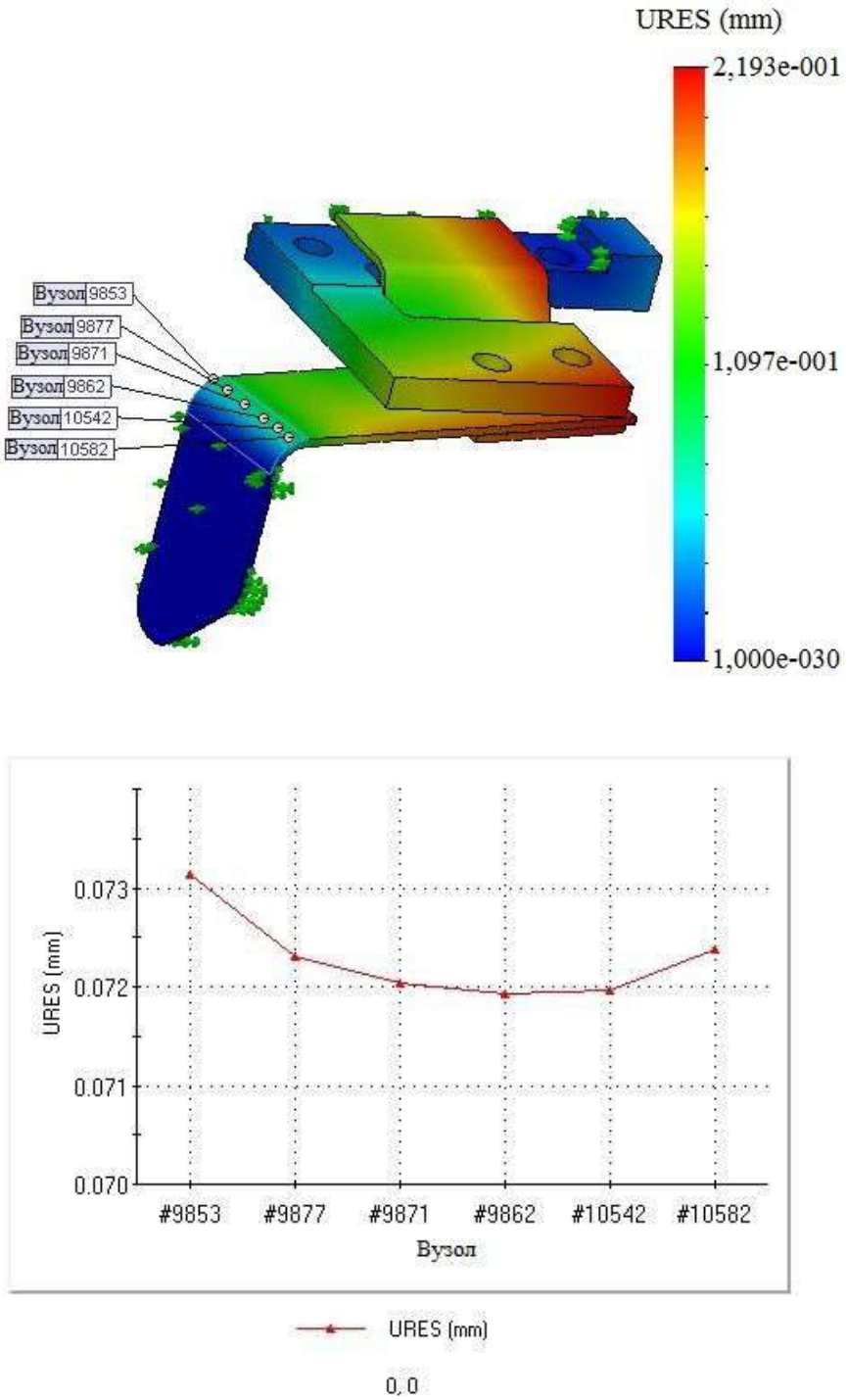


Рис. 7.27. Поле максимальних переміщень у відводі котушки у момент часу T=297,36 с

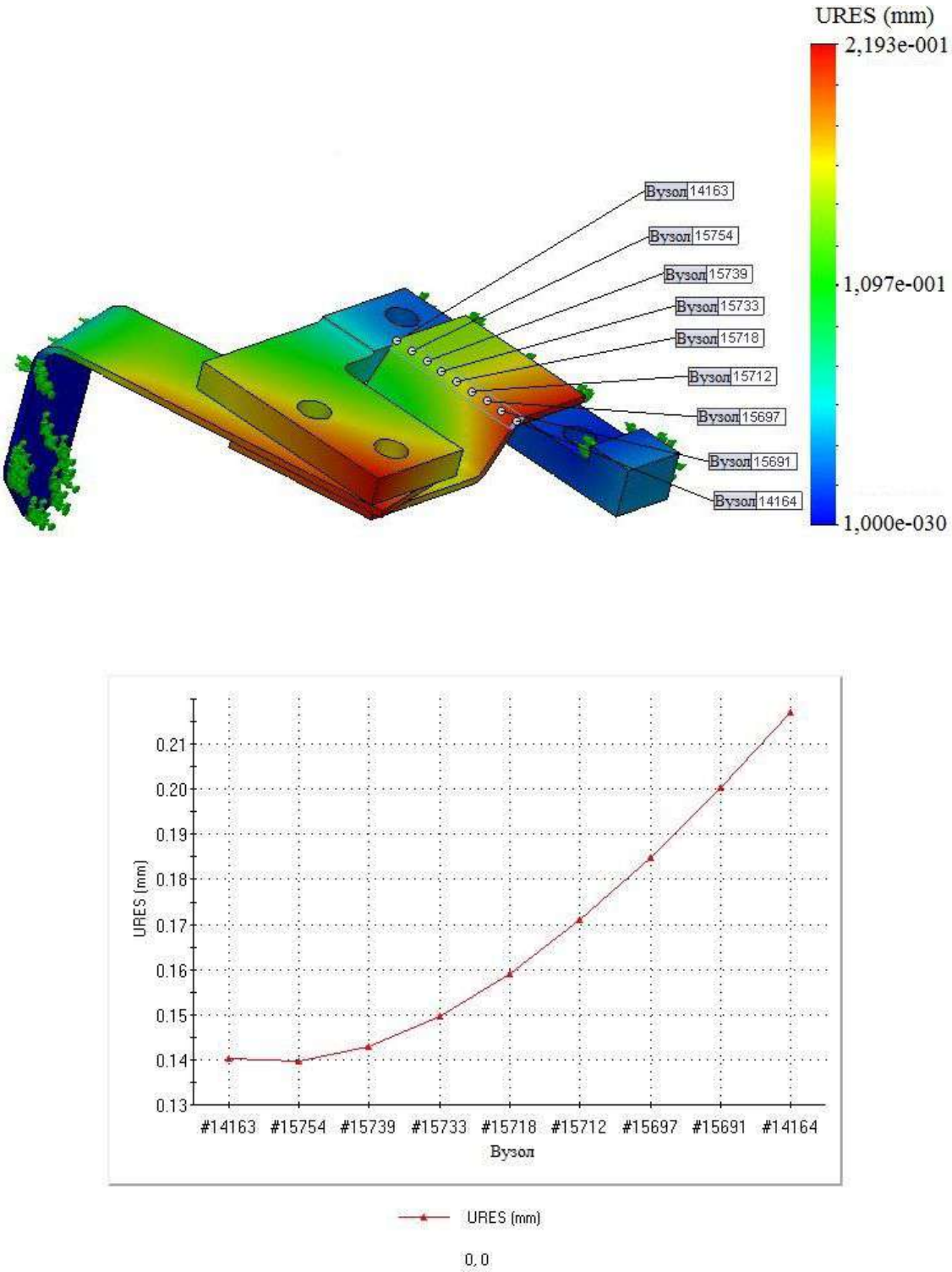


Рис. 7.28. Поле максимальних переміщень в перемичці у момент часу T=297,36 с

Поле напружень в момент часу, що відповідає аварійному відключенню (T = 297,36 с), подано на рис. 7.29.

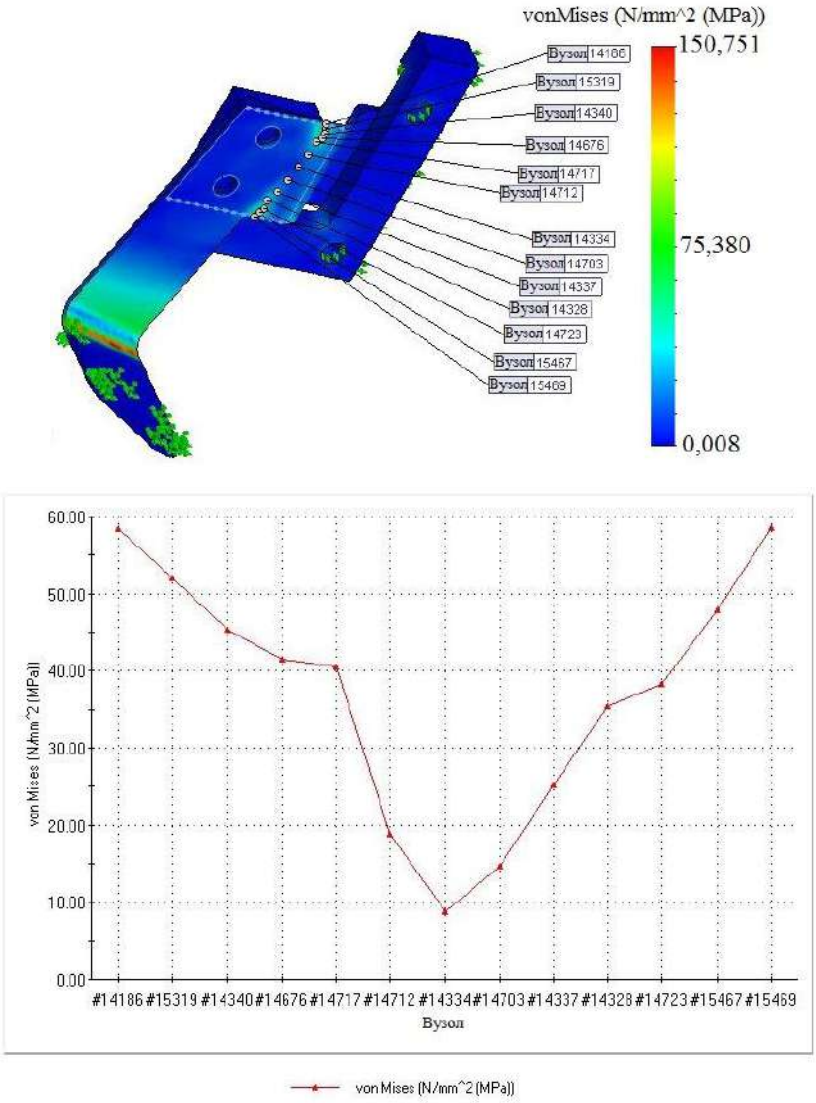


Рис. 7.29. Поле напружень в момент часу T=297,36 с

Таким чином, розрахунок термонапруженого стану міжполюсного з'єднання для розглянутого режиму роботи показав, що напруження в перемичці при короткому замиканні (n = 531 об/хв) і температурі охолоджуючого повітря T = 40 °C не перевищують 60 МПа. Максимальні переміщення в перемичці не перевищують 0,22 мм. Графіки зміни переміщень, напружень у вузлі свідчать про складний характер їх розподілу по поверхні в кожен момент часу. Цей розподіл неможливо врахувати,

використовуючи стандартні інженерні методи, які можуть дати тільки середні значення по перетинах.

Згідно з отриманими результатами, змінення температурного режиму впливає на роботу вищевказаного вузла. Розрахунок дозволив визначити не тільки максимальні напруження, а й характер їх зміни в часі. Для оцінки часу до руйнування була застосована залежність середнього числа циклів до руйнування від амплітуди змінного напруження, отриманого на основі експериментальних даних, проведених спеціалістами на експериментальній базі ДП «Завод «Електроважмаш». Оцінка показала, що час до руйнування вузла з урахуванням установки додаткових упорів складе понад 30000 циклів, що відповідає нормам щодо проектування та експлуатації гідрогенераторів.

7.2.5 Дослідження міцності перемички при впливі відцентрових сил при угонній частоті обертання

Проведено дослідження НДС міжполюсного з'єднання від дії відцентрових сил при угонній частоті обертання (n = 795 об/хв). Ця частота відповідає гранично можливій частоті обертання ротора при відмові системи регулювання подачі води в турбіну.

Параметри скінченно-елементної сітки наведені в таблиці 7.9.

Таблиця 7.9

Параметри скінченно-елементної сітки

Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Розбиття, що використовується	Стандартна сітка
Точки Якобіана	4 точок
Якість сітки	Високе
Максимальний розмір елемента	3 мм
Мінімальний розмір елемента	0,15 мм
Всього вузлів	83764
Всього елементів	52231
Максимальне співвідношення сторін	34,4
Відсоток елементів зі співвідношенням сторін <3	99,5

Результати розрахунку перемички при угонній частоті обертання подані на рис. 7.30–7.32. На рис. 7.30 наведено розподіл і поле напружень в перемичці, на рис. 7.31 і 7.32 – розподіл і поле переміщень у відводі котушки і перемичці відповідно. Видно, що розподіл напружень і переміщень по перемичці має складний характер. Максимальні значення напружень в перемичці досягають 128 МПа, а середні напруження в перемичці не перевищують

40 МПа. Максимальні переміщення у відводі котушки не перевищують 0,75 мм, а середні переміщення – 0,55 мм.

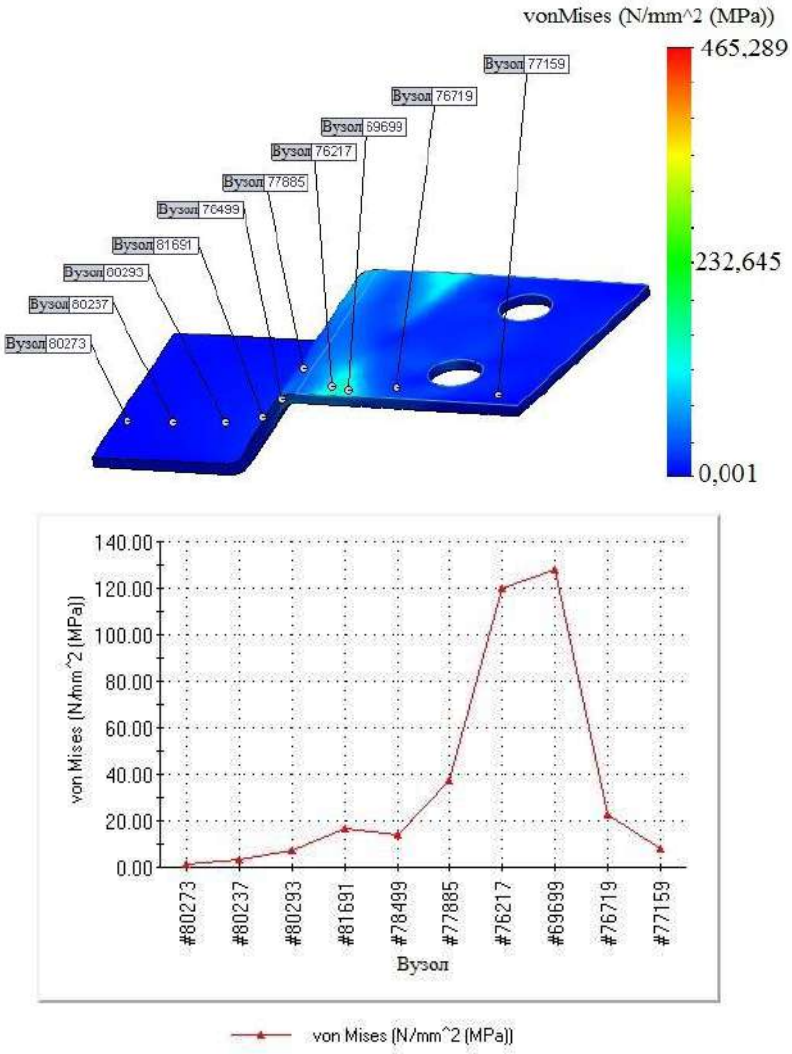
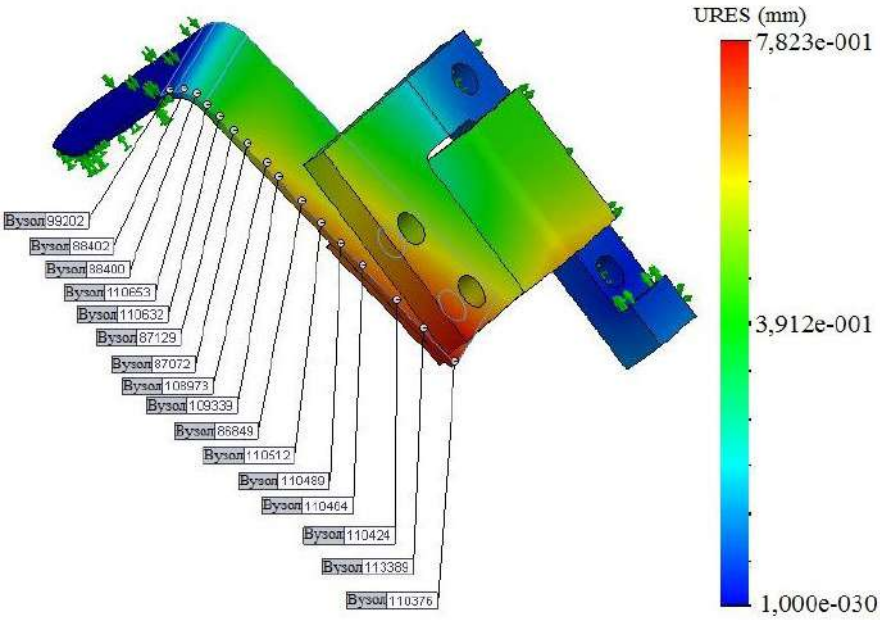


Рис. 7.30. Поле напружень в перемичці при n=795 об/хв



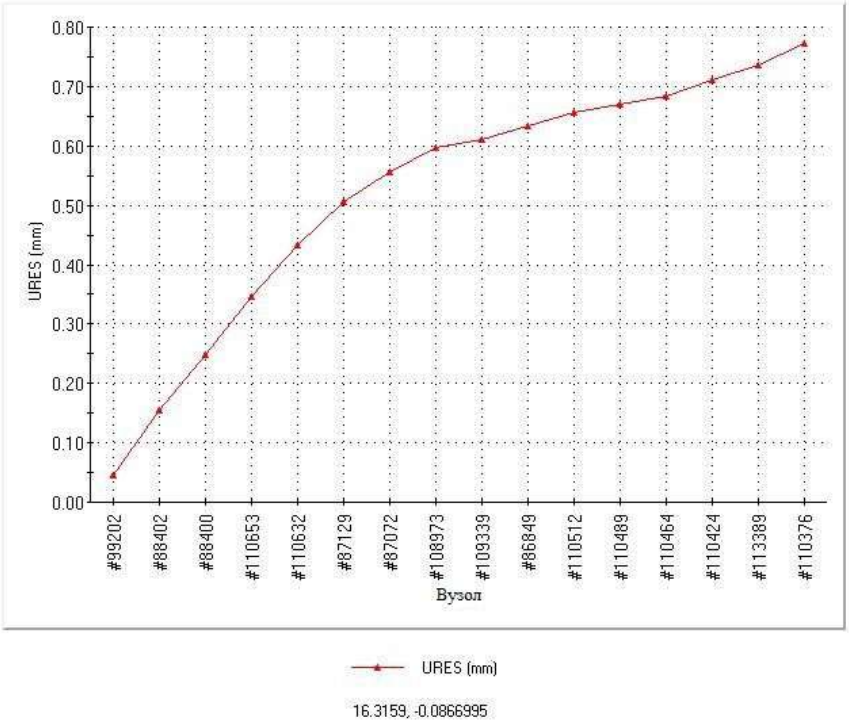


Рис. 7.31. Поле переміщень у відводі котушки при n=795 об/хв

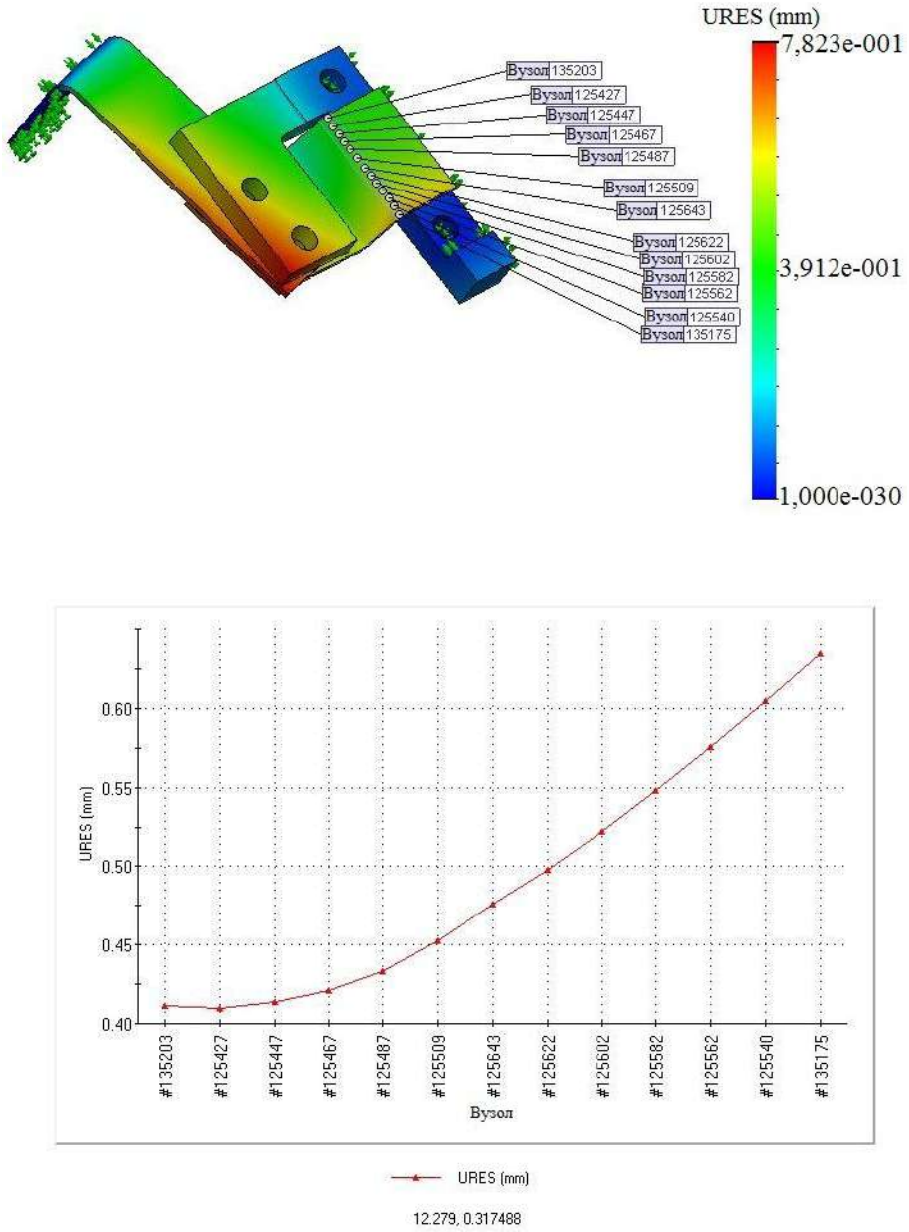


Рис. 7.32. Поле переміщень в перемичці від дії відцентрових сил

За результатами статичного аналізу визначено, що середні напруження, які виникають в перемичці при угонній частоті обертання (n = 795 об/хв), не перевищують 40 МПа. Максимальні переміщення в перемичці при угонній частоті обертання – 0,55 мм. Максимальні переміщення у відводі котушки – 0,78 мм.

Слід зазначити, що при аналогічному розрахунку міцності перемички відповідно до рекомендацій з проектування гідрогенераторів напруження в

вузлі складуть не більше 50 МПа, що більш ніж на 20% відрізняється від отриманих результатів. Однак в інженерному розрахунку не враховуються теплові навантаження, а також зміни навантаження в часі.

За умови, що границя плинності міді σ_T=70 МПа, запас міцності в міжполюсному з'єднанні складе

$$k = \frac{\sigma т}{\sigma max} = \frac{70}{40} = 1{,}75.$$

Необхідно відзначити, що максимальні напруження і переміщення, що виникають в конструктивних елементах міжполюсних з'єднань при угонній частоті обертання – 795 об/хв – за умовами механічної міцності, допустимі.

7.3. Дослідження збіжності результатів методом HSS

Для виключення сингулярності при визначенні напружень концентраторів за методикою HSS стик листів, з трикутними елементами або у вигляді тетраедру. Розміри елементів біля місця зварного шва (концентратору напружень) – не більше половини товщини листа t. Напруження визначають на відстані 0,5t і 1,5t від шва (рис. 7.33). Якщо обчислювальні ресурси дозволяють моделювати зварні шви, то слід розміщувати концентратор напруження біля «підніжжя» (основи) зварного шва. Лінію інтерполяції (AB) слід розташовувати перпендикулярно до напрямку зварного шва. Крок сітки вибирають так, щоб пробні значення напружень σ_0 і σ_{15} були обчислені в різних елементах. Номінальні (геометричні) напруження σ_0 в концентраторі визначаються лінійною інтерполяцією за формулою [345]

$$\sigma_0 = 1{,}5\sigma_{05} - 0{,}5\sigma_{15}.$$

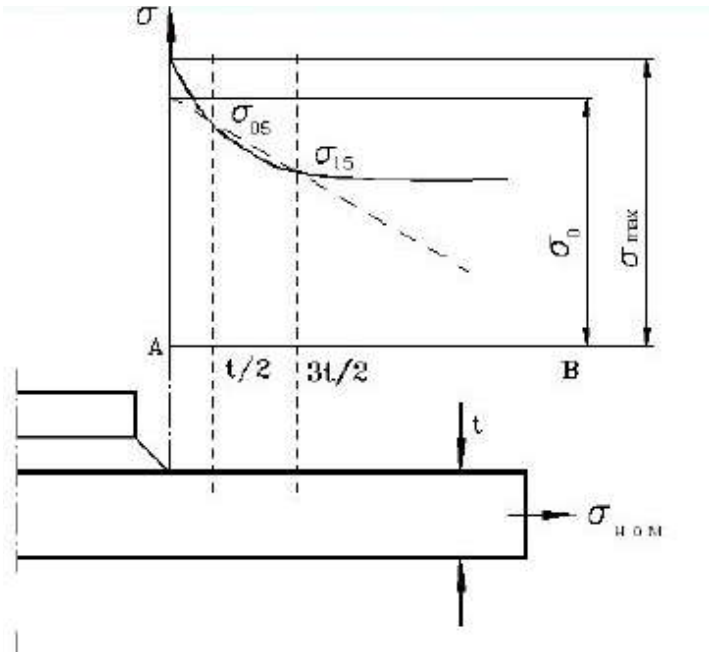


Рис. 7.33. Застосування методики HSS для визначення геометричних напружень

Проведемо аналіз за методикою HSS для розрахунку камери підп’ятника, коробів і міжполюсної перемички. Результати аналізу для гідравлічної камери підп’ятника подано на рис. 7.34-7.36.

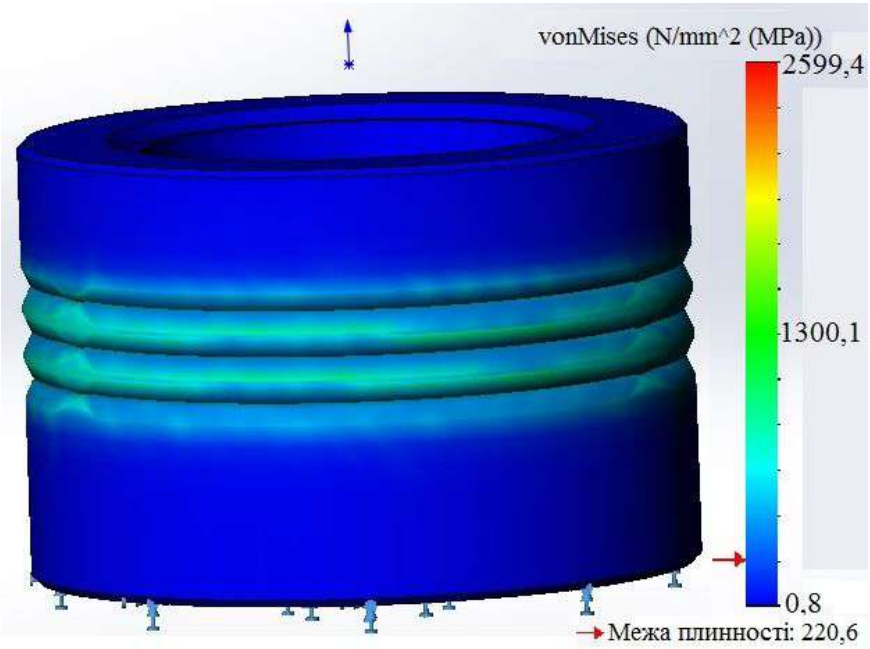


Рис. 7.34. Поле напружень в камері підп’ятника

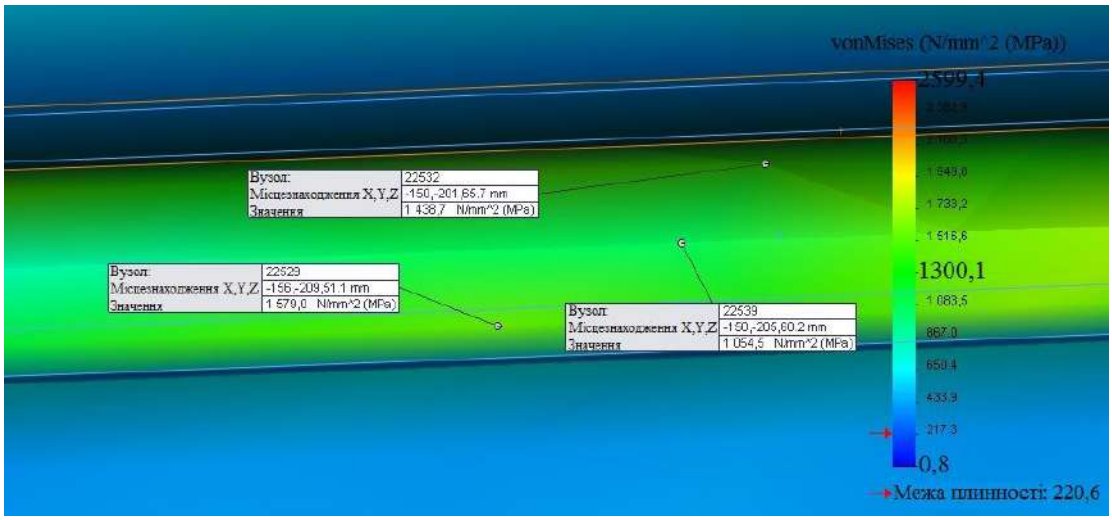


Рис. 7.35. Локальні значення напружень в камері підп’ятника

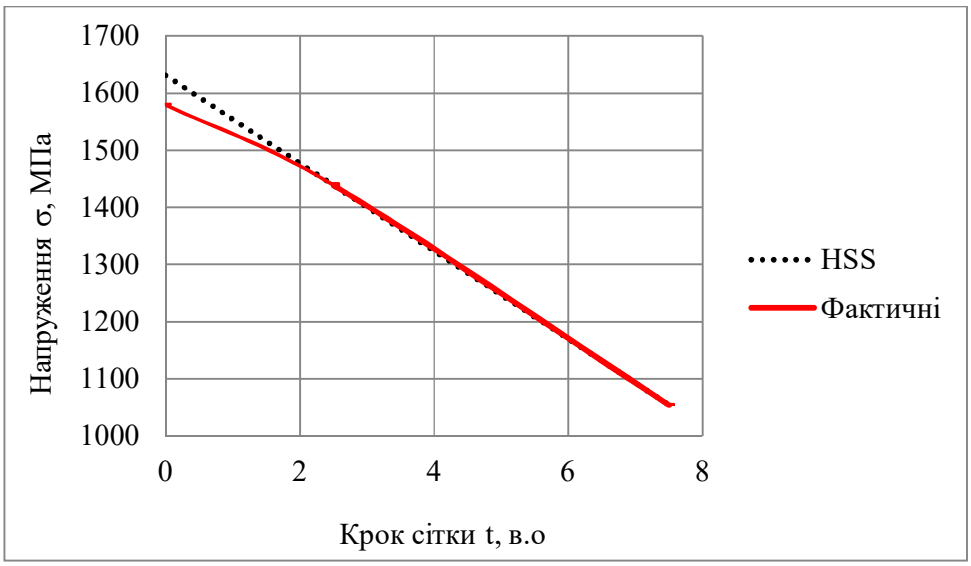


Рис. 7.36. Результати методики HSS для визначення геометричних напружень в камері підп’ятника

Результати аналізу для короба переднього фланцю для двох ділянок подано на рис. 7.37-7.41.

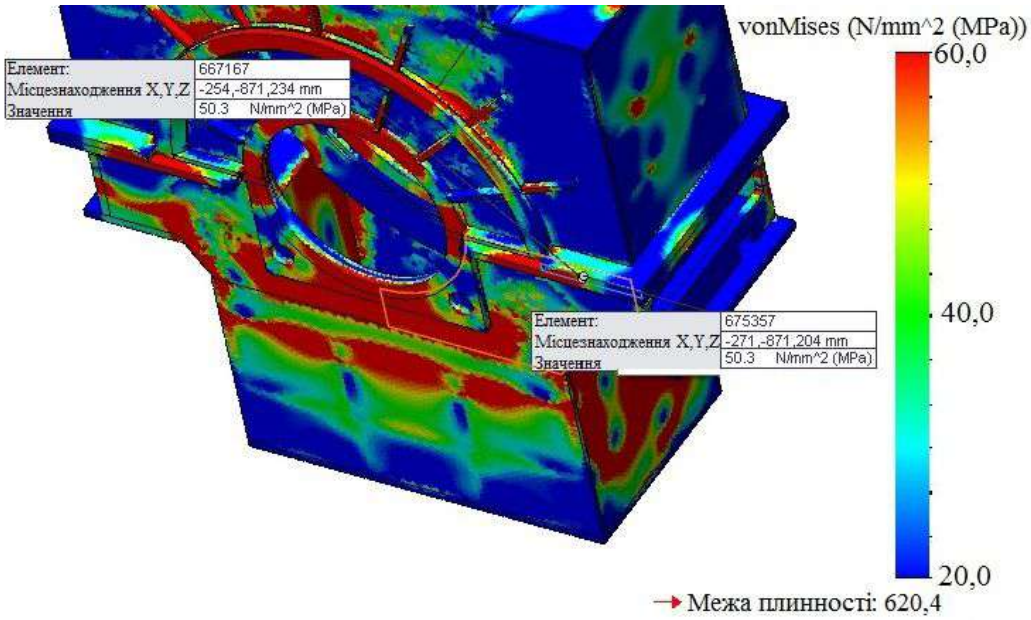


Рис. 7.37. Поле напружень в коробі

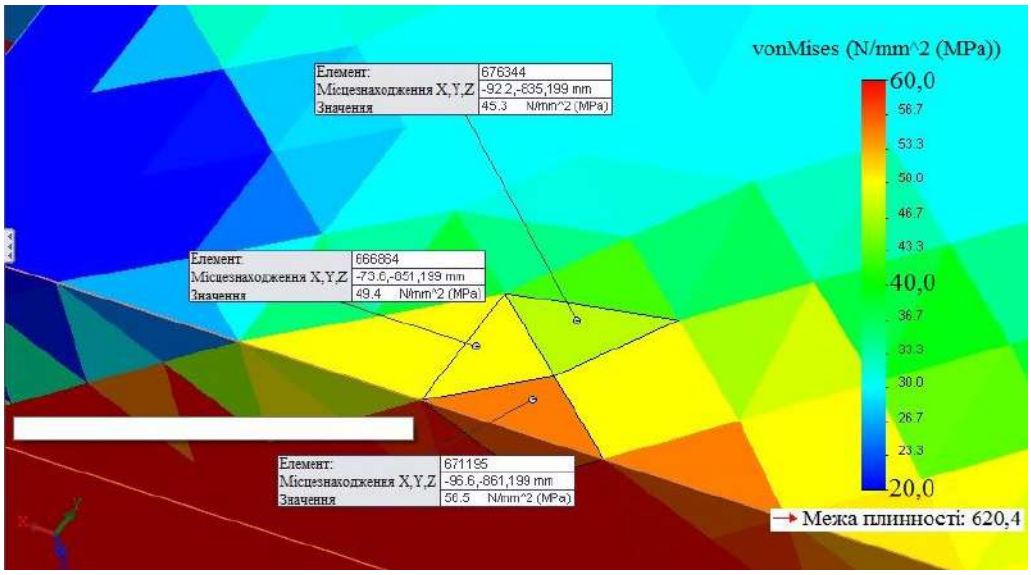


Рис. 7.38. Локальні значення напружень в коробі для ділянки 1

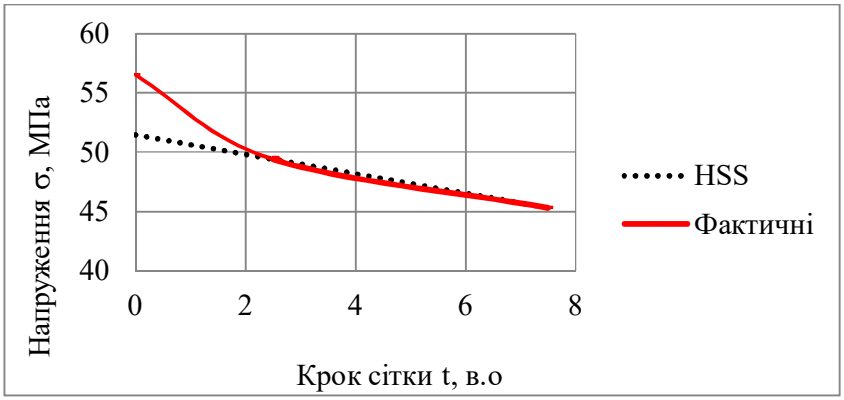


Рис. 7.39. Результати методики HSS для визначення геометричних напружень в коробі для ділянки 1

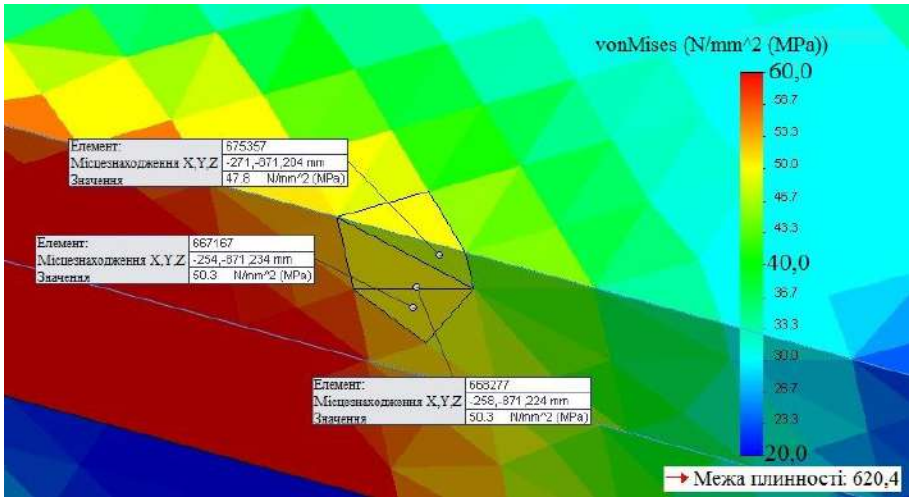


Рис. 7.40. Локальні значення напружень в коробі для ділянки 2

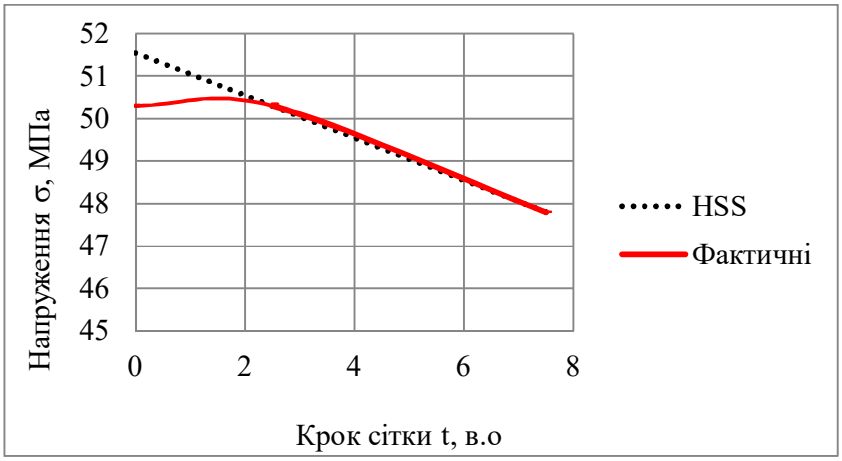


Рис. 7.41. Результати методики HSS для визначення геометричних напружень в коробі для ділянки 2

Результати аналізу для міжполюсної перемички подано на рис. 7.42-7.44.

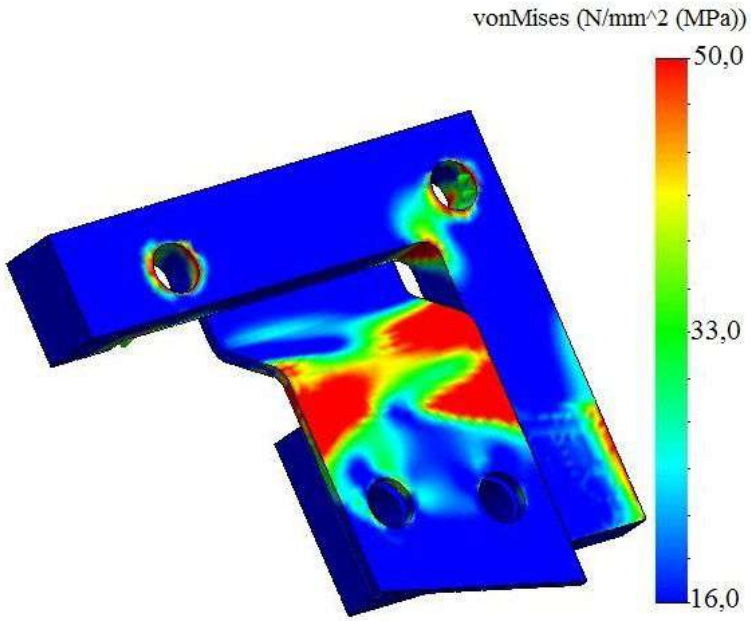


Рис. 7.42. Поле напружень в міжполюсній перемичці

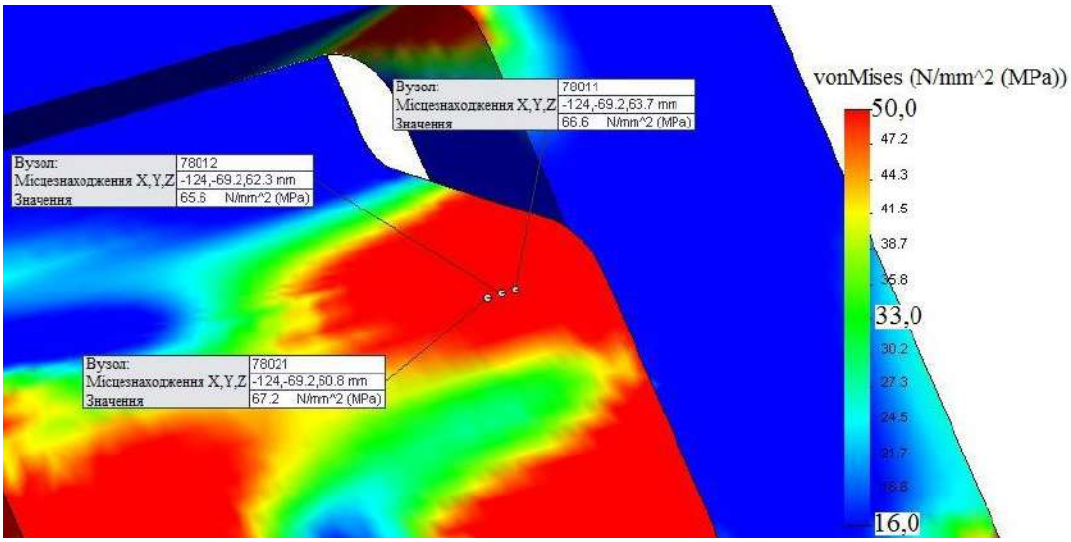


Рис. 7.43. Локальні значення напружень в міжполюсній перемичці

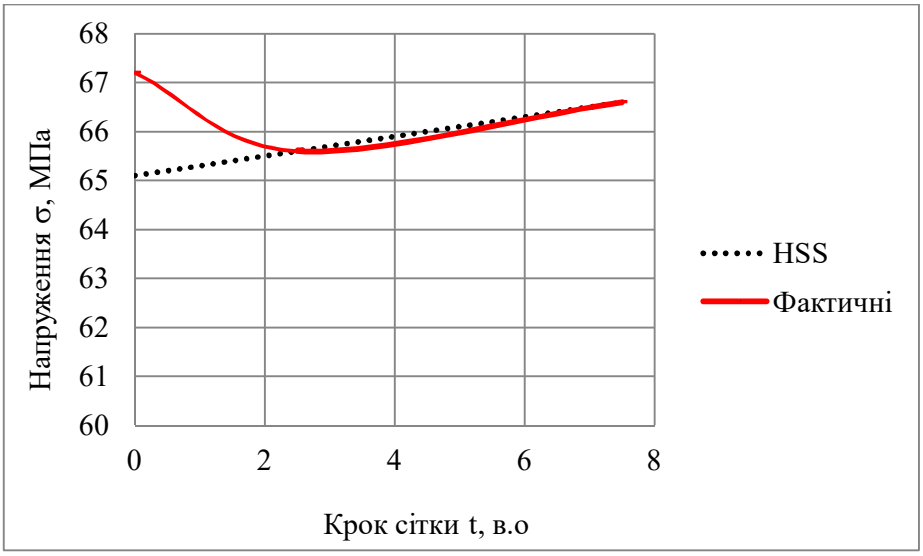


Рис. 7.44. Результати методики HSS для визначення геометричних напружень

З результатів розрахунку видно, що в коробі, міжполюсні перемичці і камери підп’ятника обчислені за методикою HSS, номінальні (геометричні) напруження у всіх зварних швах між обічайкою, лобовим і кільцевим посиленням не перевищують 100 МПа для сталевих виробів та 60 МПа для деталей з міді, тобто є допустимими.

7.4. Висновок по розділу

У розділі розглянуто НДС системи кріплення статора генератора і термонапруженого стану міжполюсних з'єднань ротора для генераторів великої потужності. Ці вузли працюють в умовах складного напруженого стану, зумовленого дією силових і температурних навантажень, і вимагають урахування в розрахунку контактної взаємодії елементів вузлів. Основними елементами даних вузлів є пластинчасті елементи. Розроблено метод проведення розрахункових досліджень складнонапруженого стану цих елементів. За допомогою цих методів у програмному комплексі SolidWorks Simulation проведено тривимірне дослідження міцності цих вузлів при

аварійних силових впливах, що виникають в момент короткого замикання, з урахуванням температурних навантажень.

Детально розглянуті застосовувані типи кріплення осердя статора до корпусу, проаналізовано їх переваги та недоліки, а також основні експлуатаційні та аварійні навантаження, що діють на них. Особлива увага приділяється пружним підвіскам статора, застосовуваним для турбогенераторів потужністю понад 200 МВт виробництва ДП «Завод «Електроважмаш», розрахунку їх міцності при експлуатаційних впливах, а також при короткому двофазному замиканні обмоток.

Дана нова постановка задачі про розрахунок міцності вузла підвіски статорів турбогенерторів потужністю 250 МВт і 325 МВт, яка заснована на 3D моделюванні. Розрахунок підвіски проводиться на дію осьових зусиль розтягування/стиснення, що діють на плоску пружину при короткому двофазному замиканні. При цьому враховуються температурні впливи на вузол підвіски, які виникають внаслідок нагрівання деталей і визначаються з розв’язання загальної вентиляційної задачі для турбогенератора. Використання методів тривимірного моделювання дозволило отримати більш точний опис НДС в вузлі підвіски. Результати розрахунку за запропонованою методикою зіставлялися з даними розрахунку, отриманими за класичною інженерною методикою. Показано, що максимальна відміна результатів розрахунку за пропонованим методом з інженерною методикою не перевищує 15%. Це, з одного боку, підтверджує достовірність отриманих результатів, а з іншого, – свідчить про необхідність проводити остаточний розрахунок вузла, використовуючи тривимірне моделювання для уточнення отриманих значень напружень.

Крім цього, розглянуто питання про заміну вітчизняних марок сталей, що застосовуються при виготовленні статора генератора, на сталі, відповідні нормам EN. Наявні відмінності в механічних властивостях сталей вимагали проведення додаткових досліджень коректності такої заміни. Показано, що цей аналіз повинен проводитися не тільки за граничними значеннями

напружень в вузлах, а й враховувати зміну вібраційних характеристик всієї системи статора при використанні сталей, що мають інші пружні характеристики.

Дана нова тривимірна постановка і запропонована уточнена методика розв’язання задачі про визначення НДС міжполюсної перемички ротора, на яку діють відцентрові зусилля від обертання ротора, температурні навантаження, викликані нагріванням вузла при проходженні струму з урахуванням охолодження на краях, що залежить від швидкості обертання самого ротора. Проведено дослідження міцності міжполюсної перемички при короткому замиканні, яке супроводжується різким збільшенням частоти обертання ротора до моменту спрацьовування системи відключення. Вперше розглянуто НДС перемички з урахуванням реальної залежності частоти обертання ротора від часу в момент короткого замикання. Розрахунок дозволив визначити не тільки максимальні напруження, а й характер їх зміни в часі. Крім цього розглянуто термонапружений стан при максимальній угонній частоті обертання. Як витікає з отриманих результатів, змінення температурного режиму впливає на роботу вищевказаного вузла.

Розрахунок термонапруженого стану міжполюсного з'єднання показав, що напруження в перемичці при короткому замиканні (n = 531 об/хв) і температурі охолоджуючого повітря T=40°C не перевищують 60 МПа. Середні напруження, що виникають в перемичці при угоні (n = 795 об/хв), не перевищують 40 МПа. При аналогічному розрахунку міцності перемички, проведеним за інженерною методикою, при угонній частоті обертання, напруження в вузлі складуть не більше 50 МПа, що більш ніж на 20% відрізняється від отриманих в результаті тривимірного аналізу. При цьому розподіл напружень в перемичці має складний характер, який інженерна методика може врахувати лише в середньому. Це свідчить про необхідність проведення тривимірного аналізу для уточнення максимальних і середніх значень у вузлі, а також про необхідность проведення розрахунків згідно із реальними параметрами роботи генератора при короткому замиканні.

Для актуалізації отриманих результатів використано метод Hot Spot Stress (HSS) у постановці лінійної поверхневої екстраполяції (LSE) для коригування результатів розрахунків, отриманих МСЕ. Цей метод застосовувся для аналізу збіжності результатів розрахунків та був проведений для камер підп'ятника, короба турбогенератора і міжполюсної перемички ротора. Збіжність підтверджена на рівні 2%.

Результати, що представлені в розділі, були опубліковані в роботах [9, 23, 24].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі на основі поєднання тривимірних та аналітичних методів розрахунків НДС вирішена важлива науково-технічна проблема, що полягає в розробці ефективних методів дослідження НДС елементів конструкцій та вузлів гідрогенераторів, генераторів-двигунів, турбогенераторів великої потужності під впливом силових та температурних навантажень. Отримані результати є теоретичною і практичною основою для інженерних розрахунків міцності елементів конструкцій гідрогенераторів та турбогенераторів великої потужності.

Основні результати дисертаційної роботи полягають у такому.

1. Запропоновано нову методологію проведення міцнісного розрахунку конструкцій електрогенераторів великої потужності, яка базується на розв’язанні тривимірних задач термопружності, теплопровідності і вентилювання з використанням МСЕ та сучасних методів комп'ютерного моделювання, що дозволило провести уточнений аналіз НДС конструкцій під час експлуатаційних та аварійних навантажень, а також удосконалити ряд існуючих конструкцій генераторів. Запропоновану методологію відрізняє від існуючих методів розрахунку напружено-деформованого стану генераторів застосування тривимірних рівнянь моделювання течії охолоджувача, температурних полів та термопружного стану.

2. Сформульована методологія моделювання та проведено дослідження роботи всієї системи охолодження генератора в цілому, що дозволило більш точно описати поля швидкостей та температур у потоці, визначити локальні характеристики тепловіддачі на поверхні деталей та додаткові силові навантаження, що виникають на них. Головною відмінністю цього методу від існуючих, є розгляд одразу усієї системи охолодження генератора на основі тривимірних рівнянь. На основі розробленої методики проведено дослідження роботи системи охолодження капсульного генератора та гідрогенератора

СВКр 1347/150-96 на номінальних і аварійних режимах, а також підібрано раціональні параметри напірних характеристик компресорів.

3. Проведено дослідження роботи теплообмінника турбогенератора потужністю 220 МВт з водневою системою охолодження з урахуванням можливого засмічення та закупорки газоохолоджувальних трубок у системі подачі води та доведено, що 10% засмічення каналів не впливає на якісну роботу системи охолодження.

4. На основі розробленої методології розрахунку міцності елементів конструкцій генератора сформульовані задачі та проведено числове дослідження НДС в коробах та хрестовинах реальних генераторів потужністю до 560 МВт під час експлуатаційних силових і температурних навантажень, і отримано ряд нових результатів, а саме:

– доведено, що розподіл напружень у коробі генераторів високої потужності має істотно нерівномірний характер, особливо за наявності ребер жорсткості, який неможливо отримати, використовуючи стандартні методи розрахунку коробів;

– показано, що нагрівання хрестовини може призводити до значних додаткових навантажень на опорні домкрати, що необхідно враховувати під час проектування генераторів;

– проведено дослідження впливу допустимих дефектів у матеріалі хрестовини на НДС конструкції та доведено, що для її виготовлення може використовуватися Ст.3 2 класу суцільності.

5. Удосконалено метод розрахунку НДС бандажного кільця ротора турбогенератора великої потужності під впливом відцентрових сил від обмоток ротора, масових сил самого бандажного вузла, натягу посадки бандажних кілець та температурних навантажень. Проведено числове дослідження напруженого стану бандажного вузла турбогенератора ТГВ-550-2МУ3 потужністю 560 МВт, визначено роз’єднувальні частоти обертання для холодних та нагрітих бандажного кільця і бочки ротора та бандажного і центрувального кілець для ряду генераторів великої потужності. Встановлено,

що поле напружень в бандажному вузлі має складний характер, обумовлений наявністю пазів ротора, який неможливо врахувати під час проведення розрахунків класичними інженерними методами.

6. В рамках розв’язання тривимірної задачі розрахунку НДС опорних елементів електричних машин великої потужності на основі геометричної моделі конструкції подано початкові та граничні умови з удосконаленням методу їх обчисслення на базі котрих проведено дослідження міцності дворядних підп’ятників жорсткого і гідравлічного типів під час експлуатаційних навантажень, яке показало, що для жорсткого підп’ятника розподіл напружень по площадці контакту опірного болта з тарілкою має складний характер, що є схожим до розподілу напружень по площадці контакту шару з площиною у задачі Герца, і показано, що НДС у гофрованій камері гідравлічного підп’ятника носить складний просторовий характер. Виконано розрахунок міцності дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типів

7. Розроблено метод розрахунку НДС пружної підвіски статора турбогенератора великої потужності під час аварійних навантажень, викликаних коротким двофазним замиканням, який враховує нерівномірність нагрівання статора. Проведено детальне тривимірне дослідження НДС вертикальних вузлів підвіски для генераторів серії ТГВ потужністю 250 та 325 МВт, а також проведено дослідження можливості переходу від стандартних марок сталі, що використовуються в статорі, на матеріали, виготовлені за міжнародними стандартами.

8. В рамках тривимірного моделювання розроблено новий метод розрахунку складного НДС міжполюсної перемички ротора під час короткого замикання, яке супроводжується різким зростанням частоти обертання ротора, з урахуванням впливу відцентрових сил, а також температурних навантажень, які викликані нагріванням вузла під час проходження струму та залежать від швидкості обертання самого ротора. Проведено розрахунок термонапруженого стану міжполюсного з'єднання ротора гідрогенератора СВ 425/120-16 Т4 під

час короткого замикання та угонної частоти обертання з урахуванням змінення механічних властивостей мідної перемички від температури.

9. Достовірність отриманих результатів установлено шляхом їх порівняння з аналітичними розв’язками, що зазвичай використовуються під час проектування електричних машин, отриманими за класичними інженерними методиками, а також з даними експериментальних досліджень.

10. Результати дисертаційної роботи використано на ДП «Завод «Електроважмаш» (м. Харків) під час проектування нових та реконструкції існуючих елементів конструкцій генераторів середньої та великої потужності. Крім того, результати роботи впроваджені в навчальний процес у Національному аерокосмічному університеті ім. М. Є. Жуковського «ХАІ».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. . Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А., Третьяк А. В. Тепловое состояние обмотки ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом. *Проблемы машиностроения*. 2015. Т. 18, № 4/1. С. 30-35.
2. Вакуленко А. Н., Кобзарь К.А., Третьяк А. В., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А., Морозинский М. И. Распознавание аварийных ситуаций крупных гидрогенераторов (гидрогенераторов-двигателей) путем многофакторного анализа сложнонапряженного состояния узлов и деталей. *Гідроенергетика України.* 2015. № 1–2. С. 23–27.
3. Кобзар К. О., Шуть О. Ю., Овсянникова О. О., Сенецький О. В., Третяк О. В. Аналіз причин пошкодження турбогенераторів та гідрогенераторів шляхом визначення складнонапруженого стану деталей. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ».2016. № 8 (1180). С. 136–142.
4. Третяк О. В., Сенецький О. В., Шуть О. Ю., Доценко В. М., П'ятницька Є. С. Складнонапружений стан деталей генераторів великої потужності. *Вестник двигателестроения.* 2016. № 2. С. 108–114.
5. Третьяк О. В., Шуть О. Ю., Трибушной М. В. Аналіз теплового стану хрестовини гідрогенератора – двигуна великої потужності за особливих умов експлуатації. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2017. № 11 (1233). С. 49–54.
6. Третьяк А. В., Шуть А. Ю., Гакал П. Г., Полиенко В. Р. Особенности математического моделирования теплового состояния гидрогенераторов капсульного типа. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2017. № 10 (1232). С. 44–51.

7. Gakal P., Ovsiannykova O., Przybysz J., Tretiak O. Metoda wyznaczania rozkładu temperatur w uzwojeniu wirnika chłodzonego bezpośrednio wodorem. *Przegląd Elektrotechniczny.* 2017. № 2. S. 43–47.
8. Tretiak O. V. Mathematical simulation of thermal condition of a brushcontact device in a three-dimensional setting. *Проблемы машиностроения.* 2018. Т. 21, № 2. С. 19–24.
9. Tretiak O. Peculiarities of Designing of Suspensions for Stators of High Power Turbogenerators. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 12 (1288). С. 83–88.
10. Кобзарь К. О., Третьяк О. В., Шуть О. Ю., Полієнко В. Р., Гакал П. Г., П'ятницька Є. С. В Розроблення й впровадження перспективних методів розрахунку і моделювання при проектуванні та експлуатації потужних турбогенераторів та гідрогенераторів для ТЕС, АЕС, ГЕС, ГАЕС. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії.* Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 5 (1281). С. 38–45.
11. Kobzar K., Tretiak O., Ovsiannykova O., Poliienko V., Gakal P. Designing of high power turbogenerators. *Vestnik KazNRTY.* 2018. № 4 (128). P. 164–169.
12. Tretiak O. Peculiarities of determining of the time between failures of the hydrogenerator thrust bearing unit by the methods of three-dimensional modeling. *Vestnik KazNRTY.* 2018. № 5 (129). P. 113–118.
13. Tretiak O., Kobzar K., Shut' O., Poliienko V., Gakal P. Peculiarities of three-dimensional calculation of large units of generators by finite element methods. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences.* 2018. № 5–6. P. 16–20.
14. Tretiak O., Kobzar K., Shevchuc P., Shut O., Repetenko M., Poliienko V. Analysis of destruction causes of retaining ring of turbogenerator. *Авиационно-космическая техника и технология. Збірник наукових праць.* Харьков, нац. аэрокосм. ун-т "ХАИ", 2018. № 7(151). С. 68–74.

15. Tretyak A., Shut A., Gakal P. Influence of thermal and mechanical factors on the stressed state of large components of hydrogenerator-motors. *Проблемы машиностроения.* 2018. Т. 21, № 3. С. 31–38.
16. Przybysz J., Tretiak O., Shut O., Gakal P., Korohodskiy V., Poliienko V. Operation and Design Properties of Limit Power Turbo-Generator Rotors. *Acta Energetica.* 2018. № 3(36). P. 93–98.
17. Tretiak O., Kobzar K., Repetenko M. The methodology for calculating of gas coolers for turbogenerators in three-dimensional setting. *European Sciences review.* 2018. Vol. 1, № 9–10. P. 119–123.
18. Tretiak O., Kobzar K., Kovryga A., Tribushnoi N., Piatnytska Ye. Contact tasks in energetics. practical and theoretical rationale for usage of new fem methods. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2019. № 1–2. P. 20–27.
19. Tretiak O., Kobzar K., Gakal P., Chorna N., Tribushnoi N., Nurmetov R. Basics of parametric modeling of turbogenerators. *East European Scientific Journal.* 2019. № 1(41), part 1. P. 35–41.
20. Третьяк А. В., Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Репетенко М. В., Трибушной Н. В., Барышева Е. С. Методы определения напряженно-деформированного состояния коробов турбогенераторов в трехмерной постановке и их верификация на стенде завода. *East European Scientific Journal.* 2019. № 3(43), part 4. P. 71–78.
21. Третьяк А. В., Коврига А. Е., Репетенко М. В., Нурметов Р. Р. Исследование теплового состояния гидрогенератора зонтичного типа методами CAE. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2019. № 3 (1328). С. 42–46.
22. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 25208. Ком`ютерна програма "Методика подбора чисел зубьев планетарных механизмов". Автори Третьяк О. В., Доценко В. М. Дата реєстрації 04.08.08.
23. Пат. на корисну модель 75734 Україна, МПК^7 H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення котушок, розташованих на полюсах електричної

машини / Грубой О. П., Коврига А. Є., Шикаленко О. А., Третяк О. В., Козловський А. М. – № u201206846; заявл. 05.06.12; опубл. 10.12.2012, Бюл. № 23. – 5 с.

24. Пат. на корисну модель 94663 Україна, МПК[6] H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення котушок, розташованих на полюсах електричної машини / Грубой О. П., Шикаленко О. А., Коврига А. Є., Третяк О. В., Овсянникова О. О. М. – № u201406019; заявл. 02.06.14; опубл. 25.11.2014, Бюл. № 22. – 5 с.
25. Третяк О. В., Шуть О. Ю., Сенецький О. В. Дослідження теплового стану гідро- та турбогенераторів. *Інформатика. Культура. Техніка:* тези доп. IV укр.-нім. конф. (30 червня – 02 липня 2016 р.). Одеса: Одес. нац. політехн. ун-т, 2016. С. 73.
26. Третяк О. В., Шуть А. Ю., Гакал П. Г, Сенецький О. В. Зворотні задачі теплообміну в генераторобудуванні. *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні 2016:* матеріали всеукр. наук.-техн. конф. Т. 1. (15–18 лист. 2016 р.) Харків: НАКУ «ХАІ», 2016. С. 72.
27. Третяк О. Оптимальне проектування генераторів шляхом координації конструкторських і технологічних служб на етапах ескізного проектування: тези доп. *XXIII міжнар. конгресу двигунобудівників* (02 – 04 вер. 2018 р.) Коблево: НАКУ «ХАІ», НТУ «ХПІ», ДП «ЗМБ КБ «ПРОГРЕС» ім. ак. ІВЧЕНКА», АО «МОТОРСІЧ», ПАТ «ФЕД», ЧНУ ім. П. МОГИЛИ, НУК ім. адм. МАКАРОВА, 2018. С. 29.
28. Третяк О. В., Шуть О. Ю., Гакал П. Г., Поліенко В. Р. Розрахунок і проектування гідрогенераторів капсульного типу сучасними методами математичного моделювання в тривимірній постановці. *Фізичні та комп'ютерні технології:* матеріали *XXII міжнар. наук.-практ. конф.* (Харків, 7–9 грудня 2016 р.). Х.: МІН-ВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ, ХНЕУ ім. С. Кузнеця, ПАТ «ФЕД», ПрАТ ХМЗ «ПЛІНФА», ТОВ Тех. Центр «ВаріУс», ДП «УкрНТЦ «Енергосталь», Приазовський ДТУ, Одеський НПУ, Луцький НТУ, НТУ «ХПІ», ПАТ «Завод «Південкабель»,

ПАТ «Світло шахтаря», ТОВ «Імперія металів», ІНТМ ім. В. М. Бакуля, НАН України, Харківський НТУСГ ім. Петра Василенка, Університет, Делі (Індія), Політехнічний університет (м. Валенсія, Іспанія), Грузинський технічний університет (м. Тбілісі, Грузія), ДНВО «Центр» НАН Білорусі (м. Мінськ), Вища технічна школа механіки (Сербія), Технічний університет (м. Кишинів, Молдова), 2016. С. 460.

29. Tretiak O., Gakal P., Ovsiannykova O., Przybysz J. Stan cieplny wirnika turbogeneratora chłodzonego bezpośrednio wodorem. *LII Midzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych SME 2016:* Materiały konferencyjne konferencje. (20–22 June 2016) Poland, Kazimierz Dolny: Zakład Maszyn Elektrycznych Politechniki Warszawskiej, Instytut Elektrotechniki w Warszawie, Instytut Energetyki w Warszawie, Komitet Elektrotechniki Polskiej Akademii Nauk. Sekcja Maszyn Elektrycznych i Transformatorów, Wydział Elektryczny Politechniki Warszawskiej, Politechnika w Dreźnie, Stowarzyszenie Elektryków Polskich, Polskie Towarzystwo Elektrotechniki Teoretycznej i Stosowanej, 2016. S. 29
30. Tretiak O., Shut O. Designing of high power generators. *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні:* матеріали всеукр. наук.-техн. конф. 2017: Т. 1. Харків: НАКУ «ХАІ», 2017. С. 91.
31. Данилевич Я. Б., Кашарский Э. Г. Добавочные потери в электрических машинах : науч. издание. Москва; Ленинград : Госэнергоиздат, 1963. 214 с.
32. Абрамов А. И., Иванов-Смоленский А. В. Расчет и конструкция гидрогенераторов : учеб. пособие для вузов. Москва : Высшая школа, 1964. 259 с.
33. Абрамов А. И., Иванов-Смоленский А. В. Проектирование гидрогенераторов и синхронных компенсаторов : учеб. пособие для вузов. 2-е изд. перераб. и доп. Москва : Высшая школа, 2001. 389 с.
34. Видеман Е., Келленбергер Е. Конструкция электрических машин. Сокр. пер. с нем. / под ред. Б. Н. Красовского. Ленинград : Энергия, 1972. 520 с.

35. Глебов И. А., Домбровский В. В., Дукштау А. А. Гидрогенераторы : справоч. издание. Ленинград : Энергоатомиздат, 1982. 368 с.
36. Домбровский, В. В., Хуторетский Г. М. Основы проектирования электрических машин переменного тока. Ленинград : Энергия, 1974. 504 с.
37. Проектирование гидрогенераторов / В. В. Домбровский, А. С. Еремеев, Н. П. Иванов и др. Москва; Ленинград : Энергия, 1965. Ч. 1. Электромагнитные и тепловые расчеты. 258 с.
38. Проектирование гидрогенераторов / В. В. Домбровский, Ф. М. Детинко, А. С. Еремеев, Н. П. Иванов, П. М. Каплан, Г. Б. Пинский и др. Ленинград : Энергия, 1968. Ч. 2 : Конструкции, механические расчеты. 364 с.
39. Домбровский В. В., Дукштау А. А., Пинский Г. Б. Гидрогенераторы. Ленинград : Энергоиздат, 1982. 366 с.
40. Хуторецкий Г. М., Токов М. И., Толвинская Е. В. Проектирование турбогенераторов. Ленинград : Энергоатомиздат, 1987. 256 с.
41. Детинко Ф. М., Загородная Г. А., Фастовский В. М. Прочность и колебания электрических машин : монография. Ленинград : Энергия, 1969. 440 с.
42. Алексеев А. Е. Конструкция электрических машин : учеб. пособие для электротехн. и энергет. ин-тов. Ленинград; Москва : Госэнергоиздат, 1949. 392 с.
43. Алексеев А. Е. Конструкция электрических машин : учеб. пособие для электротехн. и энергет. ин-тов. Москва; Ленинград : Госэнергоиздат, 1958. 427 с.
44. Фомин Б. П., Циханович Б. Г., Виро Г. М. Технология крупного электромашиностроения. 2-е изд. перераб. и доп. Ленинград : Энергоиздат, 1966. 335 с. Ч. 1. Турбогенераторы
45. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. 5-е изд. перераб. и доп. Москва : Атомиздат, 1979. 416 с.
46. Кутателадзе С.С. Пристенная турбулентность. Новосибирск : Наука, 1973. 227 с.

47. Кутателадзе С. С., Леонтьев А. И. Турбулентный пограничный слой сжимаемого газа. Новосибирск : Наука 1962. 180 с.
48. Мацевитый Ю. М., Маляренко В. А. Моделирование теплового состояния элементов турбомашин. Киев : Наук. думка, 1979. 253 с.
49. Кузьмин В. В., Зозулин Ю. В., Черемисов И. Я., Кобзарь К.А. Новое поколение турбогенераторов с полным воздушным. *Новини енергетики*. 2001. № 9. С. 27-35.
50. Кузьмин В.В., Кобзарь К.А. К вопросу выбора системы вентиляции в турбогенераторах малой мощности с воздушным охлаждением. *Електротехніка і електромеханіка.* 2003. № 1. С. 56-57.
51. Электромагнитные и тепловые процессы в концевых частях турбогенераторов / И. М. Постников, Л. Я. Станиславский, Г. Г. Счастливый и др. Киев : Наукова думка, 1971. 360 с.
52. Счастливый Г. Г., Титко А. И., Федоренко Г. М., Коваленко В. П. Надежность современных и перспективных турбогенераторов. Киев : Наукова думка, 1978. 224 с.
53. Счастливый Г. Г., Титко А. И., Бабяк А. А., Кади-Оглы И. А. Распределение на полюсном делении электромагнитного поля в крайнем пакете сердечника статора электрической машины. *Физико-технические проблемы надежности электрических машин. Сб. науч. тр.* 1986. С. 3-10.
54. Гольдберг О. Д., Гурин Я. С., Свириденко И. С. Проектирование электрических машин : учебник для вузов / под ред. О. Д. Гольдберга. Москва : Высшая школа, 1984. 431 с.
55. Воробьев Ю. С., Шульженко Н. Г. Исследования колебаний систем элементов турбоагрегатов. Киев : Наукова думка, 1978. 135 с.
56. Шульженко Н.Г., Воробьев Ю.С. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат – фундамент. Киев : Наукова думка 1991. 232 с.
57. Створення нових типів та модернізація діючих турбогенераторів для теплових електричних станцій / Ю. В. Зозулін, О. Є. Антонов, В. М. Бичік, А. М. Боричевський, К. О. Кобзар, О. Л. Лівшиць, В. Г. Ракогон,

І. Х. Роговий, Л. Л. Хаймович, В. І. Чередник. Харків : ПФ "Колегіум", 2011. 228 с.

58. Пат. на корисну модель 61994 Україна, МПК H02K 15/08, H02K 15/04. Спосіб укладання обмотки статора електричної машини / Л. Л. Хаймович, В. Г. Ракогон, І. Я. Черемісов – № u2000106072; заявл. 27.10.2000; опубл. 15.12.2003, Бюл. № 12. – 4 с.
59. Пат. на корисну модель 2030 Україна, МПК H02K 15/04. Спосіб виготовлення стержня обмотки статора. / Хаймович Л.Л. – № u19904818890; заявл. 07.02.1990; опубл. 20.12.1994, Бюл. № 4 – 3 с.
60. Stone G., Campbell S., Tetreault S. Inverter-Fed Drives: Which Motors are at Risk? *IEEE Industry Applications Magazine.* September, 2000. P. 17-22.
61. Stone G., VanHeeswijk R., Bartnikas R. Investigation of the Effect of Repetitive Voltage Surges on Epoxy Insulation. *IEEE Trans. EC.* December, 1992. P. 754-759.
62. Campbell S.R., Stone G.C. Examples of Stator Winding Partial Discharge Due To Inverter Drives. *IEEE International Symposium on Electrical Insulation.* April, Anaheim, 2000. P. 231-234.
63. Колупицкий К. А. Этапы модернизации конструкции роторных бандажей турбогенераторов. *Известия СПбГЭТУ «ЛЭТИ»*. 2016. № 9. С. 38–41.
64. Грубой О. П., Кобзар К. О., Черемісов І. Я., Хаймович Л. Л., Богданов О. А., Гладкий В. В. Створення нових типів та шляхи модернізації діючих турбогенераторів для теплових електричних станцій: в кн. *Теплова енергетика – нові виклики часу* / за загал. ред.: П. Омеляновського, Й. Мисака. Львів : НВФ Українські технології, 2009. С. 209-225.
65. Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путём модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации / Ю. М. Мацевитый, Н. Г. Шульженко, В. В. Голощапов и др. / под общей редакцией Ю. М. Мацевитого. Киев : Наук. думка, 2008. 366 с.

66. Шевченко В. Перспективы создания конкурентоспособных турбогенераторов ТЭС и АЭС. Lap Lambert Academic Publishing, 2016. 138 с.
67. Про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2035 року “Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність”: розпорядження Кабінету Міністрів України від 18.08.2017 р. № 605-р. 73 с.
68. Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт / В.Г. Суботін, Є. В. Шевченко В. Л. Швецов та ін. Харків: Фоліо, 2009. 256 с.
69. Грубой О. П. Кузьмін В. В., Черемісов І. Я., Кобзар К. О., Богданов О. А. Проблеми та перспективи розвитку турбогенераторобудівництва в Україні Гідроенергетика України. 2006. № 2. С. 27-35.
70. Чередник В. И., Кобзар К. А., Зозулин Ю. В., Лившиц А. Л., Ракогон В. Г., Роговой И. Х., Бычик В. Н., Боричевский А. М. Модернизация турбогенератора ТГВ-200М. *Праці Інституту електродинаміки НАН України.* Київ. 2009. № 24. С. 43-49.
71. Кобзар К.О. Методи і засоби створення та комплексної повузлової модернізації турбогенераторів потужністю 150-300 МВт : дис. …канд. техн. наук : 05.09.01. Харків, 2015. 180 с.
72. Титко А. И., Кучинский К. А., Титко В. А. Статистические модели для диагностики термодефектов ротора в условиях переменной нагрузки турбогенераторов. *Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наук. праць. Сер.: Електр. машини та електромех. перетворення енергії.* Харків, 2016. № 11. С. 49-54.
73. Шидловский А. К., Федоренко Г. М., Кузьмин В. В. Фундаментальные и прикладные исследования в области энергетического электромашиностроения на пороге III тысячелетия. *Новини енергетики.* 2001. № 9. С. 20–28.
74. Кузьмин В. В., Кобзарь К. А. К вопросу повышения КПД турбогенераторов с воздушной системой охлаждения. *Вісник НТУ «ХПІ».* 2001. № 17. С. 91-92.

75. Кобзар К. А., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А. Обзор методик анализа теплового состояния ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом. *Вісник НТУ «ХПІ» : Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ "ХПІ". 2015. № 15 (1124). С. 112-117.
76. Специальные электрические машины / А.И. Бертинов, Д.А. Бут, С.Р. Мизюрин и др. Москва : Энергоиздат, 1982. 552 с.
77. Брускин Д. Э., Зорохович А. Е., Хвостов В. С. Электрические машины и микромашины. Москва : Высшая школа, 1990. 528 с.
78. Важнов А. И. Электрические машины : учебн. для студентов вузов. 2 изд. перераб. и доп. Ленинград : Энергия, 1974. 840 с.
79. Вольдек А. И. Электрические машины : учебн. для студентов высших техн. учебн. завед. 3 изд. перераб. и доп. Ленинград : Энергия, 1978. 832 с.
80. Say M. G. Alternating Current Machines. 4th ed. Pitman Publishing, 1976. 543 p.
81. Calvert J. F. Forces in Turbine Generator Stator Windings. Trans of AIEE. 1931. P. 178-196.
82. Петров Г. Н. Электрические машины. Москва; Ленинград : Госэнергоиздат, 1963. 416 с. Ч. 2. Асинхронные и синхронные машины.
83. Постников И. М. Проектирование электрических машин : уче. пособие для студентов энергетич. специал. высших учеб. заведений. 2-е изд., перераб. и доп. Киев : Гос. из-во техн. литературы УССР, 1960. 910 с.
84. Виноградов Н. В., Горяинов, Ф. А. Сергеев П. С.. Проектирование электрических машин : учеб. пособие для студентов электротех. факульт. 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Энергия, 1969. 632 с.
85. Shugg W. T. Handbook of Electrical and Electronic Insulation Materials. 2nd ed. 1995. 578 p.
86. Проектирование электрических машин: учеб. пособие для вузов / И. П. Копылов, Ф. А. Горяинов, Б. К. Клоков и др. / под ред. И.П. Копылова. Москва : Энергия, 1980. 496 с.

87. Копылов И. П. Электромеханическое преобразование энергии. Москва : Энергия, 1973. 400 с.
88. Кононенко Е. В., Сипайлов Г. А., Херьков К. А. Электрические машины. Москва : Высшая школа, 1975. 279 с.
89. Костенко М. П., Пиотровский Л. М. Электрические машины. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград : Энергия, 1972. Ч. 1. Машины постоянного тока. Трансформаторы. 544 с.
90. Костенко М. П., Пиотровский Л. М. Электрические машины. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград : Энергия, 1973. Ч. 2. Машины переменного тока. 648 с.
91. Филиппов И. Ф. Вопросы охлаждения электрических машин : учеб. пособие для вузов. Москва; Ленинград : Госэнергоиздат, 1964. 334 с.
92. Толвинский В. А. Электрические машины постоянного тока. Москва; Ленинград : Госэнергоиздат, 1956. 468 с.
93. Скобелев В. Е. Двигатели пульсирующего тока. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград : Энергоатомиздат, 1985. 232 с.
94. ГОСТ 533-2000. Машины электрические вращающиеся. Турбогенераторы. Общие технические условия. [Введ. 01.01.2002]. Москва : ИПК Издательство стандартов, 2001. 25 с.
95. Готтер Г. Нагревание и охлаждение электрических машин / пер. с нем. И. Н. Богаенко. Москва; Ленинград : Госэнергоиздат, 1961. 480 с.
96. Кузьмин В. В. Отчет ТХ.111-381: Сравнительный анализ технического уровня и конкурентоспособности продукции завода и ведущих зарубежных фирм («Электросила», «Уралэлектротяжмаш», «Элсиб», «Альстом», «Сименс» и д.р.). Харьков : ГП «Завод «Электротяжмаш», 2009. 14 с.
97. Самородов Ю. Н. Дефекты и неисправности генераторов. Москва : НТФ «Энергопрогресс», 2005. 100 с.
98. Мамиконянц Л. Г., Элькинд Ю. М., Петров Ю. В. Обнаружение дефектов гидрогенераторов. Москва : Энергоатомиздат, 1985. 231 с.

99. Назояин А. Л., Поляков В. И. Управление развитием дефектов на работающем генераторе. *Электрические станции*. 2006. № 1. С. 49–52.

100. Алексеев Б. А. Определение состояний (диагностика) крупных турбогенераторов. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : ЭНАС, 2001. 151 с.

101. Турбогенераторы. Расчет и конструкция / В. В. Титов, Г. М. Хуторецкий, Г. А. Загородная, Г. П. Вартаньян, Д. И. Заславский, И. А. Смотров / под ред. Н. П. Иванова, Р. А. Лютера. Ленинград : Энергия, 1967. 895 с.

102. ГОСТ 5616-1989. Генераторы и генераторы-двигатели электрические гидротурбинные. Общие технические условия (с изменением № 1). [Введ. 01.07.1990]. Москва : ИПК Издательство стандартов, 2003. 18 с.

103. ГОСТ 17516.1-90. Изделия электротехнические. Общие требования в части стойкости к механическим внешним воздействующим факторам. Межгосударственный стандарт. [Введ. 01.01.93]. Москва : Стандартинформ, 1993. 46 с.

104. Минко А. Н.. Кобзарь К. А. Неисправности систем охлаждения турбогенераторов. Современные рекомендации по ремонту *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит.* 2011. № 6. С. 30-38.

105. Stone G. C., Gupta B. K., Lyles J. F., Sedding H. G. Experience with Accelerated Aging Tests on Stator Bars and Coils. *IEEE International Symposium on Electrical Insulation.* June, Toronto, 1990. P. 356-360.

106. IEEE 1553-2002. Draft Standard for Voltage Endurance Testing of Form Wound Coils and Bars for Hydrogenerators. [Approved 01.01.2002]. American National Standards Institute, 2002. 19 p.

107. A Thermal Cycling Type Test for Generator Stator Winding Insulation / G. C. Stone, J. F. Lyles, J. M. Braun and others. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, December 1991. P. 707-713.

108. Gupta B. K., Stone G. C., Stein J. Use of Machine Hipot Testing in Electric Utilities. *Proceedings of IEEE Electrical Insulation Conference.* Cincinnati : October, 2001. P. 323-326.

109. Cherukupalli S., Holdorson G., Lasko J. Rejuvenation of a 45 Year Old Generator Winding by Resin Injection. *IEEE and CIGRE Rotating Electric Machinery Colloquium*, September, 1999. P. 195-204.

110. Lyles J. F. Procedure and Experience with Thermoset Stator Rewinds of Hydraulic Generator. *Proceedings of the IEEE Electrical Insulation Conference.* Chicago : October, 1985. P. 244-254.

111. Lynn A. L., Gottung W. A., Johnston D. R. Corona Resistant Turn Insulation in AC Rotating Machines. *Proceedings of IEEE Electrical Insulation Conference.* Chicago : October, 1985. P. 308.

112. Dymond J., Younsi K., Stranges N. Stator Winding Failures: Contamination, Surface Discharge and Tracking. *Proceedings of IEEE Petroleum and Chemical Industry Conference.* September, 1999, – P. 337-344

113. Fort E. M. Botts J. C. Development of a Thermalastic Epoxy for Large HV Generators. *Proceedings of IEEE International Symposium on Electrical Insulation. June,* 1982. P. 56-59.

114. IEEE 522-1992. Guide for Testing Turn-to-Turn Insulation on Form Wound Stator Coils for Alternating Current Rotating Electrical Machines. [Instead of IEEE 522-1977; approved 04.01.1993]. American National Standards Institute, 1993. 19 p.

115. Анормальные режимы работу крупных синхронных машин / Е. Я. Казовский, Я. Б. Данилевич, Э. Г. Кашарский, Г. В. Рубисов. Ленинград : Наука, 1969. 429 с.

116. Данилевич Я. Б., Кулик Ю. А. Теория и расчет демпферных обмоток синхронных машин. Москва; Ленинград : изд-во АН СССР, 1962. 140 с.

117. Кашарский Э. Г., Чемоданова Н. Б., Шапиро А. С. Потери и нагрев в массивных роторах синхронных машин. Ленинград : Наука, 1968. 200 с.

118. Сыромятников И. А. Режимы работы синхронных генераторов. Москва; Ленинград : Госэнергоиздат, 1952. 198 с.

119. Силина Е. П. Бандажные кольца роторов турбогенераторов. СПб. : ОАО «Электросила», 2003. 56 с.

120. Глебов И. А., Данилевич Я. Б. Научные проблемы турбогенераторостроения. Ленинград : Наука, 1974. 280 с.

121. Nailen R. L. Are Those New Motor Maintenance Tests Really That Great? *Electrical Apparatus Magazine.* January, 2000. P. 31-35.

122. Lyles J., Goodeve T., Sedding H. Parameters Required to Maximize a Thermoset Hydroelectric Stator Winding Life-Parts 1 and 2. *IEEE Trans*. EC, September, 1994. P. 620-635.

123. Nailen R.L. Is Finding Broken Rotor Bars Easy? *Electrical Apparatus Magazine*, April, 1998. P. 26-30

124. Уоссермен Ф.. Нейрокомпьютерная техника: теория и практика. / пер. с англ. Ю. А. Зуев, В. А. Точенов, 1992. 118 с.

125. Заенцев И. В. Нейронные сети: основные модели : учебное пособие к курсу “Нейронные сети”. Воронеж : 1999. 76 с.

126. Lippman R. P. An introduction to computing with neurals nets. *IEEE Transactions on Acosufics, Speech and Signal Processing.* April, 1987. P. 4-22.

127. Marvin L. Minsky, Seymour A. Papert. Perceptrons: An Introduction to Computational Geometry. Cambridge Massachusetts : Expanded, 1987. 311 с.

128. Галушкин А. И. Синтез многослойных систем распознавания образов. Москва : Энергия, 1974. 167 с.

129. Рихтер Р. Электрические машины : в 5 т. Ленинград : ГОНТИ НКТП СССР Красный Печатник, 1935. Т.3. 294 с.

130. Рихтер Р. Электрические машины : в 5 т. Ленинград : ГОНТИ НКТП СССР Красный печатник, 1939. Т.4. 475 с.

131. Антонов М. В., Герасимова Л. С. Технология производства электрических машин : учеб. пособие для вузов. Москва : Энергоатомиздат, 1982. 512 с.

132. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин : справочник 4-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1993. 640 с.

133. Опір матеріалів / Г. С. Писаренко О. Л. Квітка, Е. С. Уманський. / за ред. Г. С. Писаренка. Київ : Вища школа, 1993. 655 с.

134. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. 10-е изд., перераб. и доп. Москва : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 592 с.

135. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов : в 2-х т. / пер. с анг. В. Н. Федорова. Москва : Наука, 1965. Том 1. Элементарная теория и задачи. 364 с.

136. Ельцов, Ю. А., Ельцов, А. Ю. Прочность и устойчивость в сплошной среде. Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2005. 112 с.

137. Работнов Ю. Н. Ползучесть элементов конструкций. Москва : Наука, 1966. 752 с.

138. Писаренко Г. С., Лебедев А. А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряжённом состоянии. Киев : Наук. думка, 1976. 415 с.

139. Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии / А. А. Лебедев, Б. И. Ковальчук, Ф. Ф. Гигиняк, В. П. Ламашевский / под общ. ред. А. А. Лебедева. Киев: Издат. Дом «Ин Юре», 2003. 540 с.

140. Локощенко А. М. Эквивалентные напряжения в расчетах длительной прочности металлов при сложном напряженном состоянии (обзор) *Изв. Сарат. ун-та.. Т. 9. Сер. : Математика. Механика. Информатика*. Саратов : 2009. № 4 (2).С.128-155.

141. Лыков А. В. Теория теплопроводности : учеб. пособие. Москва : Высшая школа, 1967. 599 с.

142. Лыков А. В., Михайлов Ю. А. Теория тепло- и массопереноса : учеб. пособие для студентов. Москва; Ленинград : Госэнергоиздат, 1963. 535 с.

143. Карслоу Г., Егер Д. Теплопроводность твердых тел. / пер. со 2-го англ. изд. под ред. проф. А. А. Померанцева. Москва : Наука, 1964. 488 с.

144. Тихонов А. Н., Самарский А. А. Уравнения математической физики. 5-е изд. перераб и доп. Москва : Наука, 1977. 735 с.

145. Боли Б., Уэйнер Дж. Теория температурных напряжений. / пер. с англ. изд. «Мир». Москва : Мир, 1964. 517 с.

146. Коздоба Л.А. О влиянии нелинейностей на решение задач нестационарной теплопроводности. Аналитические методы решения задач переноса тепла и вещества. Киев : Наук. думка, 1967. С. 12–23.

147. Чумаков В.Л. Методы возмущений в теории нелинейного теплопереноса *Тепло- и массоперенос:* тр. всесоюз. конф. Минск: Изд-во АН БССР, 1972. № 8. С. 148–152.

148. Коздоба Л.А. Методы решения нелинейных задач теплопроводности. Москва : Наука, 1975. 227 с.

149. Постольник Ю.С. Приближенные методы исследований в термомеханике. Киев; Донецк : Вища школа, 1984. 158 с.

150. Гудмен Т. Применение интегральных методов в нелинейных задачах нестационарного теплообмена. Пробл. теплообмена. Москва : Атомиздат, 1967. С. 41-96.

151. Био М. Вариационные принципы в теории теплообмена : учеб. пособие для аспирантов и студентов / пер. с англ. А. Лыков. Москва : Энергия, 1975. 209 с.

152. Зарубин В. С. Инженерные методы решения задач теплопроводности. Москва : Энергоиздат, 1983. 326 с.

153. Канторович Л. В., Крылов В. И. Приближенные методы высшего анализа. Москва; Ленинград : Физматгиз, 1962. 695 с.

154. Михлин С. Г. Вариационные методы в математической физике. 2-е изд. перераб. и доп. Москва : Наука, 1970. – 512 с.

155. Видин, Ю. В., Иванов В. В., Казаков Р. В. Инженерные методы расчета задач теплообмена : монография. Москва : ИНФРА-М; Красноярск : СФУ, 2018. 166 с.

156. Никитенко Н. И. Исследования процессов тепло- и массообмена методом сеток. Киев : Наук. думка, 1978. 213 с.

157. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике. Москва : Мир, 1975. 541 с.

158. Рихтмайер Р., Мортон К. Разностные методы решения краевых задач / пер. со 2-го англ. изд. Б. М. Бурдака, А. Д. Горбунова, В. Е. Кондрашова, В. Е. Трощиева / под ред. Б. М. Бурдака, А. Д. Горбунова. Москва : Мир, 1972. 418 с.

159. Коздоба Л. А. Электромоделирование температурных полей в деталях судовых энергетических установок. Ленинград : Судостроение, 1964.171 с.

160. Булыга К. Б. Численное решение на ЭВМ пространственных задач теплопроводности и термоупругости / Киев. гос. техн. ун-т стр-ва и архитектуры. Киев , 1996. 55 с.

161. Бойко В. Б., Ворошко П. П., Кобельский С. В. Моделирование трехмерного теплового и напряженно-деформированного состояния упругих тел с помощью смешанных вариационных формулировок МКЭ. Пробл. прочности. 1991. № 2. С. 72-77.

162. Румянцев А. В. Метод конечных элементов в задачах теплопроводности : учеб. пособие. Калинград : КГУ, 1995. 169 с.

163. Данилевич Я. Б. Добавочные потери в турбо- и гидрогенераторах. Ленинград : Наука , 1973. 181 с.

164. ГОСТ IEC 60034-1. Машины электрические вращающиеся. Часть 1: Номинальные значения параметров и эксплуатационные характеристики. [Введ. 01.03.2018]. Москва : Издательство стандартов, 2015. 68 с.

165. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. / пер. с англ. А. А. Шестакова / под ред. Б. Е. Подбери. Москва : Мир, 1979. 392 с.

166. Норри Д., Фриз де Ж. Введение в метод конечных элементов. / пер. с англ. Г. В. Демидова, А. Н. Урялнцева / под ред. Г. В. Марчука. Москва : Мир, 1981. 300 с.

167. Зенкевич О., Чанг И. Метод конечных элементов в теории сооружений и в механике сплошных сред. / пер. с англ. О. П. Троицкий, С. В. Соловьев / под ред. Ю. К. Зарецкого. Москва : Недра, 1974. 388 с.

168. Коннор Дж., Бреббиа К. Метод конечных элементов в механике жидкости / пер. с англ. Н. Б. Плисова, К. В. Рождественского. Ленинград : Судостроение, 1979. 264 с.

169. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, Н. Б. Пономарев. СПб.: БХВ-Петербург, 2008. 1040 с.

170. Овсянникова Е. А. К вопросу математического моделирования теплового состояния ротора турбогенератора мощностью 550 мвт, охлаждаемого водородом. Пробл. машинобудування, 2017, Т. 20, № 3 С.19-24.

171. Шевченко В.В., Семенютин Д.Г. Аргументация создания трехмерной модели теплового состояния стержней обмотки статора турбогенератора. Тезисы докладов 26-й междунар. науч.-прак. конферен."Информационные технол.: наука, техника, технология, образование, здоровье" (MicroCAD-2018), в 4-х частях, часть 2, секция: "Электромеханическое и электрическое преобразование энергии". Харьков: НТУ "ХПИ", 16-18 мая 2018. С. 116

172. Przybysz, J. Metoda wyznaczania rozkładu temperatur w uzwojeniu wirnika turbogeneratora. Archiwum elektrotechniki. 1973. Vol. XXII. P. 767–777.

173. Борисенко А. И., Костиков О. Н., Яковлев А. И. Охлаждение промышленных электрических машин. Москва : Энергоатомиздат, 1983. 297 с.

174. Глухов Д. М. Моделирование многофазных асинхронных двигателей в аварийных режимах работы : дис. … канд. техн. наук : 05.09.01. Томск, 2005. 230 с.

175. Глухов Д. М., Муравлёва О. О. Моделирование работы многофазных асинхронных двигателей в аварийных режимах эксплуатации Журнал «Известия Томского политехнического университета». Томск, 2005. Т.308. № 7. С. 139-142.

176. Neumayer, F., Ramsau F., Kastner G. Methods for Fixation of the Rotor Winding Overhang of Large Asynchronous Hydrogenerators. *Colloquium on new development of rotating electrical machines.* China, Beijing, 2011. P. 86-92.

177. Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А. Охлаждение турбогенераторов большой мощности водородом. *Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наук. праць. Серія: Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. Теорія і практика.* Харків, НТУ «ХПІ», 2015. № 42. С. 27-30.

178. Кенсицький О. Г., Хвалін Д. І., Сорокіна Н. Л. Зниження нерівномірності нагрівання торцевого пакета осердя статора потужного турбогенератора. *Праці Інституту електродинаміки НАН України.* 2018. № 49. С. 27-32.

179. Кенсицький О. Г., Хвалін Д. І. Нагрів обмотки статора турбогенератора при порушенні циркуляції холодоагенту. *Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля.* 2018. № 31. С. 31-35.

180. Кенсицкий О. Г., Хвалин Д. И., Кобзарь К. А. Математическая модель совместного расчета электромагнитного поля и торцевой зоны мощного турбогенератора. *Изв. высш. учеб.заведений и энерг. Объединений СНГ.* 2019. №62 (1). С.37-46.

181. Грубой О. П., Шофул А. К., Ключніков О. О., Федоренко Г. М., Кенсицький О. Г. Моделювання нагріву елементів статора й ротора гідрогенератора-двигуна дністровської ГАЕС. *Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля.* 2012. № 18. С. 77–87.

182. Коваленко А. Д. Термоупругость : учеб. пособие. Киев : Вища шк., 1975. 216 с.

183. Коваленко А. Д. Избранные труды / под ред. Г. С. Писаренко и др. Киев : Наук. думка, 1976. 764 с.

184. Мотовиловец И. А., Козлов В. И. Механика связанных полей в элементах конструкций : в 5 т. Киев : Наук. думка, 1987. Т.1. Термоупругость. 264 с.

185. Гейтвуд Б. Е. Температурные напряжения применительно к самолетам, снарядам, турбинам и ядерным реакторам / пер.с англ. под ред. проф., д.т.н. Н. И. Григоровского. Москва : Изд-во иностранной лит., 1959. 350 с.

186. Подстригач Я. С. Коляно Ю. М. Обобщенная термомеханика. Киев : Наук. думка, 1976. 310 с.

187. Подстригач Я. С., Ломакин В. А., Коляно Ю. М. Термоупругость тел неоднородной структуры. Москва : Наука, 1984. 368 с.

188. Квитка А. Л., Ворошко П. П., Бобровицкая С. Д. Напряженно-деформированное состояние тел вращения. Киев : Наукова думка, 1977. 209 с.

189. Задачи контактного взаимодействия элементов консрукций / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Б. Н. Киркач и др. Киев: Наукова думка, 1989. 232 с.

190. Шевченко В. В. Способы предупреждения развития дефектов элементов конструкций турбогенераторов. *Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія : Технічні науки.* 2016. № 32. С. 172-180.

191. Шульженко Н. Г., Пантелят М. Г., Руденко Е. К., Зозулин Ю. В. Добавочные потери в роторе турбогенератора при продолжительной несимметричной нагрузке. *Электротехника и электромеханика.* 2006. № 1. С. 54-57.

192. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Протасова Т. В. Влияние неравномерности тепловыделения в роторе генератора на его термонапряженное состояние. *Авиационно-космическая техника и технология.* 2007. № 8. С. 135-139.

193. Шатохин В. Ф., Циммерман С. Д. Колебания ротора турбоагрегата при нестационарном кинематическом воздействии. Метод расчета. *Авиационно-космическая техника и технология.* 2006. № 8. С. 57-68.

194. Гармаш Н. Г. Моделирование термонапряженной посадки турбинного диска на вал. *Вестник Харьк. гос. политехн. у-та. Новые решения в современных технологиях.* Харьков : ХГПУ, 1999. № 47. С. 13-15.

195. Брынский Е. А., Глазенко А. В. Термоупругие деформации бандажных узлов мощных турбогенераторов. *Исследования и разработки генераторов для перспективных электростанций*. Ленинград : ВНИИ Электромаш, 1987. С. 130-139.

196. Глазенко А. В., Хозиков Ю. Ф. Решение контактной задачи посадки бандажного кольца на бочку ротора турбогенератора. *Электрические машины и системы управления.* Ленинград: ВНИИ Электромаш, 1973. С. 21-24.

197. Григорьев П. М., Курнаков С. Н. Нагрев роторных бандажей турбогенераторов током промышленной частоты. *Энергетик*. 1962. № 12. С. 19-20.

198. Надточий В. М., Рябов Е. В. Исследование бандажных узлов в роторах турбогенераторов. *Электрические станции.* 1965. № 6. С. 45-49.

199. Кийло О. Л. Моделирование и исследования соединений с натягом конструкционных элементов бандажных узлов роторов турбогенераторов : дис. … канд. техн. наук : 01.02.06. Санкт-Петербург, 2003. 206 с.

200. Тарабасов Н. Д. Расчеты напряженных посадок в машиностроении. Москва : Машгиз, 1961. 268 с.

201. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. Москва : Машиностроение, 1971. 264 с.

202. Бахтияров И. А., Ширалиев В. А. Напряженное состояние плоских деталей, соединенных с натягом. *Расчёты на прочность.* Москва : Машиностроение, 1985. № 26. С. 69-79.

203. Семенов-Ежов И. Е., Старшинин В. И. Напряженно-деформированное состояние многосвязных областей, ограниченных окружностями, при действии натяга и давления. *Расчёты на прочность.* Москва : Машиностроение, 1990. № 31. С. 103-106.

204. Александров В. М., Мхитарян С. М. Контактные задачи для тел с тонкими покрытиями и прослойками. Москва : Наука, 1983. 488 с.

205. Механика контактных взаимодействий / С. М. Айзикович и др. / под ред. И. И. Воровича, В. М. Александрова. Москва : Физматлит, 2001. 672 с.

206. Горшков А. Г., Тарлаковский Д. В. Динамические контактные задачи с подвижными границами. Москва : Наука, 1995. 352 с.

207. Гузь А. Н., Бабич С. Ю., Рудницкий В. Б. Контактные задачи для упругих тел с начальными (остаточными) напряжениями. Киев: «А. С. К.», 2004. 672 с.

208. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия : монография / пер. с англ. изд-во Мир. Москва : Мир, 1989. 512 с.

209. Кантор Б. Я. Контактные задачи нелинейной теории оболочек вращения : монография. Киев: Наук. думка, 1990. 136 с.

210. Лурье А. И. Пространственные задачи упругости. Москва : Гостехиздат, 1955. 492 с.

211. Моссаковский В. И., Гудрамович В. С., Макеев Е. М. Контактные задачи теории оболочек и стержней. Москва : Машиностроение, 1978. 247 с.

212. Штаерман И. Я. Контактные задачи теории упругости. Москва : Гостехиздат, 1949. 272 с.

213. Александров В. М., Чебаков М. И. Введение в механику контактных взаимодействий. Ростов-на-Дону: Изд-во ООО "Центр валеологии вузов России", 2007. 116 с.

214. Контактные задачи теории упругости для неоднородных сред / С. М. Айзикович, В. М. Александров, А. В. Белоконь, Л. И. Кренев, И. С. Трубчик. Москва : Физматлит, 2006. 240 с.

215. Бураго Н. Г., Кукуджанов В. Н. Обзор контактных алгоритмов. *Механика твердого тела.* 2005. № 1. С. 45-87.

216. Галина Л. А. Развитие теории контактных задач в СССР / под ред. Л. А. Галина. Москва : Наука, 1976. 493 с.

217. Гудрамович В. С. Контактные задачи теории оболочечно-стержневых систем в механике конструкций ракетно-космической техники. *Техническая механика.* 2008. № 2. С. 70-84.

218. Зеленцов В. Б. О нестационарных динамических контактных задачах теории упругости с изменяющейся шириной зоны контакта. *Прикладная математика и механика.* 2004. Т.68, № 1. С. 119-134.

219. Mackerle J. Contact mechanics – Finite element and boundary element approaches. A bibliography (1995-1997). *Finite Elements in Analysis and Design. 1998.* Vol. 29. P. 275-285.

220. Гольдсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел: монография, учеб. пособие / пер. с англ. М. С. Лужининой, О. В. Лужинина. Москва : Госсстройиздат, 1965. 447 с.

221. Александров В. М. Асимптотические методы в контактных задачах теории упругости. *Прикладная математика и механика.* 1968. № 32 (4). С. 672-683.

222. Бабешко В. А. Метод фиктивного поглощения в форме преобразования Фурье. *Доклады РАН. 1995*. № 345, (4). С. 475-478.

223. Andersson T., Allan-Persson B.G. The boundary element method applied to two-dimensional contact problems. *Progress in Boundary Element Methods.* 1983. № 2. P. 137-157.

224. Шапиро Г. С. О сжатии бесконечного полого кругового цилиндра давлением, приложенным на участке боковой поверхности. *Прикладная математика и механика.* 1943. № 7 (5). С. 379-382.

225. Rankin A. W., Schenectady N. Y. Shrink-Fit Stresses and Deformations. *Journal of Applied Mechanics*. 1944. № 11. (3). A.77-85.

226. Лившиц П. З. К вопросу напряженного состояния диска постоянной толщины, посаженного на вал с натягом. *Энергомашиностроение.* 1959. № 11. С. 13-17.

227. Лившиц П. З. О распределении напряжений по контактной поверхности при горячей посадке диска постоянной толщины на сплошной вал. *Известия АН СССР.* 1955. № 4. С. 22-42.

228. Парсонс Б., Уилсон Е. Метод определения поверхностных контактных напряжений в соединениях с натягом. *Труды американского общества*

инженеров-механиков. Сер. Конструирование и технология. 1970. № 92. С. 293-303.

229. Иосилевич Г. Б., Лукащук Ю. В. Распределение напряжений в соединениях с гарантированным натягом. *Вестник машиностроения.* 1979. № 6. С. 25-26.

230. Иосилевич Г. Б. Детали машин : учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. Москва : Машиностроение, 1988. 368 с.

231. Шерман Д. И. Об одной задаче теории упругости. *Известия АН СССР. Механика и машиностроение*. 1940. № 27 (9). С. 914-916.

232. Шерман Д. И. О напряженном состоянии некоторых запрессованных деталей. *Известия АН СССР. Механика и машиностроение*. 1948. № 9. С. 1371-1388.

233. Угодчиков А. Г. Определение напряжений при запрессовке в пластину, ограниченную улиткой Паскаля, нескольких круглых шайб. *Известия АН СССР. Механика и машиностроение*. 1953. № 17. С. 203-206.

234. Угодчиков А.Г. Определение напряжений при запрессовке в пластинку нескольких круглых шайб с переменным натягом. *Известия АН СССР. Механика и машиностроение*. 1960. №.27. С. 157-161.

235. Буланов В. Б., Семенов-Ежов И. Е., Ширшов А. А. Концентрация напряжения в прессовых соединениях деталей. *Машиностроение и инженерное образование*. 2014, № 2 С.53-58.

236. Barzelay M. E., Tong K. N., Hollo G. Thermal Conductance of Contact in Aircraft. NACA TN №3167 (March 1954).

237. Barzelay M. E., Tong K. N., Hollo G. Effect of Pressure on Thermal Conductfance of Contact Joints. NACA TN №3295 (May 1955).

238. Бородачев Н. М. О решении контактной задачи термоупругости в случае осевой симметрии. *Изв. АН СССР. ОТН. Механика и машиностроение*. 1962, №5. С.58-63.

239. Левицкий В. П., Новосад В. П. Нестационарная осесимметричная контактная задача при наличии теплообразования. *Прикл.математика и механ.* 1997. № 61 (5). С.873-881.

240. Грилицкий Д. В., Шелестовский Б. Г. Осесимметричная контактная задача термоупругости для трансверсально-изотропного полупространства. *Прикл.механика*. 1970. № 6 (8). С.11-19.

241. Грилицкий Д. В., Шелестовский Б. Г. К осесимметричной задаче о вдавливании нагретого штампа в трансверсально-изотропное полупространство. *Изв. АН СССР. Механика твердогго тела.* 1974. № 27 (1). С.33-40.

242. Грилицкий Д. В., Шелестовский Б. Г. Термоупругая контактная задача для трансверсально-упругого полупространства при неидеальном тепловом контакте. *Изв. АН СССР. Механика твердого тела*. 1973. № 5. С.12-19.

243. Грилицкий Д. В., Краснюк П. П. Термоупругий контакт двух цилиндров с нестационарным фрикционным теплообразованием. *Прикл. механ. и техническая физика.* 1997. №38 (3). С. 112-121.

244. Лебедев Н. Н., Уфлянд Я. С. Осесимметричная контактная задача для упругого слоя. *Прикл матем. и механ*. 1958. №22 (3). С. 45-51.

245. Грилицкий Д. В., Паук В. И. Плоская контактная задача стационарной термоупругости при учете тепловыделения. *Прикл.математика и механ.* 1997. №61 (6). С. 1043-1048.

246. Подгорный А. Н., Гонтаровский П. П., Киркач Б. Н. Метод конечных элементов в контактных задачах термоупругости и термопластичности. *АН УССР Ин-т пробл. машиностроения.* Харьков, 1982. №176. С. 56.

247. Шлыков Ю. П., Ганин Б. А., Царевский С. Н. Контактное термическое сопротивление. Москва : Энергия, 1977. 328с.

248. Rebelo N., Kobayashi S. A coupled analysis of visco-plastic deformation and heat transfer-1. Applications. *Department of Mechanical engineering,* University of California, Berkey, CA 94720. February 1980.

249. Новиков Н. В., Левитас В. И., Идесман А. В. Решение контактных термоупругопластических задач методом конечных элементов. *Пробл.прочности.* 1980. №12. С.70-83.

250. Левитас В. И., Идесман А. В. Решение термоупругопластических задач при контактном взаимодействии конечных элементов. *Пробл.прочности.* 1986. №11. С.77-83.

251. Шабров Н. Н. Метод конечных элементов в расчетах деталей тепловых двигателей. Ленинград : Машиностроение, 1983. 212с.

252. Гонтаровский П. П., Левтеров А. М., Гармаш Н. Г. Конечноэлементный анализ температурных полей и напряженно-деформированного состояния жарового кольца двухтактного дизеля в термоконтактной постановке. *Вестник Харьк. гос. политех. у-та.* Харьков: ХГПУ. 1999. № 54. С.101-108.

253. Боровков А. И., Кийло О. Л. Конечно-элементное моделирование посадки с натягом методом штрафных функций. *Фундаментальные исследования в технических университетах* : Тез. докл. научно-технической конференции. Санкт-Петербург. 1998. С. 43-44.

254. Брынский Е. А., Глазенко А. В. Термоупругие деформации бандажных узлов мощных турбогенераторов. *Исследования и разработки генераторов для перспективных электростанций.* Ленинград, ВНИИ Электромаш, 1987. С. 130-139.

255. Глазенко А. В., Хозиков Ю. Ф. Решение контактной задачи посадки бандажного кольца на бочку ротора турбогенератора. *Электрические машины и системы управления.* Ленинград, ВНИИ Электромаш, 1973. С. 21-24.

256. Глебов И. А., Данилевич Я. Б. Научные основы проектирования турбогенераторов : монография / под ред. Л. П. Гнедина. Ленинград : Наука, 1986. 184 с.

257. Григорьев П. М., Курнаков С. Н. Нагрев роторных бандажей турбогенераторов током промышленной частоты. *Энергетик.* 1962. № 12. С. 19-20.

258. Численные методы анализа электрических машин : монография / под ред. Я. Б. Данилевича. Ленинград : Наука, 1988. 222 с.

259. Кийло О. Л. Конечно-элементное моделирование соединения с натягом конструкционных элементов бандажного узла турбогенератора ТЗВ-800-2 с полным водяным охлаждением. *Электричество.* 2002. № 8 С. 62-65.

260. Кийло О. Л. Совершенствование метода исследования посадки с натягом бандажного кольца турбогенератора, основанного на конечно-элементной гомогенизации зубцовой зоны ротора. Санкт-Петербург, Электросила. 2001. № 40. С. 41-52.

261. Кукушадзе А. М., Санадзе Л. Г., Надточий В. М. Новый способ механического расчета бандажного узла ротора турбогенератора. *Труды ГПИ им. В.И.Ленина.* Тбилиси, 1962. № 3 (83). С. 187 - 194.

262. Надточий В. М., Рябов Е. В. Исследование бандажных узлов в роторах турбогенераторов. *Электрические станции.* 1965. № 6. С. 45-49.

263. Надточий В. М., Рябов Е. В. Сравнительные исследования прочности бандажных узлов роторов крупных турбогенераторов на натурной модели. *Труды ВНИИ Электромаш.* Москва, Энергия. 1966. № 25. С. 29-43.

264. Фридман В. М., Чернина В. С. Решение задачи о контакте упругих тел итерационным методом. *Механика твердого тела.* 1967. №1. С. 116-120.

265. Карташкин Б. А., Рузов Ю. М. Исследование напряженного состояния малого зубца ротора на плоских моделях поляризационно-оптическим методом. *Труды ВНИИ Электромаш.* Москва, Энергия. 1966. Вып. 25. С. 44-48.

266. Миренбург Л. А. Ремонт роторов турбинных генераторов в станционных условиях. 2-е изд. пераб. и доп. / под общ. ред. П. И. Устинова. Москва : Госэнергоиздат, 1959. 440 с.

267. Штилерман И. З. Об одной модели фреттинг-усталости. Санкт-Петербург : ОАО "Электросила", 2001. 148 с.

268. Азбукин Ю. И., Аврух В. Ю. Модернизация турбогенераторов. Москва : Энергия., 1980. 232 с.

269. Булаткин В. А., Гурьев И. Я., Семкин Р. М. Ремонт роторных бандажей турбогенераторов. Москва : Энергия, 1973. 96 с.

270. Байбородов Ю. И. Разработка методов и средств повышения прочности, работоспособности и долговечности тяжелонагруженных опор скольжения роторов энергетических установок : дис. … д-ра техн. наук : 01.02.06. Самара, 2008. 406 с.

271. Александров А. Е. Подпятники гидроагрегатов. Москва : Энергия, 1975. 289 с.

272. Воскресенский В. А., Дьяков В. И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка) : справочник. Москва : Машиностроение, 1980. 224 с.

273. Антонова О. В., Боровков А. И. Методика расчёта гидродинамического состояния подпятников гидрогенераторов. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки.* 2010. № 3. С. 210-216.

274. Марцинковский В. С., Путро К. В. Повышение эксплуатационных характеристик упорных подшипников скольжения для турбогенераторов. *Компрессорное и энергетическое машиностроение.* 2017. № 4. С. 2-5.

275. Байбородов Ю. И. Создание эластичных металлопластмассовых подпятников для обратимых гидрогенераторов гидроаккумулирующих электростанций. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета.* № 4 (20). 2009. С.88-94.

276. ГОСТ Р 8.619-2006 Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Приборы тепловизионные измерительные. Методика поверки. [01.01.2007]. Москва : Стандартинформ, 2006. 19 с.

277. Новацкий В. Теория упругости. / пер. с польского Б. Е. Подбери / под ред. Г. М. Ильичева, Н. И. Плужникова. Москва : Мир, 1975. 872 с.

278. Лейбензон Л. С. Курс теории упругости : учеб. пособие для студентов. 2-е изд. перераб. и доп. Москва; Ленинград : Гостехиздат, 1947, 465 с.

279. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности : монография / пер. на русс. язык В. В. Кобелев, А. П. Сейранян / под ред. Н. В. Баничук. Москва : Мир, 1987. 542 с.

280. J. Ed Akin. Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks. New Jersey;·London;·Singapore;·Beijing;·Shanghai;·Hong Kong;·Taipei;·Chennai : World Scientific, 2009, 303 p.

281. Метод конечных элементов в механике твердых тел / А.С. Сахаров, И. Альтенбах, В. Н. Кислоокий, В. В. Киричевский и др. Киев : Вища школа, 1982. 480 с.

282. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике. / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, Н. Б. Пономарев. Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2005. 800 с.

283. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача : учебник для вузов. 3-е изд. пераб. и доп. Москва : Энергия, 1981. 488 с.

284. Вентиляционные испытания капсульного гидрогенератора типа СГК 538/1.60-70, установленного на Киевской ГЭС ст. №1. Технический отчет. Научно-исследовательский институт по тяжелому электромашиностроению «НИИТЭМ», 1965. 4 с.

285. ОАА.682.005-69. Машины синхронные явнополюсные. Расчеты электромагнитные. Харьков : ГП «Завод «Электротяжмаш», 1969. 168 с.

286. ОТХ.214.684. Отраслевая методика. Харьков : ГП «Завод «Электротяжмаш», . 45 с.

287. Русанов А. В. Експертний висновок науково-технічної експертизи вентиляційних та теплових розрахунків гідрогенератора Канівської ГЕС з аксіальною, радіальною та аксіально радіальною схемами вентиляції. – Затв. 09.11.2017, протокол №9-17.: НАН України. Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2017 р. 15 с.

288. Tarnehill J. C., Anderson D. A., Pletcher R. H. Computation fluid dynamics and heat transfer. Second edition. New York : Taylor & Francis, 1997. 785 p.

289. Берман С. С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок : учебник для машиностроительных вузов. Москва : МАШГИЗ, 1959. 423 с.

290. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1992. 672 с.

291. Алямовский А. А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. Москва : ДМК Пресс, 2010. 464 с.

292. ТУ 16-ИЛЕА.685211.037ТУ-88. Щетки для электрических машин. Технические условия. (с изменением 1, 2/91, 3, 4) [01.01.1989]. Санкт-Петербург : АО «Кодекс», 2006. 50 с.

293. ГОСТ Р 51667-2000. Щетки электрических машин. Методы определения коллекторных характеристик. [01.07.2007]. Москва : ИПК Издательство стандартов, 2006. 9 с.

294. Ильин А. В., Плохов И. В., Козырева О. И., Андрусич А. В. Трехмерное моделирование нестационарного температурного поля в микроконтакте. Вестник ПсковГУ. Сер.: "Экономические и технические науки". 2014. № 5. С. 208-214.

295. Морозов А. Г. Расчет электрических машин постоянного тока : учеб. пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Высш. школа, 1977, 264 с.

296. Бак О. Проектирование и расчет вентиляторов / пер. с нем. И. О. Керстена / под ред. к.т.н. А. Р. Бушеля. Москва : Госгортехиздат, 1961. 363 с.

297. ГОСТ 380-2005. Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки (с изменением 1). [01.07.2008]. Москва : Стандартинформ, 2009. 9 с.

298. ГОСТ 22727-88. Прокат листовой. Методы ультразвукового контроля. [01.07.1989]. Москва : Стандартинформ, 1989. 15 с.

299. Соломаховой Т. С., Чебышева К. В. Центробежные вентиляторы. Аеродинамические схемы и характеристики : справочник. Москва : Машиностроение, 1980. 176 с.

300. ГОСТ 5584-75. Индикаторы рычажно-зубчатые с ценой деления 0,01 мм. Технические условия (с изменениями 1-4). [01.01.1977]. Москва : Стандартинформ, 2004. 5 с.

301. ГОСТ 9244-75. Нутрометры с ценой деления 0,001 и 0,002 мм. Технические условия (с изменениями 0-4). [01.01.1978]. Москва : Стандартинформ, 2004. 6 с.

302. ГОСТ 9972-74. Масла нефтяные турбинные с присадками. Технические условия (с изменениями 1-9). [01.01.1975]. Москва : Стандартинформ, 2011. 7 с.

303. РТМ 16.682.046-74 «Гидрогенераторы. Расчеты механические». Харьков : ГП «Завод «Электротяжмаш», 1974. 206 с.

304. EN 10025-2:2019. Hot rolled products of structural steels. Part 2: Technical delivery conditions for non-alloy structural steels. [1.04.2004]. Germany : Standards Policy and Strategy Committee, 2019. 43 p.

305. Технология производства металлопроката. Дефект металла «Раковины от окалины» URL: http://metallopraktik.ru/novosti/defekt-metalla-rakovinyi-ot-okalinyi/ (Дата звернення: 5.07.18).

306. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости (с изменением № 1). [01.07.1983]. Москва : Стандартинформ, 2005. 11 с.

307. Готлиб Б. М., Вакалюк А. А Производство бандажных колец мощных турбогенераторов: технология и управление. Фундаментальные исследования. 2011. № 12 (часть 1) С. 96-101.

308. Бандажные кольца для генераторов. URL : http://steelserv.ru/index.php/produkty/bandazhnye-koltsa-dlya-generatorov (дата звернення: 28.05.2019).

309. Конструкция ротора турбогенератора. URL : http://es.mpei.ac.ru/VasinVP/konstr_rotora/kons_rotora.htm (дата звернення: 28.05.2019).

310. Особенности конструкций турбогенераторов. URL : http://leg.co.ua/info/elektricheskie-mashiny/osobennosti-konstrukciy-turbogeneratorov.html (дата звернення: 28.05.2019).

311. Штогрин А. В. Научно-технические мероприятия по уменьшению повреждаемости статоров мощных турбогенераторов, вызванной вибрацией в торцевых зонах : дис. ... канд. техн. наук : 05.09.01 / НТУ "КПИ". Киев, 2015. 161 с.

312. Минко А. Н. Оптимальная геометрия и массогабаритные параметры конструкции подшипникового и щитового узлов турбогенераторов с воздушной системой охлаждения. *Енергетика та електрифікація*. 2012. №1. С. 18-21.

313. ГОСТ 5264-80. Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры. (с изменением 1). [01.07.1981]. Москва : Стандартинформ, 2008. 33 с.

314. Вольдек А. И., Попов В. В. Электрические машины. Машины переменного тока : учебник для вузов. Санкт-Петербург : Питер, 2010. 350 с.

315. Гидроэнергетика. *Конструкция зданий ГЭС* : учебник / Т. А. Филиппова, М. Ш. Мисриханов, Ю. М. Сидоркин, А. Г. Русина. Новосибирск: НГТУ, 2011. С. 435-444.

316. Подпятник генератора. URL : https://chebelektra.ru/dvigateli/podpyatnik-generatora (дата звернення: 08.09.2019).

317. Эксплуатация подпятников и подшипников гидрогенераторов. URL : http://forca.ru/instrukcii-po-ekspluatacii/raznoe/ekspluataciya-generatorov-sinhronnyh- kompensatorov-3.html (дата звернення: 08.09.2019).

318. ГОСТ 8479-70. Поковки из конструкционной углеродистой и легированной стали. Общие технические условия (с изменениями № 1, 2, 3). [01.01.1971]. Москва : Издательство стандартов, 1989. 12 с.

319. ГОСТ 24507-80. Контроль неразрушающий. Поковки из черных и цветных металлов. Методы ультразвуковой дефектоскопии (с изменением № 1). [01.01.1982]. Москва : Издательство стандартов, 1993. 7 с.

320. Динник А. Н. Избранные труды : в 2 т. Киев: Изд-во АН УССР, 1952. Т.1. 152 с.

321. Беляев Н. М., Сопротивление материалов : учеб. пособие для вузов. 14 изд. пераб. и доп. Москва : Наука, 1965. 856 с.

322. ДСТУ 7809:2015. Прокат сортовий, калібрований зі спеціальним обробленням поверхні з вуглецевої якісної сталі. Загальні технічні умови. [22.06.2015]. Київ : УкрНДНЦ, 2016. 21 с.

323. Трощенко В. Т., Сосновский Л. А. Сопротивление усталости металлов и сплавов : справочник, в 2-х ч. Киев: Наукова думка, 1987. Ч.1. 347 с.

324. ТХ.116-4304. Технические параметры камеры подпятника для гідрогенератора-двигателя СВ0 1255/255-40. Харьков : ГП «Завод «Электротяжмаш», 2010. 5 с.

325. ТХ116М.0133. Расчет усталостной прочности камер двухрядного подпятника гидрогенератора-дивателя Днестровской ГАЭС СВ0 1255/255-40. Харьков : ГП «Завод «Электротяжмаш», 1980. 5 с.

326. Бирюков В. П., Петрова И. М., Гадолина И. В., Татаркин Д. Ю. Оптимизация режимов лазерной наплавки и выбор порошков на основе никеля для повышения предела усталости образцов и деталей машин. *Открытия и достижения наук. Сборник материалов международной научной конференции.* Москва, 30-31 июля 2015. С. 52–60.

327. ГОСТ 14965-80. Генераторы трехфазные синхронные мощностью свыше 100 кВт. Общие технические условия (с изменениями № 1, 2). [01.07.1981]. Москва : Издательство стандартов, 1991. 16 с.

328. Блеткин Н. П., Голоднова О. С., Подольский В. В., Фирсанов Е. П. Местные ослабления прессовки зубцов сердечника статоров турбогенераторов. *Электротехника*, 1984, № 3. С.3

329. Назолин А. Л., Поляков В. И. Надежность и ресурс турбогенераторов. Диагностика и ремонт подвески сердечника. *Новости электротехники*. 2008. № 4(52). С. 57-61.

330. Юр'єва О. Ю., Поломошнов С. В., Поломошнов Є. В. Кріплення осердя статора в корпусах сучасних турбогенераторів. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Темат. вип. : Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. Теорія і практика.* Харків : НТУ "ХПІ". 2015. № 42 (1151). С. 55-58.

331. Пат. на изобретение 149824 СССР, МПК H02K 1/18, H02K 5/24. Эластичная подвеска сердечника статора турбогенератора / Рабинович В. М., Спивак Б. В., Чигиринский А. А. – № 743979/24-7; заявл. 02.09.1961; опубл. 01.01.1962. – 3 с. URL : https://patents.su/3-149824-ehlastichnaya-podveska-serdechnika-statora-turbogeneratora.html (дата звернення: 20.10.2019).

332. Пат. на изобретение 153745 СССР, МПК H02K 1/18, H02K 5/24. Устройство для упругой подвески сердечника статора турбогенератора к корпусу / Спивак Б. В., Чигиринский А. А., Рабинович В. М. – № 7379I0/24-7; заявл. 11.06.1961; опубл. 01.01.1963. – 3 с. URL : https://patents.su/3-153745-153745.html (дата звернення: 20.10.2019).

333. Вибрации в технике : справочник. В 6-ти т. / Под общ. ред. В. Н. Челомей. Москва : Машиностроение. 1980 Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. 544 с.

334. WEG (2018), WEG Iberia Industrial S.L.U. URL : https://www.weg.net (дата звернення: 10.11.2019).

335. Пат. на изобретение 97858 СССР, МПК H02K 1/18. Крепление сердечника статора мощного турбогенератора к корпусу статора / Грузов М. Н., Костин К. Ф., Страхов В. И. – № 5141/447431; заявл. 25.03.1952; опубл. 01.01.1954. – 3 с. URL : https://patents.su/3-97858-kreplenie-

serdechnika-statora-moshhnogo-turbogeneratora-k-korpusu-statora.html (дата звернення: 20.10.2019).

336. Пат. на винахід 94806 Україна, МПК H02K 5/04, H02K 5/02. Корпус статора електричної машини / Чередник В. І., Грубой О. П., Пенской В. Ф., Кір'янов А. М. – № a200910916; заявл. 29.10.2009; опубл. 10.06.2011. Бюл. №11. – 6 с.

337. Пат. на корисну модель 66717 Україна, МПК H02K 1/16. Статор електричної машини / Пенськой В. Ф., Жуков А. Ю., Мінко О. М., Кобзар К. О. – № u201109022; заявл. 19.07.2011; опубл. 10.01.2012. Бюл. №1. – 6 с.

338. Шевченко В. Строкоус А. Прогнозирование эксплуатационного ресурса турбогенераторов по данным вибрационного контроля. *Norwegian Journal of development of the International Science,* 2017 №10. С. 78-83.

339. Шевченко, В. В. Определение сил, действующих в сердечнике статора турбогенератора. *Электроэнергетика и электромеханика* : сб. науч.-техн. тр. Междунар. науч. конф. Воронеж: НОУ ВПО "Междунар. ин-т компьют. технологий", 2015. С. 52-56.

340. Finley, W. R., Hodowanec M. M., Holter W. G. An Analytical Approach to Solving Motor Vibration Problems. *IEEE Transactions On Industry Applications*. September/October 2000. № 36 (5). P. 1467-1480.

341. РД 34.45-51.300-97. Объем и нормы испытаний электрооборудования. 6-е изд., с изм. и доп. / под общ. ред. Б. А. Алексеева, Ф. Л. Когана, Л. Г. Мамиконянца. Москва : НЦ ЭНАС, 2004. 254 с.

342. СОУ-Н ЕЕ 20.302:2007 Нормы испытания электрооборудования (новая редакция 2020). [06.04.2020]. Київ, 2020. 257 с.

343. ГОСТ 25364-97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений. [01.07.1999]. Москва : ИПК Издательство стандартов, 1998. 6 с.

344. ГОСТ 21427.1-83. Сталь электротехническая холоднокатаная анизотропная тонколистовая. Технические условия (с изменениями № 1-5). [01.01.1984]. Москва : ИПК Издательство стандартов, 1984. 104 с.

345. ОТХ.220.660. Общая методология расчета гидрогенераторов. Харьков : ГП «Завод «Электротяжмаш», 2010. 15 с.

346. Заболотный К. С., Панченко Е. В. Конечно-элементное моделирование тонкостенных подкрепленых конструкций в машиностроении. *Наукові праці ДонНТУ. Сер. : Електротехніка і енергетика.* 2017. № 1. С. 87-94.

ДОДАТОК А
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

1. Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А., Третьяк А. В. Тепловое состояние обмотки ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом. *Проблемы машиностроения*. 2015. Т. 18, № 4/1. С. 30-35.
2. Вакуленко А. Н., Кобзарь К.А., Третьяк А. В., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А., Морозинский М. И. Распознавание аварийных ситуаций крупных гидрогенераторов (гидрогенераторов-двигателей) путем многофакторного анализа сложнонапряженного состояния узлов и деталей. *Гідроенергетика України.* 2015. № 1–2. С. 23–27.
3. Кобзар К. О., Шуть О. Ю., Овсянникова О. О., Сенецький О. В., Третяк О. В. Аналіз причин пошкодження турбогенераторів та гідрогенераторів шляхом визначення складнонапруженого стану деталей. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ».2016. № 8 (1180).
   С. 136–142.
4. Третяк О. В., Сенецький О. В., Шуть О. Ю., Доценко В. М., П'ятницька Є. С. Складнонапружений стан деталей генераторів великої потужності. *Вестник двигателестроения*. 2016. № 2. С. 108–114.
5. Третьяк О. В., Шуть О. Ю., Трибушной М. В. Аналіз теплового стану хрестовини гідрогенератора – двигуна великої потужності за особливих умов експлуатації. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2017. № 11 (1233). С. 49–54.
6. Третьяк А. В., Шуть А. Ю., Гакал П. Г., Полиенко В. Р. Особенности математического моделирования теплового состояния гидрогенераторов капсульного типа. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер.*

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків, НТУ «ХПІ». 2017. № 10 (1232). С. 44–51.

7. Gakal P., Ovsiannykova O., Przybysz J., Tretiak O. Metoda wyznaczania rozkładu temperatur w uzwojeniu wirnika chłodzonego bezpośrednio wodorem. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2017. № 2. S. 43–47.
8. Tretiak O. V. Mathematical simulation of thermal condition of a brushcontact device in a three-dimensional setting. *Проблемы машиностроения.* 2018. Т. 21, № 2. С. 19–24.
9. Tretiak O. Peculiarities of Designing of Suspensions for Stators of High Power Turbogenerators. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 12 (1288). С. 83–88.
10. Кобзарь К. О., Третьяк О. В., Шуть О. Ю., Полієнко В. Р., Гакал П. Г., П'ятницька Є. С. В Розроблення й впровадження перспективних методів розрахунку і моделювання при проектуванні та експлуатації потужних турбогенераторів та гідрогенераторів для ТЕС, АЕС, ГЕС, ГАЕС. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії.* Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 5 (1281). С. 38–45.
11. Kobzar K., Tretiak O., Ovsiannykova O., Poliienko V., Gakal P. Designing of high power turbogenerators. *Vestnik KazNRTY*. 2018. № 4 (128). P. 164–169.
12. Tretiak O. Peculiarities of determining of the time between failures of the hydrogenerator thrust bearing unit by the methods of three-dimensional modeling. *Vestnik KazNRTY*. 2018. № 5 (129). P. 113–118.
13. Tretiak O., Kobzar K., Shut' O., Poliienko V., Gakal P. Peculiarities of three-dimensional calculation of large units of generators by finite element methods. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2018. № 5–6. P. 16–20.
14. Tretiak O., Kobzar K., Shevchuc P., Shut O., Repetenko M., Poliienko V. Analysis of destruction causes of retaining ring of turbogenerator. *Авиационно-*

космическая техника и технология. Збірник наукових праць. Харьков, НАКУ "ХАИ", 2018. № 7(151). С. 68–74.

15. Tretyak A., Shut A., Gakal P. Influence of thermal and mechanical factors on the stressed state of large components of hydrogenerator-motors. *Проблемы машиностроения.* 2018. Т. 21, № 3. С. 31–38.
16. Przybysz J., Tretiak O., Shut O., Gakal P., Korohodskiy V., Poliienko V. Operation and Design Properties of Limit Power Turbo-Generator Rotors. *Acta Energetica*. 2018. № 3(36). P. 93–98.
17. Tretiak O., Kobzar K., Repetenko M. The methodology for calculating of gas coolers for turbogenerators in three-dimensional setting. *European Sciences review*. 2018. Vol. 1, № 9–10. P. 119–123.
18. Tretiak O., Kobzar K., Kovryga A., Tribushnoi N., Piatnytska Ye. Contact tasks in energetics. practical and theoretical rationale for usage of new fem methods. Austrian. *Journal of Technical and Natural Sciences*. 2019. № 1–2. P. 20–27.
19. Tretiak O., Kobzar K., Gakal P., Chorna N., Tribushnoi N., Nurmetov R. Basics of parametric modeling of turbogenerators. *East European Scientific Journal*. 2019. № 1(41), part 1. P. 35–41.
20. Третьяк А. В., Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Репетенко М. В., Трибушной Н. В., Барышева Е. С. Методы определения напряженно-деформированного состояния коробов турбогенераторов в трехмерной постановке и их верификация на стенде завода. *East European Scientific Journal*. 2019. № 3(43), part 4. P. 71–78.
21. Третьяк А. В., Коврига А. Е., Репетенко М. В., Нурметов Р. Р. Исследование теплового состояния гидрогенератора зонтичного типа методами CAE. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків, НТУ «ХПІ». 2019. № 3 (1328). С. 42–46.
22. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 25208. Ком`ютерна програма "Методика подбора чисел зубьев планетарных

механизмов". Автори Третьяк О. В., Доценко В. М. Дата реєстрації 04.08.08.

23. Пат. на корисну модель 75734 Україна, МПК[7] H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення котушок, розташованих на полюсах електричної машини / Грубой О. П., Коврига А. Є., Шикаленко О. А., Третяк О. В., Козловський А. М. – № u201206846; заявл. 05.06.12; опубл. 10.12.2012, Бюл. № 23. – 5 с.
24. Пат. на корисну модель 94663 Україна, МПК[6] H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення котушок, розташованих на полюсах електричної машини / Грубой О. П., Шикаленко О. А., Коврига А. Є., Третяк О. В., Овсянникова О. О. – № u201406019; заявл. 02.06.14; опубл. 25.11.2014, Бюл. № 22. – 5 с.
25. Третяк О. В., Шуть О. Ю., Сенецький О. В. Дослідження теплового стану гідро- та турбогенераторів. *Інформатика. Культура. Техніка*: тези доп. IV укр.-нім. конф. (30 червня – 02 липня 2016 р.). Одеса: Одес. нац. політехн. ун-т, 2016. С. 73.
26. Третяк О. В., Шуть А. Ю., Гакал П. Г, Сенецький О. В. Зворотні задачі теплообміну в генераторобудуванні. *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні 2016*: матеріали всеукр. наук.-техн. конф. Т. 1. (15–18 лист. 2016 р.) Харків: НАКУ «ХАІ», 2016. С. 72.
27. Третяк О. Оптимальне проектування генераторів шляхом координації конструкторських і технологічних служб на етапах ескізного проектування: тези доп. XXIII міжнар. конгресу двигунобудівників (02 – 04 вер. 2018 р.) Коблево: НАКУ «ХАІ», НТУ «ХПІ», ДП «ЗМБ КБ «ПРОГРЕС» ім. ак. ІВЧЕНКА», АО «МОТОРСІЧ», ПАТ «ФЕД», ЧНУ ім. П. МОГИЛИ, НУК ім. адм. МАКАРОВА, 2018. С. 29.
28. Третяк О. В., Шуть О. Ю., Гакал П. Г., Поліенко В. Р. Розрахунок і проектування гідрогенераторів капсульного типу сучасними методами математичного моделювання в тривимірній постановці. *Фізичні та комп'ютерні технології*: матеріали *XXII міжнар. наук.-практ.* конф.

(Харків, 7–9 грудня 2016 р.). Х.: МІН-ВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ, ХНЕУ ім. С. Кузнеця, ПАТ «ФЕД», ПрАТ ХМЗ «ПЛІНФА», ТОВ Тех. Центр «ВаріУс», ДП «УкрНТЦ «Енергосталь», Приазовський ДТУ, Одеський НПУ, Луцький НТУ, НТУ «ХПІ», ПАТ «Завод «Південкабель», ПАТ «Світло шахтаря», ТОВ «Імперія металів», ІНТМ ім. В. М. Бакуля, НАН України, Харківський НТУСГ ім. Петра Василенка, Університет, Делі (Індія), Політехнічний університет (м. Валенсія, Іспанія), Грузинський технічний університет (м. Тбілісі, Грузія), ДНВО «Центр» НАН Білорусі (м. Мінськ), Вища технічна школа механіки (Сербія), Технічний університет (м. Кишинів, Молдова), 2016. С. 460.

29. Tretiak O., Gakal P., Ovsiannykova O., Przybysz J. Stan cieplny wirnika turbogeneratora chłodzonego bezpośrednio wodorem. *LII Midzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych SME 2016*: Materiały konferencyjne konferencje. (20–22 June 2016) Poland, Kazimierz Dolny: Zakład Maszyn Elektrycznych Politechniki Warszawskiej, Instytut Elektrotechniki w Warszawie, Instytut Energetyki w Warszawie, Komitet Elektrotechniki Polskiej Akademii Nauk. Sekcja Maszyn Elektrycznych i Transformatorów, Wydział Elektryczny Politechniki Warszawskiej, Politechnika w Dreźnie, Stowarzyszenie Elektryków Polskich, Polskie Towarzystwo Elektrotechniki Teoretycznej i Stosowanej, 2016. S. 29

30. Tretiak O., Shut O. Designing of high power generators. *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні:* матеріали всеукр. наук.-техн. конф. 2017: Т. 1. Харків: НАКУ «ХАІ», 2017. С. 91.

ДОДАТОК Б
АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ
В.о. Генерального директора
ДП «Завод «Електроважмаш»
_____ А. П. Шевченко
«09» _____06_____ 2020 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Третяка О. В.
«Міцність вузлів турбогенераторів і гідрогенераторів великої потужності»
на ДП «Завод «Електроважмаш»

Даним актом підтверджується, що наукові результати дисертаційної роботи Третяка Олексія Володимировича впроваджені в повному обсязі при проектуванні, виробництві та збірці генераторів середньої та великої потужності, що виконувались в рамках програми розвитку гідроенергетики на період 2026 року, схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 13 липня 2016 р. №552-р та заводських замовлень, що виконувались на ДП «Завод «Електроважмаш», а саме гідрогенераторів-двигунів Дністровської ГАЕС СВО2-1255/255-40 потужністю 324 МВт в генераторному режимі та 416 МВт у режимі двигуна, при реконструкції агрегатів Київської ГАЕС СВО 733/130-36М потужністю 33,4 МВт у режимі генератора та 40 МВт у режимі двигуна, реконструкції гідрогенераторів Середньодніпровської ГЕС СВ 1500/100-112 потужністю 50 МВт, гідрогенераторів ДніпроГЕС-2 СВ1-1230/140-56 потужністю 119 МВт, гідрогенераторів Канівської ГЕС СГК3-538/160-70 потужністю 22 МВт, а також турбогенератора ТГВ-550-2МУ3 Екибастузької ГРЕС (Казахстан) потужністю 550 МВт з водневим охолодженням та турбогенератора ТГВ-220-2МУ3 для ТЕС Сіддірганч (Бангладеш) потужністю 220 МВт з воднево-водяним охолодженням.

Завідувач науково-дослідного і
проектно-конструкторського відділення
турбогенераторів та гідрогенераторів **І.В. Кобзар**

ЗАТВЕРДЖУЮ
Помічник ректора із забезпечення якості освіти
Національного аерокосмічного університету
ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний
інститут»
_____ Ю. А. Воробйов
«08» ____08____ 2020 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Третяка О. В.
«Міцність вузлів турбогенераторів і гідрогенераторів великої потужності»
в учбовий процес.

Результати, що отримані при виконані дисертаційної роботи «Міцність вузлів турбогенераторів і гідрогенераторів великої потужності», були впроваджені в учбовий процес в частині дипломного та курсового проектування, а також в курсах лекцій за дисциплінами «Комп'ютерні технології моделювання задач теплофізики» та «Математична фізика», які викладаються на кафедрі аерокосмічної теплотехніки (205) при підготовці фахівців за спеціальністю 144 «Теплоенергетика».

Завідувач кафедри аерокосмічної теплотехніки (205)
д.т.н., доцент П.Г. Гакал