

Національна академія наук України
Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного

ТРЕТЯК Олексій Володимирович



УДК 539.3:534.1

**МІЦНІСТЬ ВУЗЛІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ І ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ
ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ**

05.02.09 – динаміка та міцність машин

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2020

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на Державному Підприємстві «Завод «Електроважмаш», м. Харків та в Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків.

Науковий консультант – доктор технічних наук, професор
Аврамов Костянтин Віталійович,
Інститут проблем машинобудування
ім. А. М. Підгорного НАН України,
завідувач відділу надійності та динамічної міцності

Офіційні опоненти доктор технічних наук
Кенсицький Олег Георгійович,
Інститут електродинаміки НАН України,
провідний науковий співробітник відділу
теоретичної електротехніки

доктор технічних наук, професор
Львов Геннадій Іванович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
професор кафедри динаміки та міцності машин

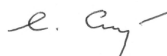
доктор технічних наук, професор
Шукаєв Сергій Миколайович,
Національний технічний університет України
«КПІ ім. Ігоря Сікорського»,
професор кафедри динаміки і міцності машин та
опору матеріалів Механіко-машинобудівного
інституту.

Захист відбудеться “22” жовтня 2020 р. о 14 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.180.01 в Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків-46, вул. Пожарського, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків-46, вул. Пожарського, 2/10.

Автореферат розісланий “ 5 ” вересня 2020 року.

Учений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 64.180.01
доктор технічних наук, професор



О. О. Стрельнікова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

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 неможливі без удосконалення методів розрахунку міцності їх елементів конструкцій 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 масо-габаритних показників, що призводить до підвищення рівня напружень в елементах та їх перерозподілу, а це також вимагає більш удосконалених методів розрахунку міцності.

Складність аналізу НДС елементів конструкцій та вузлів гідро- та турбогенераторів обумовлена, перш за все, необхідністю розв'язання цілого комплексу задач – газодинаміки, температурної та термопружної – для аналізу їх міцності під впливом температурних та силових навантажень. Елементи конструкцій генератора працюють в умовах складного навантаження, викликаного спільним впливом 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 вентилявання. 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 вентилявання та багатьох інших факторів.

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

Довгий час основні розрахунки міцності елементів конструкцій генераторів проводилися аналітично за інженерними методиками, що ґрунтуються на методах опору матеріалів. В останні десятиліття спостерігається стрімкий розвиток математичних моделей та числових методів для аналізу НДС елементів конструкцій генераторів. Зараз найчастіше для дослідження їх міцності застосовуються числові методи, що ґрунтуються 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, газодинамічних та механічних розрахунків для генераторів у

тривимірній постановці для уточненої оцінки міцності елементів конструкцій гідро- та турбогенераторів великої потужності під впливом 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 III-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 гідроенергетики 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 гідроенергетичних 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 гідроенергетичних двигунів Середньодніпровської ГЕС ГСВ 1230/140-48 потужністю 117 МВт; двох гідроенергетичних двигунів Дніпро ГЕС-2 СВ1 1230/140-56М потужністю 119 МВт; двох гідроенергетичних двигунів Канівської ГЕС СГКЗ 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-550-2МУЗ Екібастузької ГРЕС (Казахстан) потужністю 560 МВт з водневим охолодженням; турбогенератора ТГВ-210-2МТЗ потужністю 220 МВт з воднево-водяним охолодженням для ТЕС Сіддіранч (Бангладеш).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є розробка ефективних методів для оцінки НДС елементів конструкцій турбо- та гідроенергетичних 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, особливостями 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 юрбі 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 такому:

- 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 чисельне 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 двоядних 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 СГКЗ 538/160-70 потужністю 22 МВт, а також турбогенератора ТГВ-550-2МУЗ Екібастузької ГРЕС (Казахстан) потужністю 560 МВт з водневим охолодженням та турбогенератора ТГВ-210-2МТЗ 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.

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.), LI 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.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 7 розділів, списку використаних джерел (346 найменувань на 37 сторінках), висновків і двох додатків (на 7 сторінках). Загальний обсяг дисертації становить 396 сторінок, включаючи 41 таблицю та 204 рисунка (з них 40 сторінок – рисунки що займають повну сторінку).

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність дисертаційної роботи, сформульовані мета і задачі досліджень, викладені основні одержані результати, з'ясовані їх наукова новизна та практична цінність, наведені відомості про публікації та апробацію роботи.

Перший розділ містить огляд літературних джерел, аналіз сучасного стану та тенденцій розвитку у проектуванні, розрахунку та експлуатації електрогенераторів високої потужності. Особлива увага приділяється класичним та сучасним дослідженням із розрахунку міцності елементів конструкцій генераторів, а також аналізу аварійних ситуацій, що виникають під час експлуатації генераторів.

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

До найбільш відомих учених того часу варто віднести Абрамова О. І., Відемана Е., Детинка Ф. М., Домбровського В. В., Загородню Г. А., Єремєєва О. С., Іванова М. П., Іванова-Смоленського О. В., Іпатова П. М., Каплана М. Я., Келленберга В., Олексіїва О. О., Пинського Г. Б., Фастовського В. М. та ін.

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

Поштовхом для якісного перегляду конструкцій стали нововведення у розрахункових методах для досліджень течій середовищ, які було запропоновано Кутаталадзе С. С., Яковлєвим О. І., Щасливим Г. Г., Кузьміним В. В., Кенсицьким О. Г. З'явилися нові алгоритми розрахунку НДС генераторів, що враховують динамічні характеристики. Це роботи Детинка Ф. М., Дідка А. І., Федоренка Г. М., Шукаєва С. М., Львова Г. І. та ін. Також запропоновано вдосконалені технології виготовлення генераторів, які було висвітлено в роботах Стоуна Г. і Хаймовича Л. Л.

Третім етапом розвитку генераторобудування стала повузлова модернізація, яка базувалася на удосконаленні конкретного вузла із збереженням загального компонування машини. У ХХІ столітті було переглянуто системи охолодження машин. Спостерігається перехід від водневого і воднево-водяного до повітряного охолодження машин. Вперше було досліджено НДС генераторів у тривимірній постановці. Деяким недоліком цих розрахунків було використання вимог та обмежень, розроблених для аналітичних методів.

Очевидно, що для наступного етапу з подальшого удосконалення конструкції генераторів необхідно розробити загальну методологію розрахунку НДС і параметрів течії в тривимірній постановці на основі МСЕ.

На основі аналізу літературних джерел обґрунтовано актуальність теми дисертації та необхідність проведення досліджень, які здійснені у подальших розділах роботи.

У **другому розділі** наведено нову методологію розрахунку НДС вузлів і деталей електрогенераторів великої потужності в тривимірній постановці. Вона базується на розв'язанні МСЕ у рамках єдиної методології для задач термопружності, теплопровідності і газодинаміки. Припускається, що задачі є незв'язаними. Розв'язання задач проводиться послідовно з ітераційним уточненням результатів отриманих на попередньому кроці шляхом повторного розрахунку.

Значні зовнішні геометричні розміри генераторів великої потужності, наявність різномасштабних конструктивних елементів значно ускладнюють та роблять неможливим міцнісний аналіз конструкції генератора в цілому. Елементи конструкцій генератора працюють в умовах складного навантаження, викликаного спільним впливом 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 вентильовання. Це призводить до необхідності розгляду цілого комплексу задач для визначення термонапруженого стану елементів конструкцій.



В основу запропонованої методології для аналізу НДС в тривимірній постановці генераторів великої потужності покладено поетапний розгляд задач з ітераційним уточненням:

- визначення параметрів теплообміну вузлів генератора за допомогою розв’язання тривимірної задачі вентилявання генератора в цілому;
- визначення температурних полів в вузлах генератора;
- визначення НДС вузлів генератора за відомих силових і температурних навантажень.

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.

Задачі теплопровідності і термoprужності також вирішуються в тривимірних постановках. Це дає можливість врахувати просторовий характер розподілу напружень і деформацій у конструкції, а також визначити їх міцність.

Крім загального методології також розроблена спрощена методика, що ґрунтується на об’єднанні аналітичних інженерних методів з тривимірним моделюванням. В цьому випадку задача газодинаміки розв’язується класичним методом, а потім знайдені величини використовуються в тривимірних задачах термoprужності. Застосування спрощеної методики пояснюється технічною складністю проведення числового моделювання газодинамічної задачі для всього генератора в цілому.

У розділі сформульовані ці задачі у тривимірній постановці та запропоновано методологію їх розв’язання. Усі задачі було реалізовано у прикладному програмному пакеті SolidWorks, що дозволило передавати результати розрахунку однієї задачі до іншої без втрати точності.

На першому етапі проводиться розрахунок роботи всієї системи вентиляції генератора з урахуванням його реальної геометрії і за попередньо заданим згідно з нормативними документами температурам вузлів генератора, що не дозволяє визначити просторовий характер розподілу коефіцієнтів тепловіддачі (граничні умови III роду). 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.

У програмному пакеті SolidWorks моделюються течії рідин та газів, що дозволяє розраховувати теплопередачу від вузлів. Flow Simulation моделює рух потоку на основі розв’язання осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав’є-Стокса. Для замикання системи рівнянь застосовується стандартна $k-\epsilon$ модель турбулентності. При цьому застосовується скінченний елемент у вигляді паралелепіпеда. Потім проводиться уточнююче розв’язання вентиляційної задачі із врахуванням знайдених температури на поверхні вузлів, а далі знову розв’язується задача теплопровідності. Цей ітераційний процес проводиться, поки відмінності результатів на сусідніх ітераціях не стануть близькими до вимірювальної похибки тепловізорів. Знайдені температурні поля використовуються під час розв’язання термoprужної задачі.

Пружна поведінка елементів конструкцій генератора описується в рамках тривимірної теорії пружності. Задача розв'язується в геометрично і фізично лінійній постановці. Деформації конструкцій передбачаються малими і описуються за допомогою залежностей Коші.

Визначальні рівняння отримані з варіаційного принципу Лагранжа з використанням МСЕ для задач теплопровідності та термопружності. В них використовується скінченний елемент у вигляді тетраедра (рис. 3) з лінійною і квадратичною апроксимацією шуканих величин. Під час використання лінійної апроксимації використовується тетраедр із чотирма вузлами, а квадратичної – із 10.

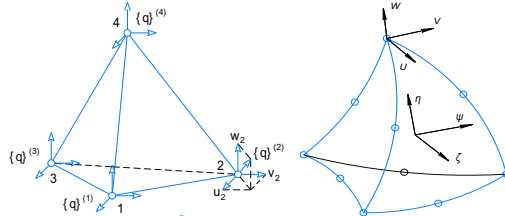


Рис. 3. Скінченний елемент у вигляді тетраедра

Для кожного скінченного елемента вводиться місцева прямокутна система координат $O\zeta\eta\psi$. Закон зміни переміщень u , v і w по області елемента приймається у вигляді лінійних функцій координат, тобто

$$\begin{aligned} u &= a_0 + a_1\zeta + a_2\psi + a_3\eta, \\ v &= b_0 + b_1\zeta + b_2\psi + b_3\eta, \\ w &= c_0 + c_1\zeta + c_2\psi + c_3\eta, \end{aligned}$$

де a_i , b_i , c_i – шукані коефіцієнти, які можуть бути визначені через вузлові переміщення.

В результаті система розв'язуючих рівнянь задачі пружності для одного елемента має вигляд

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

де $\{A\}$ – матриця жорсткості розмірністю 12×12 , $\{F\}$ – вектор-стовпець, що залежить від зовнішніх навантажень.

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 газодинамічної задачі. Тому для задачі теплопровідності для елементів генераторів застосовуються граничні умови першого і третього роду. Розв'язання задачі теплопровідності виконується для сталого режиму.

Загальне рівняння теплового балансу має вигляд

$$\begin{aligned} \delta[X(T)] &= \delta \left[\frac{1}{2} \iiint_V \left\{ k \left(\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right) - 2QT + 2\rho c T \frac{\partial T}{\partial t} \right\} dV + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} \iint_S \alpha [T - T_{\infty}] dS \right] = 0, \end{aligned}$$

де $T=T(x, y, z, t)$ – температура, ρ – густина, c – теплоємність матеріалу, $Q(x, y, z, t)$ – питома потужність внутрішнього джерела тепла, t – час

Під час роботи генератора температура деталей і вузлів підвищується через вплив вихрових струмів і тертя. Для деяких елементів існує гранична температура, перевищення якої неприпустимо через можливий вихід з ладу всього електрогенератора. Тому для забезпечення належного сталого температурного режиму роботи генератора використовується система примусового вентилявання генератора повітрям або воднем. Складна форма тіл, що обтікаються потоком, швидкісні режими потоку газу, наявність обертових вузлів вимагають розгляду потоку як неламінарного середовища. При цьому відносно невеликі значення тиску в робочій камері (для водню і повітря не перевищують 3 атм) і швидкості вентилявання дозволяють розглядати охолоджувач як нестисливий газ.

Для моделювання течії охолоджувача використовується модуль Flow Simulation пакету SolidWorks, який дозволяє провести моделювання течії рідин та газів та розраховувати теплопередачу від вузла за допомогою технології обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD).

Третій розділ присвячено моделюванню роботи системи охолодження генератора, визначенню граничних умов для задач теплопровідності в елементах конструкцій генератора.

Для визначення міцності деталей та вузлів генераторів великої потужності необхідно враховувати не тільки вплив механічних сил, а й температурні навантаження на конструкції. В процесі роботи генератора в результаті електричних і механічних втрат в системі відбувається нагрівання його деталей та вузлів. Інтенсивність цього нагрівання залежить від режиму роботи генератора. При цьому граничні умови для задачі визначення полів температур у елементах конструкцій генератора не можуть бути визначені без розгляду роботи системи охолодження.

В роботі розглядаються гідрогенератори капсульного типу, що знайшли широке застосування для низьконапірних руслових, а також приливних ГЕС. Одним з представників сім'ї капсульних гідрогенераторів є агрегати, спроектовані і побудовані на ДП «Завод «Електроважмаш». Вони характеризуються відносно невеликими частотами обертання і штучно зменшеними радіальними розмірами, що досягається використанням більш ефективних примусових систем охолодження. Досліджено роботу цієї системи на номінальних та аварійних режимах роботи. Розглянуто можливість аварійного виходу з ладу всіх (або частини) електричних вентиляторів охолодження. Проведено дослідження температур в «активних частинах» гідрогенератора протягом часу, достатнього для зупинки всієї системи (зазвичай 30–60 хвилин). Визначення температур статора і ротора проводиться для сталого режиму.

Для аналізу роботи системи охолодження генератора розроблено метод, що ґрунтується на тривимірному моделюванні всієї охолоджувальної системи в цілому з урахуванням засмічень каналів, які виникають під час експлуатації, що дало можливість 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.

Для розв'язання теплової задачі використовуються граничні умови III роду.

Згідно із законом Ньютона-Рихмана

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

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К).

В результаті, із закону збереження енергії записується гранична умова для твердого тіла, що охолоджується потоком газу або рідини,

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

де λ – коефіцієнт теплопровідності.

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

Проведено розрахунок і аналіз роботи системи вентилявання гідрогенератора Канівської ГЕС. На рис. 4 подано систему вентиляції та охолодження ротора і статора генератора Канівської ГЕС СГКЗ 538/160 -70. Примусовою аксіальною системою вентилявання є повітряний контур закритого типу. Весь генератор укладений в герметичний корпус капсули. Відведення тепла виконується двома повітряно-водяними теплообмінниками. Циркуляцію повітря замкнутим контуром за номінального режиму роботи з номінальними параметрами забезпечують два вентилятори з електроприводом.

Досліджено роботу системи охолодження гідрогенератора для трьох режимів: номінальний режим гідрогенератора з двома електричними вентиляторами при відкритих повітряних заслінках двох вентиляторів (режим 1), аварійний режим з одним працюючим вентилятором з відкритою повітряною заслінкою цього вентилятора та закритою заслінкою на іншому (режим 2), аварійний режим за відключення відразу двох електричних вентиляторів, коли гідрогенератор працює в режимі самовентиляції (режим 3). Система вентилявання повинна не допустити перевищення допустимих значень температур для статора та генератора для режиму 2 протягом 60 хвилин, а режиму 3 – протягом 30 хвилин. В результаті проведених числових досліджень встановлено, що, якщо на номінальному режимі температура активних вузлів генератора не перевищує допустимих значень, то для аварійних – температури в статорі та роторі перевищили їх. З урахуванням цього в систему був введений додатковий відцентровий нагнітач, розташований на роторі гідрогенератора, що забезпечує необхідні параметри роботи до безпечної зупинки системи (60 хвилин при одному працюючому електричному вентиляторі і 30 хвилин при двох відключених вентиляторах).

Як вихідні дані прийняті температура в охолоджувачі 30 °С, натиск кожного вентилятора 5,5 КПа, витрата 16 м³/с. На основі попереднього аналізу середніх швидкостей течії газу в генераторі значення турбулентності вибирається таким, що дорівнює 2%. На першому етапі температура всіх вузлів генератора припускається такою, що дорівнює 30 °С. Після визначення швидкостей обтікання вузлів та

об'ємних витрат газу аналітично обчислюються коефіцієнти теплопередачі між активним залізом і охолоджувачем з урахуванням відомих геометричних розмірів перерізів каналів течії.

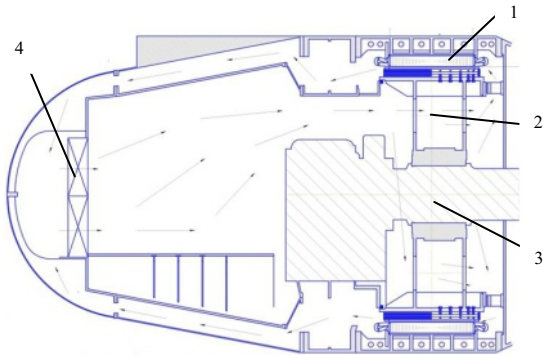


Рис. 4. Схема вентиляції гідрогенератора

СГКЗ 538/160-70

1 – статор; 2 – ротор; 3 – вал; 4 – вентилятор

двох перерізів. Встановлено, що максимальні швидкості течії виникають у вентиляційному каналі статора, де відбувається різке звуження площі поперечного перерізу каналів течії газу, і швидкість течії досягає 40 м/с. Під час розрахунку використана модель турбулентності $k-\varepsilon$.

Для перевірки достовірності отриманих результатів проведено їх зіставлення з даними розрахунку методом розгорнутих теплових (еквівалентних) схем.

Далі аналітично проводиться уточнення температур на поверхні розділу повітря-активне залізо (повітря-мідь) і величини теплових втрат, які також залежать від температури. Знайдені значення температур використовуються для уточнення отриманих раніше швидкостей обтікання тіл і коефіцієнтів теплообміну. Ця процедура ітераційно повторюється доти, доки зміни розглянутих значень на послідовних ітераціях не стануть менші 5%.

На рис. 5 подано поле швидкостей охолоджувача для

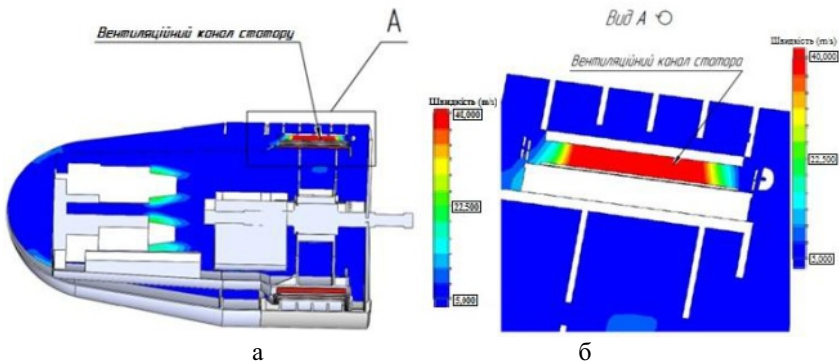


Рис. 5. Поля швидкостей гідрогенератора СГКЗ 538/160-70:

а – косий переріз вентиляційного каналу статора;

б – косий переріз вентиляційного каналу

У табл. 1 наведено значення швидкостей течії в різних перерізах. Результати розрахунку методом, що пропонується, якісно і кількісно узгоджуються з даними, отриманими методом заміщення. Існуючі відмінності між ними пояснюються тим, що метод схем заміщення дає можливість отримати тільки середні значення швидкостей, температур і тисків на ділянках, тоді як тривимірне моделювання дозволяє визначити й максимальні значення.

Таблиця 1

Параметри швидкостей

Переріз	Швидкість течії, м/с	
	аналітичний розрахунок	3D аналіз
Вікна щита підшипника	3,35	4
Вхід до вікон ротора	7,24	11,09
Розширення на виході з ротора	1,15	2,17
Звуження між ободом і фланцем капсули	4,74	2,844
Вхід до полюса і повітряного зазору	31,5	36,863
Вентиляційні отвори заліза статора	38,2	40
Відвідний канал	8,17	8,5

Відомі значення швидкості течії охолоджувача в кожній точці дозволяють визначити місцеві значення коефіцієнтів тепловіддачі. Це дає можливість точно оцінити температурні поля у вузлах і охолоджувачі, а також електричні втрати, що виникають в роторі та статорі та залежать від температури.

Використовуючи розроблений і апробований на капсульному гідрогенераторі метод для розрахунку вентиляційної системи в цілому, було проведено аналогічне дослідження теплового стану гідрогенератора СВКр 1347/150-96 Кременчуцької ГЕС, який належить до зонтичного типу і має потужність 60 МВт. Охолоджуючим середовищем гідрогенератора служить повітря за нормального атмосферного тиску і температури $T_{нов}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Проведено визначення необхідних потужностей нагнітального елемента системи вентиляції гідрогенератора, яка дозволить не допустити перевищення критичних температур.

Критерієм збіжності розрахунку є мінімальні втрати на вентиляцію при забезпеченні необхідних для охолодження машини втрат охолоджуючого середовища і ступінь рівномірності температурних полів "активних частин" генератора.

Для забезпечення роботи системи вентиляції на ободі ротора спроектовані направляючі канали (лопатки), що дозволяють забезпечити необхідну витрату в $45\text{ м}^3/\text{с}$ за номінальної потужності гідрогенератора і не допустити перегрівання ротора та статора. На рис. 6 а зображено ескіз розробленої лопатки. На рис. 6 б показані залежності напірних характеристик системи і вентилятора від об'ємних втрат повітря.

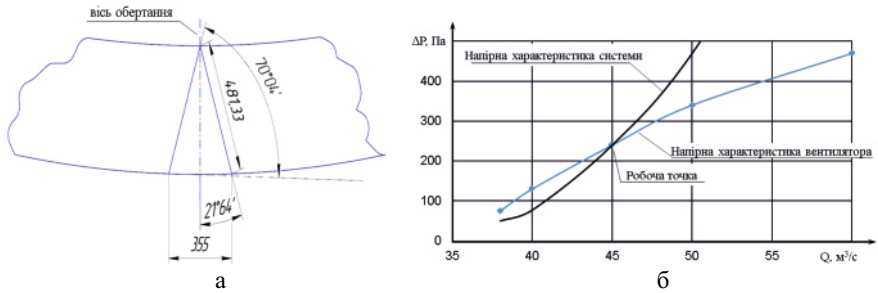


Рис. 6. Ескіз профіля лопатки (а) та напірні характеристики системи і вентилятора (б)

Робочі характеристики вентилятора в залежності від об'єму повітря, що прокачується, наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Робочі характеристики вентилятора

Робочі характеристики	Витрата повітря, що прокачується, $Q, \text{ м}^3/\text{с}$				
	38	40	45	50	60
P	75	130	200	360	470
$\eta, \%$	0,5	0,54	0,65	0,7	0,75
$N, \text{ кВт}$	63,2	65,6	73,6	81,6	96,8

Для моделювання течії охолоджуючого повітря в гідрогенераторах СВКр 1347/150-96 в програмному комплексі SolidWorks була побудована їх тривимірна модель (рис. 7) з урахуванням геометричних особливостей стрижнів обмотки статора і конструкції вентиляційних каналів статора та ротора.

Вихідними даними для розрахунку є геометричні параметри конструкції; номінальна частота обертання – $n=62,5 \text{ об/хв}$; температура – $T_{\text{газ}}=40^\circ\text{C}$; початковий тиск в системі – $P_{\text{атм}}=101325 \text{ Па}$; гідравлічний опір повітроохолоджувачів – 250 Па . На рис. 8 показано переріз, для якого далі наводяться результати розрахунку діючих тисків.

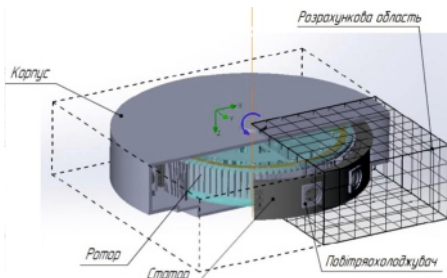


Рис. 7. Розрахункова конструкція гідрогенератора у тривимірній постановці

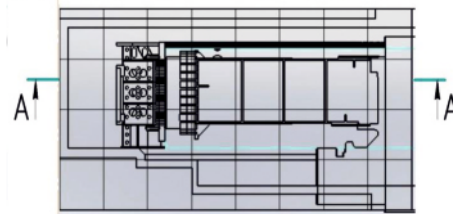


Рис. 8. Розрахунковий переріз по розрізу А-А

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. 9 (а і б).

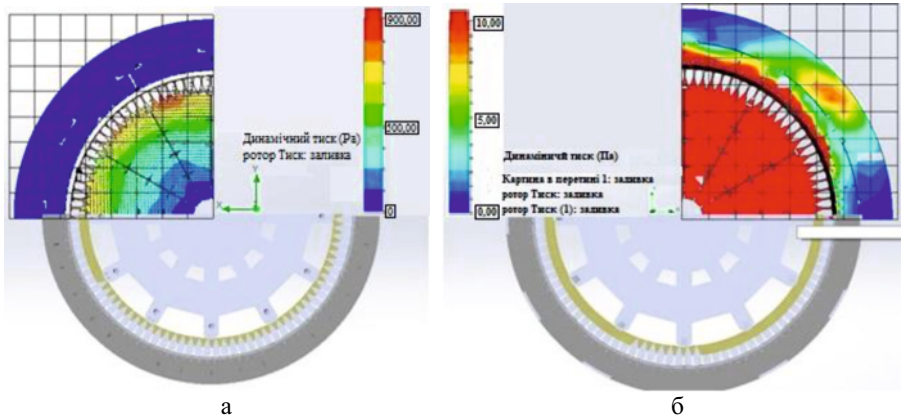


Рис. 9. Розподіл динамічного тиску по каналах ротора (а) та статора (б)

Достовірність результатів розрахунків, отриманих за допомогою методології, що пропонується, підтверджена порівнянням з аналітичними даними. Зіставлення результатів розрахунків, виконаних аналітичним шляхом і за допомогою SolidWorks Flow Simulation, подано в табл. 3.

Таблиця 3

Зіставлення результатів розрахунків

Розрахунок	$P, \text{Па}$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$N, \text{кВт}$
Аналітичний	200	45	73
3D (SolidWorks Flow Simulation)	200	45	75

Проведені розрахунки показали, що витрата повітря під час використання розроблених каналів (лопаток) на ободі ротора становить $45 \text{ м}^3/\text{с}$ за статичного тиску 200 Па. Додаткові втрати, викликані тертям повітря об елементи ротора, складають 75 кВт.

Температура статора і ротора не перевищила межі допустимих значень для класу ізоляції F згідно з електромагнітним розрахунком за температури повітря $T_{\text{пов}} = 40^\circ \text{C}$.

Верифікація загальної моделі вентиляції проводилась шляхом порівняння потужностей, споживаних напірними елементами на валу гідрогенератора, отриманих методом скінченних об'ємів, 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 тепловий та вентиляційний розрахунок гідрогенератора потужністю 60 МВт зонтичного типу. Система вентиляції забезпечує нормальну роботу електричної машини для тривалого режиму роботи.

В рамках єдиної методології проектування генераторів, що пропонується та ґрунтується на тривимірному моделюванні, була сформульована задача з визначення початкових та 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.

У турбогенераторах з воднево-водяним і повітряним охолодженням застосовуються два напірних елемента (рис. 10) – 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 8 відсіків, в 7 з яких газ направляється осьовим вентилятором, а у 8-му, розташованому з боку приводу, охолоджуючий газ нагнітається компресором.

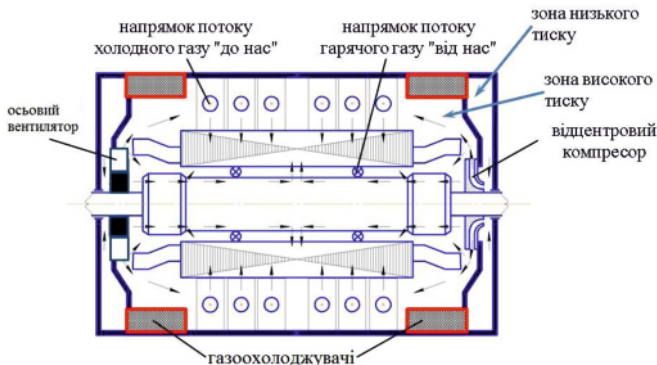


Рис. 10. Схема вентиляції турбогенератора потужністю 220 МВт

Охолодження обмотки ротора – газове, необхідна витрата забезпечується компресором. Весь газ потрапляє в зазор між статором та ротором і виходить із зазору в газоохолоджувачі з боку контактних кілець.

На рис. 11 подано тривимірну модель, початкові та граничні умови, які використовуються в розрахунку. На рис. 12 наведені результати тривимірного розрахунку теплового стану газоохолоджувача.

Для вимірювання температури використовувалися прилади контролю з робочим діапазоном $0 \div 100^\circ\text{C}$ з ціною поділки $0,1^\circ\text{C}$.

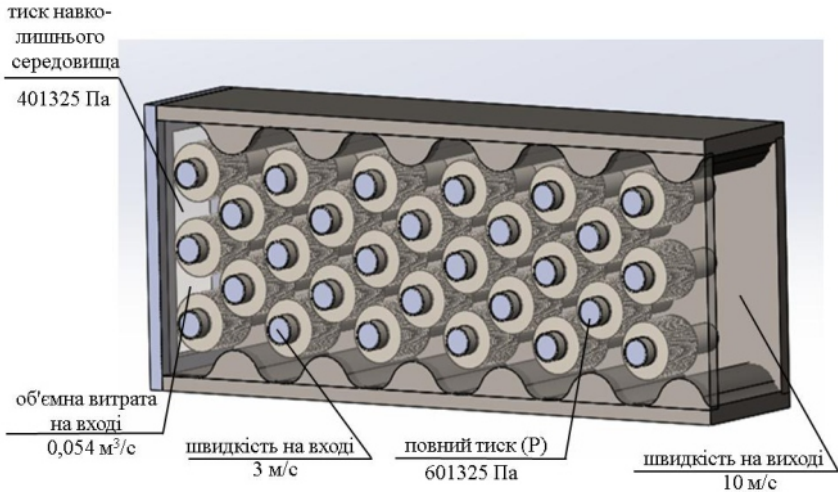


Рис. 11. Тривимірний модель теплообмінника

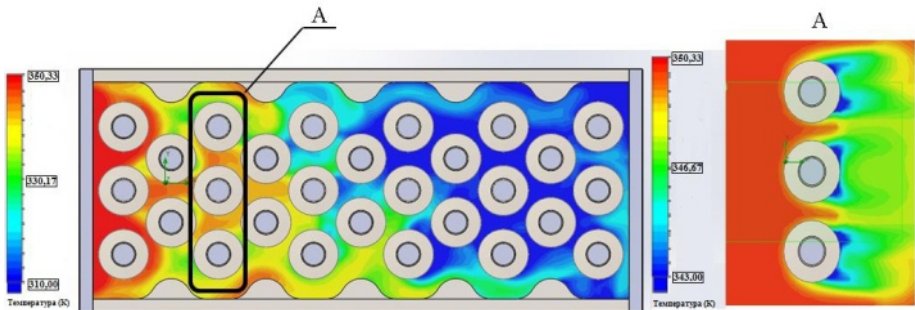


Рис. 12. Поле температур в теплообміннику

В ході проведеного аналізу визначено, що похибка запропонованого методу знаходиться на рівні похибок вимірювальних приладів.

Абсолютна похибка пристрою перевіряється методом порівняння його показань з показаннями контрольних мостів постійного струму, що підключаються до термоутворювачів опору замість штатного пристрою. Відхилення вимірюваних значень різниці температур повітря не повинно бути більше 1°C .

Розрахунок теплового стану апарату щіткотримача виконувався в тривимірній постановці. Розв'язання задачі визначення теплового стану апарату ЩКА виконувалося в кілька етапів: визначення тепловиділень; визначення напірних характеристик нагнітача; розробка тривимірної моделі; розрахунок теплового стану.

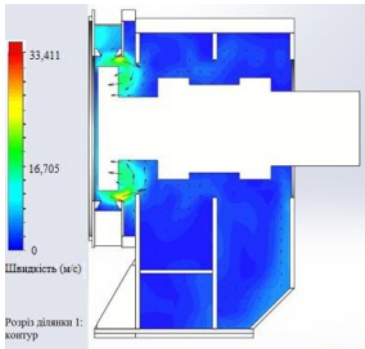


Рис. 13. Поле швидкостей охолоджуючого повітря на сталому режимі роботи

На рис. 13 подано результати тривимірного розрахунку теплового стану апарату шіткотримачів на сталому режимі роботи.

Значення температур, що отримані в результаті моделювання теплового стану апарату шіткотримачів задовольняють вимогам, що висуваються до новопроектованих електричних машин, та заходяться в рамках допустимих значень для класу ізоляції F (180 °C).

Четвертий розділ присвячено дослідженню НДС основних корпусних елементів (короба і хрестовини) генераторів середньої і великої потужності під впливом експлуатаційних силових і температурних навантажень. Проблема вирішувалась в тривимірній постановці МСЕ на основі раніше викладеного методології, що ґрунтується на послідовному розгляді задач газодинаміки та аналізу НДС конструкції. Наведено постановку та проведено дослідження НДС коробів генераторів різної потужності.

Стінки короба працюють в умовах складного напруженого стану, викликаного спільним впливом силового та температурного навантажень. У реальному генераторі внутрішній надлишковий тиск нерівномірно розподілено по коробу, що особливо помітно в місці установки компресора. В існуючих аналітичних розрахунках це не враховується і припускається, що короб знаходиться під рівномірним внутрішнім тиском. Це дозволяє оцінити тільки осереднені значення напружень для конструкцій, особливо для тих, що мають ускладнену просторову форму або ребра жорсткості.

У запропонованій методології на першому етапі дослідження міцності короба проводиться тривимірне моделювання конструкції та аналіз роботи системи вентиляції генератора з водневим охолодженням і визначаються надлишковий тиск та температури, що діють на короб. На наступному етапі, використовуючи ці значення, проводиться розрахунок НДС короба.

Вихідними умовами для виконання розрахунку течії водню всередині корпусу методом обчислювальної газодинаміки розрахунку турбулентних течій на основі двохшарової $k-\varepsilon$ моделі (CFD) є нормальні параметри водню за температури 20 °C і атмосферного тиску 1 атм, температура стінок – 20 °C, регульований тиск водню – 2 атм (надлишковий). Тиск водню всередині корпусу створюється відцентровими компресорами, а падіння тиску в системі враховується згідно з умовною схемою роботи вентиляції генератора.

Для попереднього оціночного розрахунку НДС використовувалися скінченні елементи у вигляді тетраедра з 4 вузлами, для остаточного – з 10 вузлами. При цьому розмір мінімального елемента завжди обирався не більше 1/3 товщини

стілки з метою більш точного обліку розподілу напружень по товщині короба і обліку напружень по довжині зварних швів. Проведено числове дослідження збіжності отриманих результатів при зменшенні розмірів сітки.

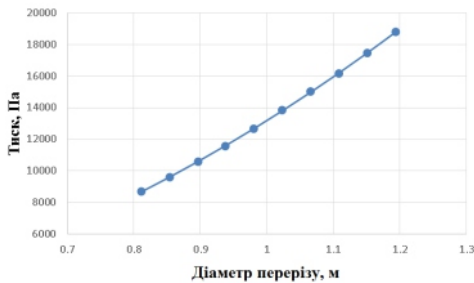


Рис. 14. Зміна тиску в області установки компресора

В результаті розрахунку встановлено, що внутрішній тиск діє нерівномірно по поверхні короба. На рис. 14 показано залежність тиску від діаметра перерізу вздовж висоти стінки.

При змінюванні діаметра від 0,811 до 1,235 м тиск змінюється від 8,675 до 18,759 кПа.

Раніше під час проведення аналітичного розрахунку ця залежність не враховувалася.

Проведено дослідження статичної міцності короба. На рис. 15 показано поле напружень (згідно з четвертою теорією міцності) та переміщень на внутрішній поверхні короба.

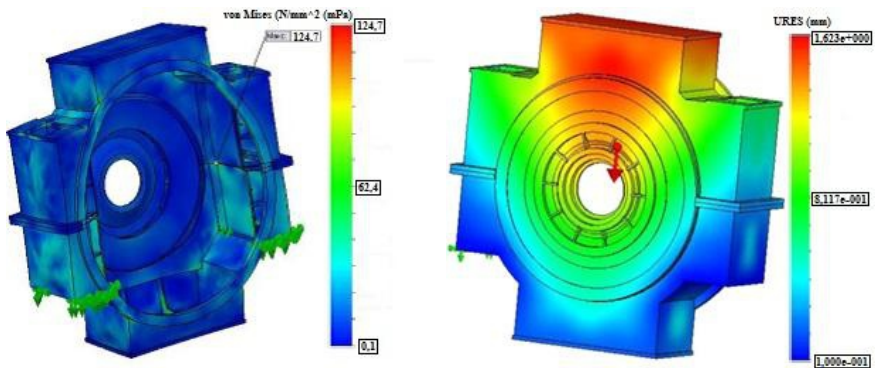


Рис. 15. Поле напружень та переміщень в коробі

Максимальні напруження в коробі від діючого надлишкового тиску величиною в 5 атм склали близько 130 МПа. З використанням класичного аналітичного методу максимальні напруження у коробі в 1,5 рази менші, ніж отримані запропонованим методом. Це пояснюється тим, що в аналітичному методі використовується спрощений спосіб розрахунку підкріпленої верхньої частини короба, коли вплив ребер жорсткості фактично «розмазується» по комірці пластини, неврахуванням нерівномірності розподілу внутрішнього тиску,

нехтуванням в розрахунку температурними напруженнями та впливом сили тяжіння. В області контакту ребер з пластиною спостерігається концентрація напружень, яка не може бути врахована в аналітичному розрахунку.

Для оцінки достовірності запропонованої методики було проведено порівняння результатів розрахунку з даними експериментальних досліджень, проведених на стенді заводу ДП «Завод «Електроважмаш». В експерименті досліджувалися переміщення короба з боку контактних кілець і з боку турбіни для сталих режимів за надмірного тиску, що дорівнює 2 атм. Для вимірювання використовувалися мікрометри, які було встановлено на щитах і на кришці регулятора тиску. В результаті експерименту встановлено, що за робочого тиску в 2 атм абсолютне переміщення стінки короба в точці, де проводилися вимірювання, складає 1,501 мм. Показано, що запропонована методика дозволяє виконувати розрахунки з високим ступенем точності, яку неможливо отримати, використовуючи тільки аналітичний метод. Встановлено, що використання як початкових умов даних про тиск, отриманих шляхом поєднання аналітичного розрахунку і методом обчислювальної газодинаміки розрахунку турбулентних течій на основі k - ϵ моделі (CFD), дозволяє виконувати розрахунки з точністю не менше 0,06%.

Хрестовини вертикальних гідрогенераторів як опорні конструкції 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 під'ятник від ваги ротора агрегату і осьового тиску води; радіальні навантаження на направляючі підшипники, що виникають внаслідок динамічної нерівноваженості 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 – під'ятника, підшипників, статорів збудника, підзбудника, допоміжного та регуляторного генераторів, маслоприймача, поворотнлопатевих турбін та ін.

В роботі розглядається хрестовина гідрогенератора-двигуна потужністю 325 МВт. Гідрогенератор належить до зонтичного типу з двоопорною компоновальною схемою. Такий генератор має тільки верхню хрестовину з напрямним підшипником, а під'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.

Досліджується НДС хрестовини, що знаходиться під впливом сили тяжіння, температурного нагріву і радіальних навантажень від вала, що виникають в момент короткого замикання. Для аналізу використовуються методи розрахунку, викладені в розділі 2, з деякими доповненнями, зумовленими специфікою вирішуваних завдань. При цьому вперше під час 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.

На рис. 16 подана схема передачі зусиль від елементів гідроагрегату через хрестовину до фундаментних плит, яка застосовується в розрахунку. Тут P_p позначені радіальні зусилля від валу, $P_{\text{опору}}$ – навантаження на опору (статор), P_ϕ – 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 для подвійного короткого замикання полюсів. В цьому випадку радіальне навантаження на лапу $P_p = 1,042 \cdot 10^6$ Н. З метою уникнення обвалення домкратів під час короткого замикання, початкове розпірне зусилля в ньому має бути трохи більше радіального зусилля.

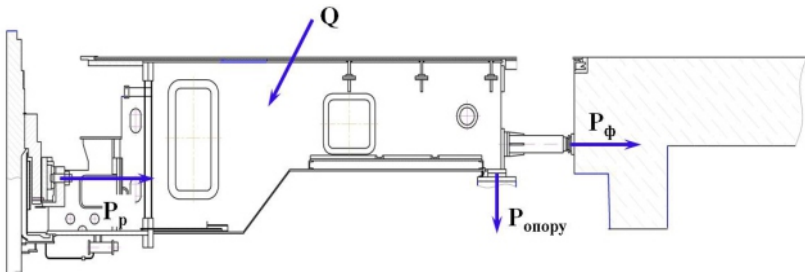


Рис. 16. Розрахункова схема хрестовини

Для дослідження впливу нагрівання 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 за її об'ємом. Потужність цих джерел визначається на основі експериментальних даних про температуру нагрівання хрестовини, отриманих за допомогою тепловізора.

Для знаходження потужності джерел тепла застосовуються два методи. В обох випадках передбачається, що початкова і кінцева температури хрестовини – відомі. Початкова температура приймається рівною температурі навколишнього середовища. Кінцева температура визначається на працюючому генераторі після виходу на стаціонарний режим.

Перший метод ґрунтується на припущенні про те, що температура уздовж лапи хрестовини є сталою величиною. Це припущення підтверджується експериментальними даними, які свідчать про слабкі зміни температур уздовж лапи (зміна не перевищує 10%). Тоді загальна кількість теплоти, що отримується (віддається) тілом в процесі охолодження (нагрівання), може бути визначена за формулою

$$Q = c_p \rho V (t_0 - t),$$

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.

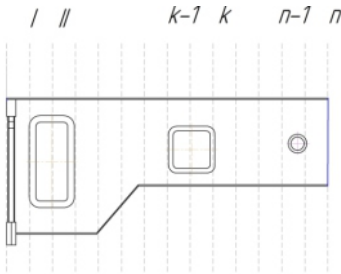


Рис. 17. Розбивка хрестовини на ділянки

тепловізора (18 б), за допомогою яких встановлюється величина нагріву на ділянці.

Відома кількість теплоти, яка необхідна для нагрівання хрестовини, дозволяє у разі введення припущення про рівномірний розподіл джерел тепла визначити їх потужність.

Другий метод дозволяє врахувати зміну температури уздовж довжини хрестовини, що спостерігається в експерименті. Для цього хрестовина розбивається на n ділянок, що мають однакову ширину (рис. 17). На рис. 18 подано загальну схему розбивки хрестовини на ділянки (18 а) і дані

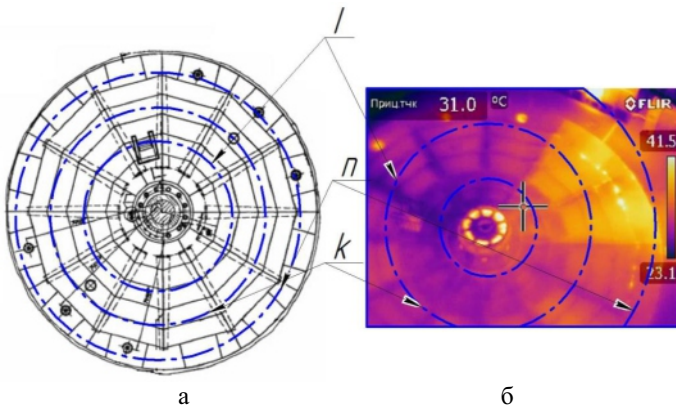


Рис. 18. Визначення температур на ділянках:

а – розрахункова схема; б – виміряне поле температур (тепловізор)

Передбачається, що температура тіла в межах кожної ділянки – постійна. Це дозволяє за формулою загальної кількості теплоти визначити кількість тепла, виділеного в тілі, а отже, встановити потужність джерел тепла на ділянці. Потім проводиться розрахунок температурної задачі для всієї хрестовини з урахуванням знайдених інтенсивностей джерел тепла на різних ділянках. Отримані температури зіставляються з експериментальними даними. Якщо їх відміна перевищує прийнятну похибку, кількість ділянок збільшується і проводиться перерахунок інтенсивностей джерел тепла, а потім і температур. Умова збіжності завдання має

такий вигляд: для будь-якої k ділянки області ($k \in [1, n]$) повинна бути виконана умова

$$|T_k^{\text{розрах}} - T_k^{\text{експ}}| \leq \varepsilon_{\text{вимп}},$$

де $T_k^{\text{розрах}}$ – температура посередині k ділянки, яка отримана розрахунковим методом; $T_k^{\text{експ}}$ – середня температура на k ділянки, яка отримана в експерименті; $\varepsilon_{\text{вимп}}$ – похибка вимірювання приладів.

Використовуючи знайдені значення потужності, можна визначити вплив цього нагріву на НДС хрестовини. Розглядаються найбільш «жорсткі» початкові умови, коли температура хрестовини дорівнює 40 °С.

Нагрів хрестовини призводить до виникнення додаткового зусилля на домкрат. Встановлено, що в результаті температурного розширення лапи це зусилля може сягати понад 382,2 кН.

Слід зазначити, що таке значне нагрівання 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 за аварійного відключення охолоджувальної системи це несе потенційну небезпеку. Тому з метою зниження нагрівання хрестовини в конструкцію генератора були введені захисні металеві ґратки, за якими електричний заряд «стікав», не досягаючи хрестовини. В результаті температура хрестовини була знижена до 41,5 °С.

Під час виготовлення діючих гідроагрегатів використовується металопрокат сталей марки 3 або його найближчий замінник S235 DIN EN 10025-2. У структурі металу присутні явні і приховані дефекти, неприпустимі дефекти виявляються під час вхідного контролю за допомогою візуального огляду і рентгенографії. При цьому розмір допустимих дефектів металу повинен бути підтверджений відповідними розрахунками міцності обраної деталі конструкції.

Хрестовина виготовляється з товстолистового прокату з Ст.3. При цьому згідно з нормативними документами використовується метал 2-го класу суцільності. Хрестовина є нересурсним вузлом генератора і має працювати не менше 40 років. Наявність початкових дефектів в матеріалі не повинна призводити до втрати її міцності протягом часу.

У зв'язку з цим проведено дослідження втомної міцності хрестовини, виготовленої з товстолистового прокату 2-го класу суцільності. Для цього в найбільш навантажену зону, що має найменший запас міцності, вводиться "елементарний окремих дефект" у вигляді кулі, радіус якої відповідає другому класу суцільності (еквівалентна площа 20 см²). 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).

На рис. 19 показано місце розташування введеного одиночного дефекту (місце розташування дефекту відзначено на рисунку буквою А) і отримане під час розрахунку поле напружень в хрестовині після всього терміну експлуатації. Поле напружень в області дефекту подано на рис. 20. З розрахунків видно, що

напруження в хрестовині не перевищують 220 МПа, що є гранично допустимою величиною. В результаті числових розрахунків встановлено, що для забезпечення тривалої міцності хрестовини необхідно застосування товстостістового прокату Ст.3 з класом суцільності не нижче 2-го.

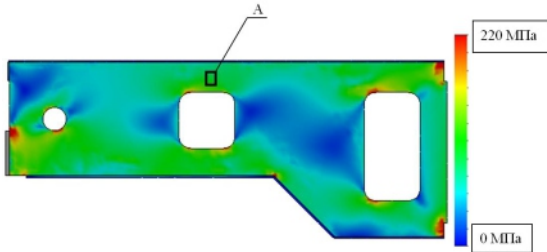


Рис. 19. Місце розташування дефекту і поле напружень у хрестовині

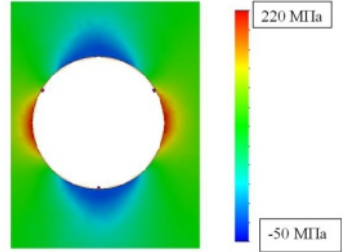


Рис. 20. Напруження в зоні розташування дефекту

У **п'ятому розділі** викладена постановка задачі про визначення НДС бандажного вузла та натискного фланця ротора турбогенератора під впливом силових і температурних навантажень. Бандажний вузол призначений для запобігання деформаціям виступаючих частин обмоток ротора від дії відцентрових сил.

Вал ротора генератора складається з середньої активної частини (бочки) і двох хвостовиків (рис. 21). Лобові частини обмотки ротора підкріплюють фіксуючими кільцями, що складаються з бандажного і центрального кілець. На бандажне кільце діють відцентрові зусилля від власної маси та від лобових частин обмотки ротора, а також зусилля, що викликані посадкою фіксуючих кілець з натягом. На номінальних режимах бандажний вузол працює в умовах помірного температурного навантаження, викликаного нагріванням обмоток.

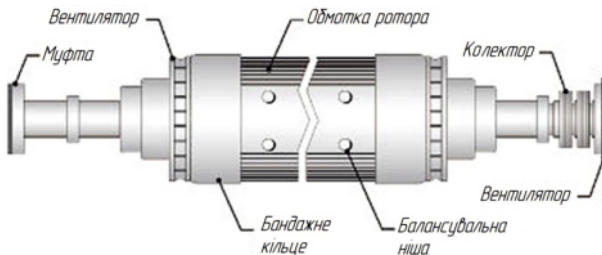


Рис. 21. Загальний вигляд ротора генератора

Під час проектування бандажного вузла необхідно забезпечити його надійну працездатність на всіх експлуатаційних режимах. Для цього було проведено аналіз НДС в конструкціях та оцінено міцність на номінальних та критичних режимах

роботи машини. При цьому враховувались роз'єднувальні частоти обертання, за яких відбувається розкриття стику бандажного кільця з опорами.

Маса лобових частин обмотки ротора розподілена нерівномірно щодо поздовжньої і поперечної осей ротора, тому в кільці, крім розтягувальних зусиль, виникають згинальні моменти, в результаті яких бандажне кільце може набувати овальної форми. Руйнування бандажного кільця може призвести до серйозних наслідків як для обслуговуючого персоналу, так і до виходу з ладу всієї машини.

Проведено числове дослідження напруженого стану бандажного вузла турбогенератора ТГВ-550-2МУЗ потужністю 560 МВт під впливом силових і температурних навантажень, викликаних посадочними напруженнями та експлуатаційними навантаженнями. Виконувалося дослідження міцності деталей бандажного вузла ротора в стані спокою і при експлуатації, визначення роз'єднувальної частоти обертання бандажного кільця, посаженого з натягом на бочку ротора і центрувальне кільце, а також дослідження податливості деталей бандажного вузла.

Бандажне кільце виготовлено зі сталі Р900 з межею плинності $\sigma_{0,2}=900$ МПа, матеріал вала ротора і центрувального кільця – високолегована сталь з $\sigma_{0,2}=687$ МПа.

На рис. 22 а подано розрахункову схему бандажного вузла, використовувані граничні умови і результуюче поле напружень від власних відцентрових сил тяжіння за угонної частоти обертання і залишкових посадочних напружень.

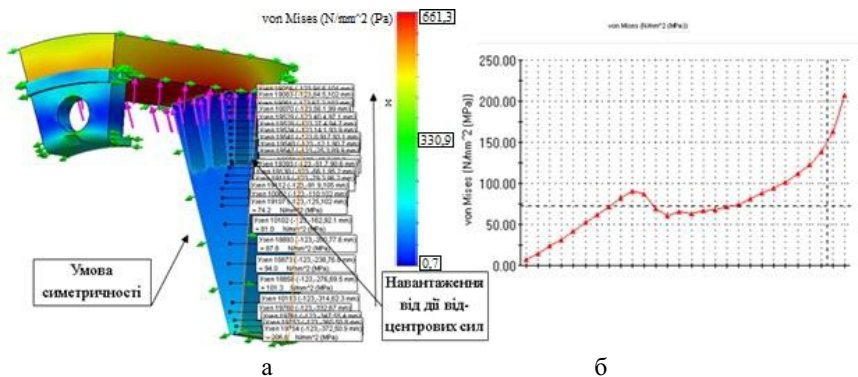


Рис. 22. Поле напружень в бандажному вузлі (угонна частота обертання)

Зміну напружень на бічній поверхні бочки ротора наведено на рис. 22 б. Напруження мають складний характер з наявністю локального максимуму в області закінчення паза (вирізу) в бочці і очікуваною тенденцією до збільшення рівня напружень до ротора, вони змінюються від 0,7 до 207 МПа.

Максимальне напруження в бандажному кільці становить 661 МПа (див. рис. 23 а). В результаті проведених досліджень встановлено, що бандажний вузол під впливом відцентрових сил і посадочних зусиль за угонної частоти обертання має

такі коефіцієнти запасу міцності: для бандажного кільця – 1,36; для центрального кільця – 1,86; для бочки ротора – 2,99.

Також було проведено дослідження міцності бандажного вузла в стані спокою тільки від напруження натягу. На рис. 23 б наведено розподіл напружень в бандажному вузлі з боку центрального кільця для стану спокою (тільки від напруження натягу 2,1 мм).

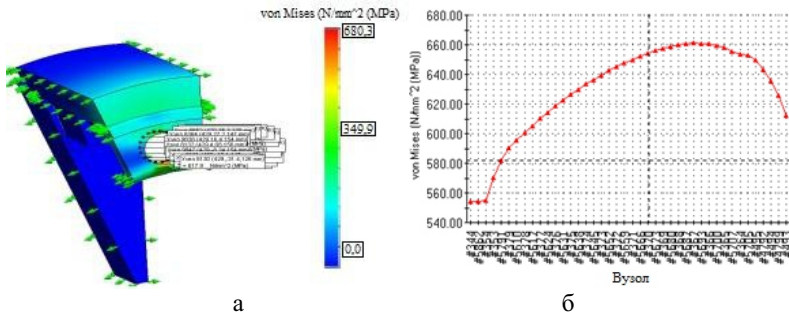


Рис. 23. Зміна напружень уздовж твірної бандажного кільця (угонна частота обертання) (а) та розподіл напружень в бандажному вузлі з боку центрального кільця (стан спокою) (б)

На рис. 24 а зображено поле переміщень в бандажному кільці від впливу відцентрових сил обмотки. Зміну радіальних переміщень уздовж внутрішньої твірної кільця подано на рис. 24 б.

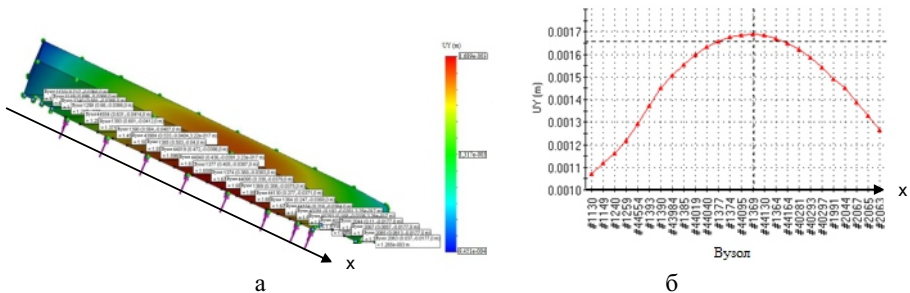


Рис. 24. Поле переміщень в бандажному кільці (а) та зміна переміщень уздовж його твірної (б) під впливом відцентрових сил від обмотки за номінальної частоти обертання

У табл. 4 наведені результати розрахунку роз'єднувальних частот обертання. Встановлено, що роз'єднувальні частоти обертання бандажного кільця і бочки ротора, а також бандажного і центрального кілець для холодного і нагрітого станів значно відрізняються.

Таблиця 4

Роз'єднувальні частоти обертання бандажного вузла

З'єднувальні деталі бандажного вузла		Температурний стан	Частота, об/хв
1-а деталь	2-а деталь		
бандажне кільце	бочка ротора	холодний	3609
		нагрітий	3100
бандажне кільце	центрувальне кільце	холодний	4938
		нагрітий	4050

З табл. 4 видно, що найменша частота роз'єднання спостерігається в зоні контакту бандажного та центрувального кілець в нагрітому стані, і вона дорівнює 3100 об/хв. Це значення вище номінальної частоти обертання.

Крім того, у розділі наведено постановку задачі моделювання НДС вузла бандажного кільця та числові результати розрахунку НДС у натискних фланцях. Наведено результати дослідження міцності у натискних фланцях турбогенераторів серії ТГВ різних потужностей виробництва ДП «Завод «Електроважмаш».

У **шостому розділі** подано результати дослідження опорних вузлів генератора.

Характерною особливістю конструкції вертикального гідрогенератора є наявність опорного підшипника, призначеного для сприйняття осьових навантажень – під'ятника. У підвісній конструкції генератора під'ятник розміщується на верхній хрестовині. В генераторах зонтичного типу під'ятник встановлюється на нижній хрестовині, яка має форму усіченого конуса, що спирається на кришку турбіни. На під'ятник діє осьове навантаження від ваги обертових частин гідрогенератора і гідротурбіни, а також від осьової реакції води на лопатях робочого колеса гідротурбіни. У великих агрегатах зусилля на під'ятник може досягати 2500–3000 т.

Розглянуто особливості експлуатації, проектування і виконань конструкцій опорних елементів електричних машин великої потужності.

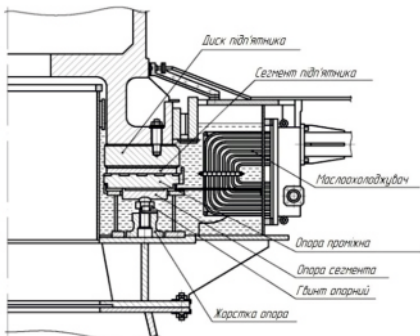


Рис. 25. Конструкція під'ятника на регульованих гвинтових опорах

Для таких агрегатів широкого поширення набули два типи під'ятників: на регульованих гвинтових опорах і гідравлічних опорах. Кожен з них має свої переваги і недоліки. На рис. 25 показана характерна конструкція під'ятника на регульованих гвинтових опорах. Основною причиною пошкодження камер під'ятника на гідравлічній опорі є розгерметизація камер, при цьому під'ятник з гідравлічного з автоматичним вирівнюванням навантаження між сегментами перетворюється в під'ятник на жорстких опорах. Це супроводжується

значним розрегулюванням навантаження на сегменти. За появи тріщин в пружній камері проводиться її заміна з подальшим заповненням всієї системи маслом.

Збільшення потужності генераторів, а отже, і осьових навантажень на підп'ятник вимагає збільшення геометричних розмірів сегментів і міцності їх конструкцій, що в деяких випадках досить складно здійснити. Створення підп'ятників з дворядним розташуванням сегментів дозволило зберегти необхідний рівень питомого навантаження без збільшення розміру сегментів.

ДП «Завод «Електроважмаш» для виготовлення генераторів в залежності від потужності проектного агрегату застосовує всі різновиди підп'ятників: одно- і дворядні, жорсткі і гідравлічні. Для генераторів високої потужності вибираються дворядні підп'ятники, яким приходить витримувати навантаження в 300 т і більше. Тому в даному розділі розглядаються результати дослідження НДС підп'ятників для генераторів великої потужності виробництва ДП «Завод «Електроважмаш». Виконано розрахунок міцності дворядних підп'ятників жорсткого (Нурекська ГЕС) і гідравлічного типу (Дністровська ГАЕС). Наведено формулювання задач і результати розрахунку НДС підп'ятників за тривимірною моделювання за допомогою комплексу SolidWork Simulation та класичної аналітичної методики, яка використовувалася при проектуванні підп'ятника.

Як розрахунковий матеріал використовуються сталь 40ХН або сталь 34СгМо4.

Показано, що найбільш навантаженими елементами, що сприймають контактні навантаження, є жорсткі підп'ятники, а саме, тарілки і опорні болти.

Класична методика розрахунку НДС підп'ятника базується на застосуванні одно- і двовимірних моделей тіл і зводиться до розгляду НДС елементів конструкцій вузла підп'ятника під впливом тільки рівномірно розподілених навантажень. Навантаження між зовнішнім і внутрішнім сегментами в парі розподіляється автоматично за законом двостороннього важеля (важеля першого роду). В результаті умова рівності моментів для сил, що діють на сегменти, може бути записана у вигляді

$$q_n F_n l_n = q_e F_e l_e \text{ або } P_n l_n = P_e l_e ,$$

де P_n і P_e – навантаження на зовнішній і внутрішній сегменти; l_n і l_e – довжини плечей важеля зовнішнього і внутрішнього сегментів; F_n и F_e – площі робочих поверхонь зовнішнього і внутрішнього сегментів.

На рис. 26 а, б зображено схеми навантаження сегментів дворядного підп'ятника ротора та класична розрахункова схема тарілки підп'ятника.

Передбачається, 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 впливає з класичної задачі Герца про вдавнення кулі в простір.

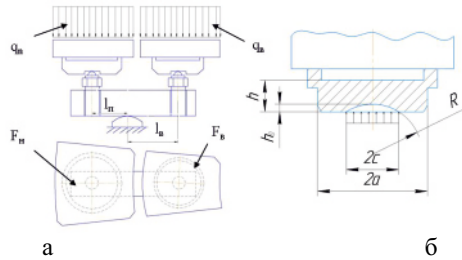


Рис. 26. Схеми навантаження сегментів дворядного під'ятника ротора (а) та розрахункова схема тарілки під'ятника (б)

Поданий 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 під'ятник. Найбільш точно такий розрахунок можна здійснити тільки під час твердотільного моделювання всієї конструкції в тривимірній постановці.

На рис. 27 подана розрахункова схема під'ятника із зазначенням навантажень, що діють на під'ятник, граничних умов і прийнятих умов симетрії. Для врахування особливостей геометрії зони зіткнення тарілки з болтом вибирається нерівномірна сітка скінченних елементів зі згущенням в області контакту. При цьому лінійний розмір мінімального кінцевого елемента відповідає максимальному розміру зерна кристалічної решітки в зоні контакту (рис. 28).

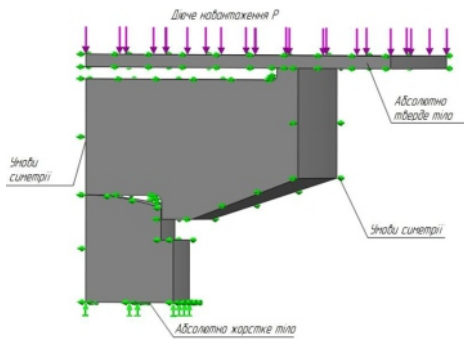


Рис. 27. 3D розрахункова схема під'ятника

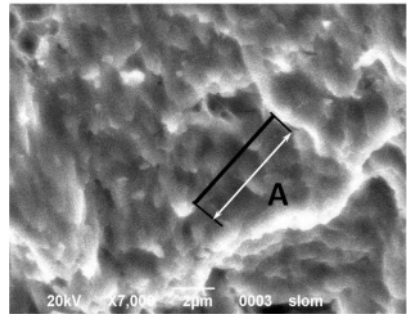


Рис. 28. Розмір зерна кристалічної решітки

На рис. 29 зображено поле напружень в під'ятнику за зазначеного вище осового навантаження. Напруження обчислюються за Мізесом.

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.

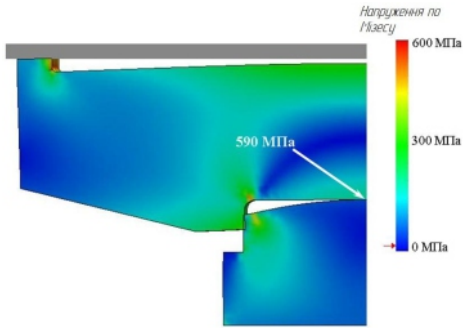


Рис. 29. Поле напружень в під'ятнику

ж напруження в області контакту узгоджуються з напруженнями, що отримані під час аналітичного розрахунку і не перевищують допустимих значень.

Далі розглядається дворядний під'ятник на гідравлічній опорі генератора Дністровської ГАЕС. На рис. 30 наведено креслення опорного болта з гофрованою камерою цього під'ятника внутрішнього ряду з зазначенням усіх геометричних розмірів. Товщина гофри внутрішнього ряду дорівнює 1 см, а зовнішнього – 1,2 см.

Повне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від осового переміщення і тиску масла $\sigma_{B2} = \sigma_{B2}(u) + \sigma_{B2}(p) = 51 + 102 = 153$ МПа, де $\sigma_{B2}(u)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від дії осового переміщення; $\sigma_{B2}(p)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від тиску масла всередині камери.

Таким чином, рівень напружень в гофрах під'ятника не перевищує допустимих значень.

Розглянуто тривимірну розрахункову модель камери під'ятника, яка виконана із застосуванням МСЕ. На рис. 33 зображена розрахункова сітка і граничні умови навантаження вузла під'ятника під впливом сумарного осового навантаження від тиску води і обертових частин гідромашини, а також від маси обертових частин насос-турбіни і реакції води.

Як видно з рис. 31, розрахункова посудина (камера під'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 під'ятника розглянуто за малих збільшень навантаження, що дозволило спостерігати незначну зміну модуля пружності масла для кожної ітерації.

Такий характер напружень відповідає розподілу напружень, відомому із 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

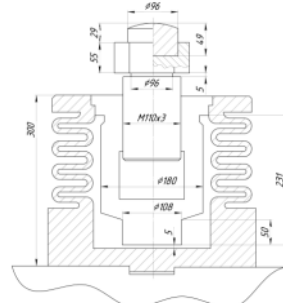


Рис. 30. Опорний болт під'ятника внутрішнього ряду

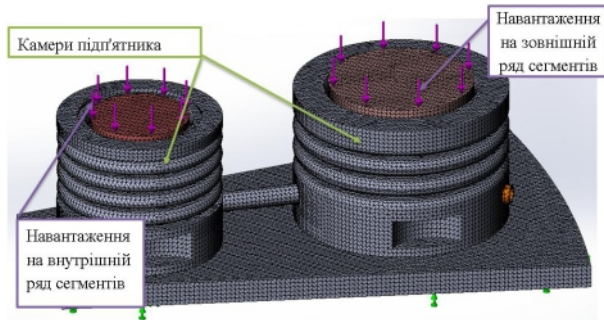


Рис. 31. Розрахункова сітка і граничні умови для вузла під'ятника

Поле напружень в поперечному перерізі гофрованої камери зовнішнього ряду, обчислених за Мізесом, наведено на рис. 32. Більш детальне зображення поля напружень в гофрах подано на рис 33.

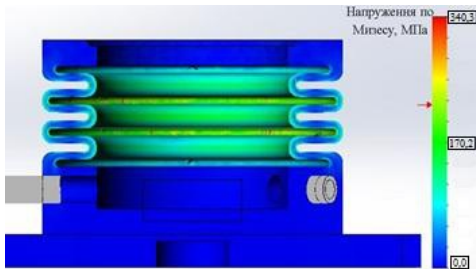


Рис. 32. Поле напружень в поперечному перерізі камери

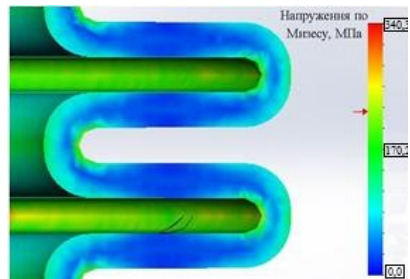


Рис. 33. Поле напружень в гофрах камери

З результатів розрахунків наведених на рис. 32 та 33 видно, що максимальні напруження по середнім значенням в камері зовнішнього ряду спостерігаються в вершинах внутрішніх заокруглень гофр, де вони досягають 170 МПа. Ці дані якісно і кількісно узгоджуються з аналітичними розв'язками, що підтверджує достовірність запропонованого методу. В аналітичному розв'язку максимальні розтягувальні напруження в камері мають дещо менші значення та становлять 153 МПа. При цьому в аналітичному розрахунку використовується спрощена розрахункова схема камери, яка базується на інженерній методиці. Тому відміна, що спостерігається в 10% значень максимальних напружень, пояснюється більш точним описом просторового характеру деформування камери в запропонованому скінченно-елементному тривимірному методі. Встановлено, що коефіцієнт запасу міцності для камери під'ятника становить 1,29, що 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 з урахуванням

технологічного, геометричного факторів, факторів шорсткості поверхні та впливу поверхневого зміцнення зміненого стану поверхні на міцність від утоми відповідної технологічної процедури.

Для гідравлічного під'ятника проведено втомний розрахунок і показано, що термін експлуатації під'ятника даного типу значно перевищує необхідний термін експлуатації генератора.

У **сьомому розділі** наведені дослідження НДС системи кріплення статора генератора і термонапруженого стану міжполюсних з'єднань ротора для генераторів великої потужності.

Під час проектування таких генераторів 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 від експлуатаційних вібраційних навантажень. Крім того, під час короткого замикання на неї діють аварійні навантаження, величини яких значно вище номінальних експлуатаційних навантажень. При цьому статор нерівномірно нагрівається. Ці вузли працюють в умовах термонапруженого стану, що вимагає урахування контактної взаємодії елементів вузлів.

В роботі увага приділяється пружним підвіскам статора, застосовуваним для турбогенераторів потужністю понад 200 МВт виробництва ДП «Завод «Електроважмаш», розрахунку їх міцності за експлуатаційних впливів, а також під час короткого двофазного замикання обмоток.

Всі турбогенератори призначені для роботи на енергомережу з частотою 50 Гц, працюють в приводі від парових турбін. На рис. 34 наведено серійний зразок турбогенератору типу ТГВ-300 і поздовжній розріз з позначенням основних елементів. Статор має подвійний корпус (зовнішній і внутрішній).

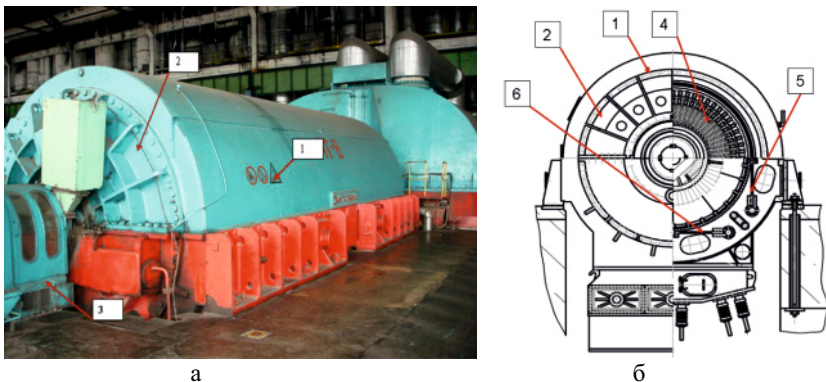


Рис. 34. Турбогенератор типа ТГВ-300:

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

Проведено аналіз НДС вузла підвіски, що включає в себе пружину, опорну плиту, накладку, систему штифтів і болтових з'єднань. Досліджена 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 під час двофазного короткого замикання згідно з даними галузевої методики. Розрахунок проводиться для випадку статичного навантаження системи підвіски силою стиснення/розтягування $P_{кз}$, при цьому коефіцієнт динамічності вибирається таким, що дорівнює двом.

Крім цього, враховується вплив на підвіску температурних навантажень, які змінюються по довжині осердя статора і визначаються з урахуванням внутрішнього нагрівання статора з розв'язанням газодинамічної задачі.

Визначення поля температур в деталях вузла підвіски здійснюється шляхом розв'язання незв'язаної теплової задачі, застосовуючи граничні умови 1-го роду. Температури поверхонь деталей визначаються з розв'язання загальної газодинамічної задачі для турбогенератора, механізм і результати розв'язку якої були наведені в розділі 3.

Таким чином, розрахунок підвіски проводиться під впливом осьових зусиль розтягування/стиснення, що діють на пружину під час короткого замикання 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 вентиляційної задачі для турбогенератора. Це дозволяє більш точно описати реальне НДС у вузлі підвіски.

Загальний вигляд підвіски розглянутих турбогенераторів був показаний раніше на рис. 34 б. Підвіска складається з вертикально і горизонтально розташованих плоских пружин, один кінець яких закріплений на корпусі статора, а другий – в рамі. Аналогічні способи кріплення пружини до корпусу статора наведені на рис. 35.

На рис. 36 зображена розрахункова схема підвіски з основними навантаженнями, що діють на її опорні елементи, і температура її елементів.

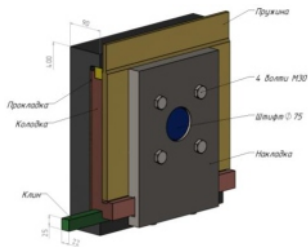


Рис. 35. Тривимірне зображення вузла кріплення пружини до корпусу статора

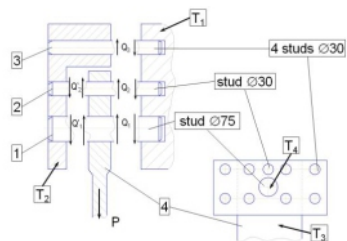


Рис. 36. Розрахункова схема підвіски

Цифрами 1, 2, 3 позначені опорні штифти, 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 був детально розглянутий у другому розділі.

Дослідження міцності деталей вузла підвіски здійснюється двома способами. Спочатку проводиться допроектувальний розрахунок вузла підвіски класичним інженерним методом, що ґрунтується на використанні методів 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.

Зусилля, що припадає на одну вертикальну пружину від ваги осердя, становить 18,5 т. Сумарна сила, що сприймається однією вертикальною пружиною під час короткого замикання, становить 107500 Н.

У табл. 5 наведені значення критичних зусиль і напружень в деталях пружинної підвіски турбогенераторів потужністю 325 і 250 МВт під час короткого замикання, які отримані за допомогою інженерного методу.

Таблиця 5

Підвіски осердя статора

Параметри	Турбогенератори серії ТГВ		
	потужність 325 МВт		потужність 250 МВт
Кількість пружин	20	16	12
Напруження в вертикальній пружині, МПа	559	584,5	688,4
Напруження в штифтах $\varnothing 60$ в місці з’єднання пружини до корпусу статора:			
– від зрізу, МПа	335,8	353,5	591,2
– від зминання (пружина-штифт), МПа	65,3	68,6	107,1
Напруження зминання між штифтом $\varnothing 60$ і опорою (накладкою) в місці з’єднання пружини з рамою, МПа	30,0	31,5	53,6

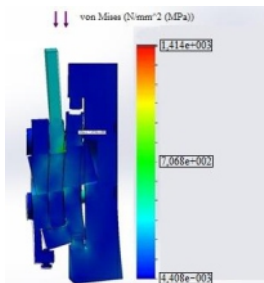


Рис. 37. Напружено-деформований стан збірки під час стиснення

Уточнений аналіз міцності вузла підвіски проводився запропонованим методом тривимірного моделювання, що ґрунтується на МСЕ (рис. 37). Для цього була побудована скінчено-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, на розтяг.

Видно, що максимальна відміна результатів розрахунку запропонованим методом з інженерною методикою не перевищує 15%. Це, з одного боку, підтверджує достовірність отриманих результатів, а з іншого – свідчить про необхідність проводити остаточний розрахунок проектного рішення, використовуючи тривимірне моделювання для уточнення отриманих значень напружень.

Таблиця 6.

Напруження в підвісці генератора потужністю 3 25 МВт

Параметри	Метод розрахунку	
	інженерний розрахунок	3D розрахунок (метод, що пропонується)
максимальні значення напружень в пружині, МПа	40	44,6
напруження в штифтах $\varnothing 60$: – від зминання (пружина-штифт), МПа	85,6	84,4
напруження зминання між штифтом $\varnothing 60$ і опорою (накладкою), МПа	22,7	25,0

Крім цього, розглянуто питання про заміну вітчизняних марок сталей, що застосовуються під час виготовлення статора генератора, на сталі, відповідні нормам EN. Тому у сучасних конструкціях пружин турбогенераторів застосовується сталь 38X2H2BA. При цьому можлива заміна 38X2H2BA на 34CrNiMo6 і 40NiCrMo7.

Особливістю конструкції гідрогенератора-двигуна є наявність високо напруженого вузла, який виконує функцію з'єднання електричного ланцюга полюсів між собою – «міжполюсна перемичка». 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 одночасним впливом температурних і силових навантажень. Міжполюсна перемичка виготовляється з міді, а її механічні характеристики істотно залежать від температури, що також ускладнює механічний аналіз.

Розглянута 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 під час проходження струму, з урахуванням охолодження на краях, що залежить від швидкості обертання самого ротора.

На рис. 38 наведено характерне руйнування міжполюсної перемички, що спостерігається під час короткого замикання.



Рис. 38. Переміщення міжполюсної перемички

Розрахунок напруженого стану міжполюсного з'єднання ротора проводиться для гідрогенератора СВ 425/120-16 Т4, Бахо де Міна (Панама). Була розроблена тривимірна розрахункова модель міжполюсної перемички. Зважаючи на симетричність міжполюсного з'єднання, аналіз проведено для $\frac{1}{2}$ частини з'єднання.

Графік залежності частоти обертання ротора від часу для досліджуваного режиму роботи гідрогенератора наведено на рис. 39. З рисунка видно, що після початку роботи гідрогенератора відбувається збільшення частоти обертання ротора.

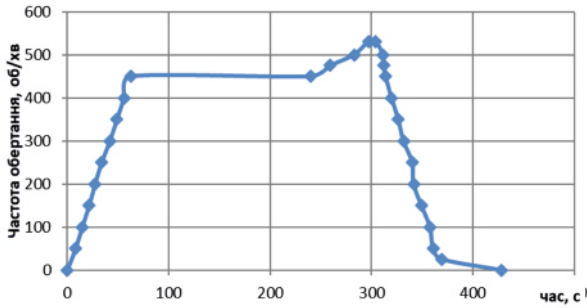


Рис. 39. Залежність частоти обертання ротора від часу

Через 62,5 с відбувається вихід на номінальний режим роботи, відповідний частоті обертання $n = 450$ об/хв. Приблизно через 250 с після початку роботи генератора відбувається коротке замикання, яке супроводжується збільшенням частоти обертання ротора до $n = 531$ об/хв.

Вихідними даними для визначення температур в вузлі були температура навколишнього середовища і початкова температура міжполюсних з'єднань $T=40^{\circ}\text{C}$. Коефіцієнти тепловіддачі були визначені для кожного моменту часу, виходячи з швидкості обертання гідрогенератора (рис. 39) згідно з відомими розв'язками, отриманими для пластини.

За допомогою МКЕ проведено аналіз міцності вузла на усіх режимах його роботи з урахуванням теплового стану.

Зміну температури від часу для різних точок перемички подано на рис. 40.

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 $n = 450$ об/хв). Потім відбувається зменшення температури перемички, що пояснюється збільшенням частоти обертання генератора під час короткого замикання, а потім, після спрацювання системи аварійного відключення (297,6 с), – відсутністю теплового нагрівання перемички за рахунок внутрішніх джерел тепла.

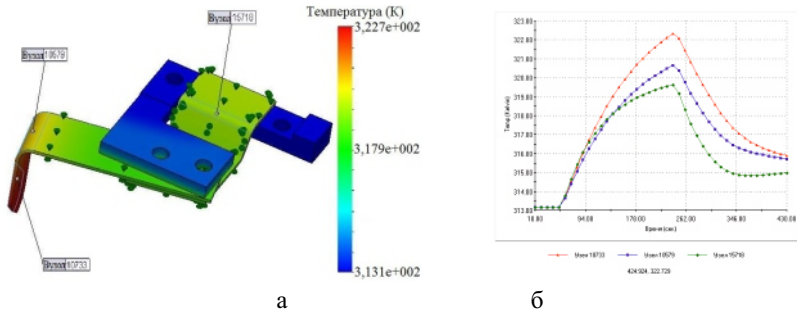


Рис. 40. Поля температури протягом режиму роботи генератора (а) та її графіки зміни (б)

Поля напружень і переміщень у відводі котушки і перемичці протягом режиму роботи, а також їх графіки зміни в часі зображено на рис. 41. Характер зміни напружень і переміщень в часі подібний характером 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.

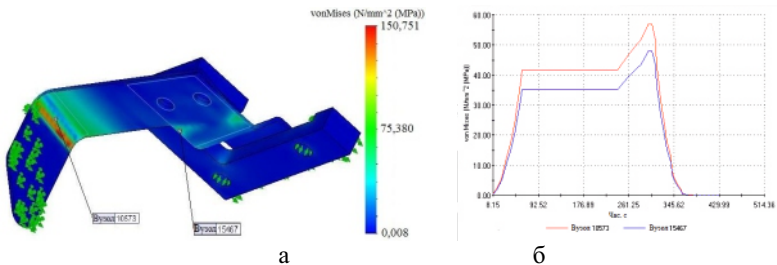


Рис. 41. Поля напружень у відводі котушки і перемичці протягом режиму роботи (а) та їх графіки зміни (б)

Таким чином, розрахунок термонапруженого стану міжполюсного з'єднання для розглянутого режиму роботи показав, що напруження в перемичці за короткого замикання ($n = 531$ об/хв) і температури охолоджуючого повітря $T = 40^\circ\text{C}$ 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 перерізах.

Крім цього, розглянуто термонапружений стан міжполюсного з'єднання від впливу відцентрових сил за максимальної угонної частоти обертання ($n = 795$ об/хв). Ця частота відповідає гранично можливій частоті обертання ротора за найбільш несприятливої відмови системи регулювання подачі води в турбіну.

Розрахунок термонапруженого стану міжполюсного з'єднання показав, що напруження в перемичці за короткого замикання ($n = 531$ об/хв) і температури охолоджуючого повітря $T=40^{\circ}\text{C}$ не перевищують 60 МПа. Середні напруження, що виникають в перемичці за уgonу ($n = 795$ об/хв), не перевищують 40 МПа. За аналогічного розрахунку міцності перемички, проведеному за інженерною методикою за угонної частоти обертання, напруження в вузлі складуть не більше 50 МПа, що понад 20% відрізняється від отриманих в результаті аналізу тривимірної моделі. При цьому розподіл напружень в перемичці має складний характер, який інженерна методика може врахувати лише в середньому. Це свідчить про необхідність проведення аналізу тривимірної моделі для уточнення максимальних і середніх значень у вузлі, а також про необхідність проведення розрахунків згідно із реальними параметрами роботи генератора під час короткого замикання.

Для актуалізації отриманих результатів використано метод Hot Spot Stress (HSS) у постановці лінійної поверхневої екстраполяції (LSE) для коригування результатів розрахунків, отриманих MCE.

Лінеаризована усереднена пластична деформація може бути знайдена шляхом підбору кривої лінії з використанням методу найменшого квадрата. У випадках, коли напрямок максимальної основної пластичної деформації значно змінюється уздовж лінії руйнування, рекомендується враховувати різні напрямки лінії відмов.

Для елементів з локалізацією в області концентратора розмір сітки вибирають з умови не більше половини товщини листа t . Напруження визначають на відстані $0,5t$ і $1,5t$ від початку концентратора. Крок сітки обирають так, щоб пробні значення напружень σ_0 і $\sigma_{1,5}$ були обчислені в різних елементах. Номінальні (геометричні) напруження σ_0 в концентраторі визначаються лінійною інтерполяцією (рис. 42)

$$\sigma_0 = 1,5\sigma_{0,5} - 0,5\sigma_{1,5}.$$

На рис. 43 подані результати розрахунку напружено-деформованого стану методом HSS для перемички.

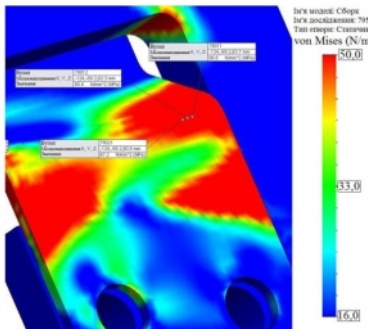


Рис. 42. Локальні значення напружень в міжполюсній перемичці

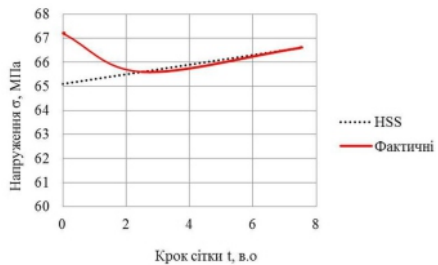


Рис. 43. Результати методики HSS для визначення геометричних напружень

Подібний аналіз збіжності був проведений для камер під'ятника і короба турбогенератора, розглянутих раніше. Збіжність підтверджена на рівні 2%. Спостерігається досить стійкий результат незалежно від кроку сітки і товщини конструктивних елементів.

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 вентилування 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 проєктування 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 числові 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 обчислення 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 опірною 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 зміння механічних властивостей мідної перемички від температури.

9. Достовірність отриманих результатів встановлено 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».

ОПУБЛІКОВАНІ ПРАЦІ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

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 сложонапряженного 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., Третьяк О. В. Аналіз причин пошкодження турбогенераторів та гідрогенераторів шляхом визначення складонапруженого 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. Третьяк О. В., Сенецький О. В., Шуть О. Ю., Доценко В. М., П'ятницька Є. С. Складонапружений 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., Ovsianynkova 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 гідроенераторів 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., Ovsiannikova O., Poliienko V., Gakal P. Designing of high power turbogenerators. *Vestnik KazNRTU*. 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 KazNRTU*. 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 САЕ. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків, НТУ «ХПІ». 2019. № 3 (1328). С. 42–46.

22. Свідectво про реєстрацію авторського права на твір № 25208. Комп'ютерна програма "Методика підбору чисел зуб'єв планетарних механізмів". Автори Третяк О. В., Доценко В. М. Дата реєстрації 04.08.08.
23. Пат. на корисну модель 75734 Україна, МПК⁷ H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення катушок, 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, МПК⁶ H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення катушок, 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. Оптиміальне 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 «ХП», 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., Полієнко 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 «ХП», 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., Ovsianynkova O., Przybysz J. Stan cieplny wirnika turbogeneratorsa chłodzonego bezpośrednio wodorem. *LII Międzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych SME 2016*: Materiały konferencyjne konferencji. (20–22 June 2016) Poland, azimierz Dolny : wydawnictwo Maszyn Elektrycznych Politechniki Warszawskiej, Instytut Elektrotechniki w Warszawie, Instytut Energetyki w Warszawie, omytet Elektrotechniki Polskiej Akademii Nauk . Sekcja Maszyn Elektrycznych i Transformator w , Wydział Elektryczny Politechniki

Warszawskiej, Politechnika w Dreźnie, Stowarzyszenie Elektryków w Polsce, Polskie Towarzystwo Elektrotechniki Teoretycznej i Stosowanej, 2016. S. 29

30. Третяк О., Shut О. 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.

АНОТАЦІЯ

Третяк О.В. Міцність вузлів турбогенераторів і гідрогенераторів великої потужності. – 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.

На основі поєднання тривимірних та аналітичних методів розрахунків 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.

Побудовано методологію проведення міцнісного розрахунку конструкцій електрогенераторів великої потужності, яка базується на розв'язанні МСЕ тривимірних задач термопружності, теплопровідності і газодинаміки з використанням 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 для підвищення надійності їх роботи.

Розроблено нову методику до 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 поверхнях деталей та додаткові силові навантаження, що виникають на них.

В рамках тривимірної моделі сформульовані задачі та проведено числове дослідження НДС в юрбах та хрестовинах генераторів під час експлуатаційних силових і температурних навантажень і отримано ряд нових результатів.

Удосконалено метод розрахунку НДС бандажного кільця ротора турбогенератора великої потужності під впливом відцентрових сил від обмоток ротора, масових сил самого бандажного вузла, натягу посадки бандажного кільця та температурних навантажень.

В рамках тривимірної моделі подано початкові та граничні умови та удосконалено метод розрахунку НДС опорних елементів електричних машин великої потужності, а також проведено дослідження міцності дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типів під час експлуатаційних навантажень.

Розроблено метод розрахунку НДС пружної підвіски статора турбогенератора великої потужності під час аварійних навантажень, викликаних коротким двофазним замиканням, який враховує нерівномірність нагрівання статора.

В рамках тривимірного підходу 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.

Отримані результати використовувалися під час проектування, виробництва та збірці гідрогенераторів та турбогенераторів на ДП «Завод «Електроважмаш», а також були впроваджені в учбовий процес на кафедрі аерокосмічної теплотехніки НАКУ «ХАІ».

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

АННОТАЦИЯ

Третьяк А.В. Прочность узлов турбогенераторов и гидрогенераторов большой мощности. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. – Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, 2020.

На основе сочетания трехмерных и аналитических методов расчетов решена важная научно-техническая проблема, которая заключается в разработке эффективных методов исследования НДС элементов конструкций и узлов гидрогенераторов, генераторов-двигателей, турбогенераторов большой мощности под влиянием силовых и температурных нагрузок.

Построена методология проведения прочностного расчета конструкций электрогенераторов большой мощности, основанная на решении МКЭ трехмерных задач термоупругости, теплопроводности и газодинамики с использованием современных методов компьютерного моделирования, что позволило произвести уточненный анализ НДС конструкций при эксплуатационных и аварийных нагрузках, а также усовершенствовать ряд существующих конструкций генераторов для повышения надежности их работы.

Разработан новый подход к моделированию и проведено исследование работы всей системы охлаждения генератора в целом, что позволило более точно описать поля скоростей и температур в потоке, определить локальные характеристики теплоотдачи на поверхностях деталей и дополнительные силовые нагрузки, возникающие на них.

В рамках трехмерной модели сформулировано задачи и проведено численное исследование НДС в коробах и крестовинах генераторов при эксплуатационных силовых и температурных нагрузках и получен ряд новых результатов.

Усовершенствован метод расчета НДС бандажного кольца ротора турбогенератора большой мощности под действием центробежных сил от обмоток

ротора, массовых сил самого бандажного узла, натяжения посадки бандажного кольца и температурных нагрузок.

В рамках трехмерной модели поданы начальные и граничные условия и усовершенствован метод расчета НДС опорных элементов электрических машин большой мощности, а также проведено исследование прочности двухрядных подпятников жесткого и гидравлического типов при эксплуатационных нагрузках.

Разработан метод расчета НДС упругой подвески статора турбогенератора большой мощности при аварийных нагрузках, вызванных коротким двухфазным замыканием, учитывающий неравномерность нагрева статора.

В рамках трехмерного подхода разработан новый метод расчета сложного НДС межполюсной перемычки ротора при коротком замыкании, которое сопровождается резким ростом частоты вращения ротора, с учетом влияния центробежных сил, а также температурных нагрузок, вызванных нагревом узла при прохождении тока, которые зависят от скорости вращения самого ротора.

Полученные результаты использовались при проектировании, производстве и сборке гидрогенераторов и турбогенераторов на ГП «Завод «Электротяжмаш», а также были внедрены в учебный процесс на кафедре аэрокосмической теплотехники НАКУ «ХАИ».

Ключевые слова: турбогенераторы, гидрогенераторы, напряженно-деформированное состояние, прочность, термоупругость, аварийные нагрузки, охладитель.

ANNOTATION

Tretiak O. V. Strength of High Power Turbogenerators and Hydrogenerators Units. - As a Manuscript.

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

At the basis of a combination of three-dimensional and analytical calculation methods, an important scientific-and-technical problem has been solved, which comprises in the development of effective methods for studying of the strain-stressed state of structural elements and units of Hydrogenerators, Generator-Motors, high-power Turbogenerators under the influence of power and temperature loads.

The methodology of strength calculation of high-power generators is developed, which is based on solving MCE three-dimensional problems of thermal elasticity, thermal conductivity and gas dynamics using modern methods of computer modeling, which allowed to conduct a detailed analysis of strain-stressed state of structures during operational and emergency loads and also to modernize and increase the reliability of work of a number of existing generators design.

A new approach to modeling was developed and the operation of the entire cooling system of the generator as a whole was studied, which made it possible to more accurately describe the speed and temperature fields in the flow, to determine the local

characteristics of heat transfer on the surfaces of parts and additional power loads arising on them.

The tasks were formulated within the limits of a three-dimensional model and a numerical study of the strain-stressed state in the ducts and spiders of generators under operational power and temperature loads was carried out, and a number of new results were obtained.

The method for calculating the strain-stressed state of the retaining ring of the rotor of a high-power Turbinegenerator under the action of centrifugal forces from the rotor windings, the mass forces of the retaining unit itself, the tension of the retaining ring fit and temperature loads has been improved.

Within the limits of the three-dimensional model, the initial and boundary conditions were given and the method for calculating the strain-stressed state of the supporting elements of high-power electric machines was improved, as well as a study of the strength of double-row thrust bearings of rigid and hydraulic types under operational loads was carried out.

A method for calculating the strain-stressed state of the elastic suspension of the stator of a high-power Turbogenerator under emergency loads caused by two-phase short-circuit, taking into account uneven heating of the stator has been developed.

Within the limits of the three-dimensional approach, a new method has been developed for calculating of the complex strain-stressed state of the rotor inter pole jumper at short-circuit, which is accompanied with a sharp increase in the rotor rotational speed, taking into account the influence of centrifugal forces, as well as temperature loads caused by the heating of the unit during the electric current flowing, which depend on the rotational speed of the rotor itself.

The obtained results were used at designing, production and assembly of Hydrogenerators and Turbogenerators at State Enterprise "Plant "Electrotyazhmash", and were also introduced into the educational process at the Department of Aerospace Heat Engineering of the NASU (National AeroSpace University) "KhAI".

Key words: turbogenerators, hydrogenerators, strain-stressed state, strength, thermal elasticity, emergency loads, cooler.

Підписано до друку 28.08.2020 р. Формат 60×84¹/₁₆.
Умов. друк. арк. 2,96. Папір офсетний. Наклад 100 прим.

КП «Міська друкарня»
м. Харків, 61002, вул. Алчевських, 44.
Свідоцтво про державну реєстрацію
серія ДК, № 5495, від 22.08.2017 р.