УДК 621.313.322-81 **doi: 10.32620/aktt.2025.4sup2.17**

О. В. ТРЕТЯК, С. С. КРАВЧЕНКО, П. Г. ГАКАЛ,
Б. К. ШЕСТАК, С. А. СЕРГІЄНКО, В. В. НАЗАРЕНКО

Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»

СТВОРЕННЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСІВ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ БАНДАЖНИХ ВУЗЛІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ

Складність оцінки запасів міцності елементів конструкцій та вузлів турбогенераторів великої потужності під впливом температурних і силових навантажень обумовлена необхідністю розв'язання комплексу задач: газодинамічної, температурної та термопружної. При проєктуванні бандажного вузла ротора турбогенератора розв'язання цього комплексу задач, пов'язане з визначенням термонапруженого стану конструкцій, ускладнюється наявністю попередніх натягів, впливом температурних полів, що залежать від параметрів роботи систем вентилювання, та багатьох інших факторів. Використання високолегованих сталей із високою твердістю та межею міцності як основного матеріалу бандажних кілець також потребує збільшення натягів, що може викликати появу тріщин у найбільш напружених елементах конструкції. Розв'язання задачі визначення напружено-деформованого стану елементів бандажного вузла з необхідною точністю при використанні виключно класичних інженерних методів не є доцільним, тому що вони не дозволяють ефективно враховувати всю сукупність факторів унаслідок наявності їх взаємного комплексного впливу. Запропонований у дослідженні метод дозволяє більш точно розраховувати запаси міцності та визначати необхідні натяги завдяки розв'язанню сукупності задач термопружності та теплопровідності в тривимірній постановці з використанням методу скінчених елементів із передачею початкових і граничних умов між задачами. При проведенні дослідження з використанням розробленого методу були визначені уточнені коефіцієнти запасів міцності елементів бандажного вузла в стані спокою, при номінальній і угонній частотах обертання. Було встановлено, що для основних конструктивних елементів бандажного вузла турбогенератора потужністю 200 МВт мінімальний коефіцієнт запасу міцності при угонній частоті обертання та максимальному натягу становив 1,3. Максимальні контактні напруження (близько 550 МПа) виникають у центруючому кільці при нульовій частоті обертання, мають локальний характер та зосереджені в районі концентратора напружень – отвору. Для всіх режимів напруження не перевищують допустимих значень. При цьому натяги не можуть бути змінені в менший бік у зв'язку з тим, що мінімальний допустимий запас міцності для елементів конструкції бандажного вузла турбогенератора потужністю 200 МВт становить від 1,5 до 1,05 при угонній частоті обертання.

***Ключові слова**: турбогенератор; бандажний вузол; центруюче кільце; тривимірне моделювання; напружено-деформований стан; напруження в локації натягу; коефіцієнт запасу міцності.*

Вступ

Електроенергетична промисловість відіграє важливу роль у розвитку економіки будь-якої країни, адже дана галузь виробництва, перш за все, є матеріально-технічною базою електрифікації країни, граючи найважливішу роль в її технічному прогресі. Згідно з офіційними даними Міністерства енергетики України на початок 2022 року близько 84,3% електроенергії виробляється тепловими та атомними станціями, де в якості генераторів використовуються турбогенератори великої потужності.

На початок 2025 року сталий дефіцит електроенергії в енергосистемі становив близько 20%. Це викликає необхідність частого перерозподілу генерації, що призводить до роботи турбогенераторів у надкритичних режимах. Однак, сучасний стан генераторного обладнання в Україні характеризується тим, що термін служби більшості машин за нормативною документацією вже добіг кінця або закінчиться у найближчі роки. Актуальним шляхом забезпечення надійної роботи турбогенераторів при номінальних та критичних навантаження є проведення оновлення та модернізації їх парку, що включає необхідність проведення аналізу їх напружено-деформованого стану (НДС). Складність оцінки НДС елементів конструкцій та вузлів турбогенераторів великої потужності для аналізу їх міцності під впливом температурних та силових навантажень в першу чергу обумовлена необхідністю розв'язання цілого комплексу задач:

Creative Commons Attribution NonCommercial 4.0 International

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

газодинамічної, температурної та термопружної. При проєктуванні бандажного вузла ротора турбогенератора розв'язання цього комплексу задач, пов'язаний з визначенням термонапруженого стану конструкцій, ускладняється наявністю попередніх натягів, впливом температурних полів, що залежать від параметрів роботи систем вентилювання, та багатьох інших факторів.

Одним з найбільш навантажених вузлів генератора є бандажний вузол, призначений для запобігання деформацій виступаючих частин обмоток ротора від дії відцентрових сил.

На роторі турбгенератора потужнімтю 200 МВт виробництва АТ «Українські енергетичні машини» («УЕМ») застосовується однопосадкова конструкція бандажного кільця з консольною посадкою на бочку ротора. Сталеві немагнітні корозійностійкі бандажні кільця посаджені на гаряче на бочку ротора і закріплені спеціальними кільцевими шпонками, що дозволяють при необхідності знімати бандажі. Іншим кінцем бандажні кільця посаджені з натягом на центруючі кільця, які не торкаються валу. Від аксіальних переміщень центруюче кільце утримується кільцевою шпонкою.

Відпрацьована на основі всебічних досліджень конструкція торцевих зон ротора та ротора в цілому забезпечує тривалу роботу з величиною струму зворотної послідовності до 8% від номінального струму статора, а також роботу в короткочасних несиметричних режимах за умови, що добуток квадрата струму зворотної послідовності у відносних одиницях на тривалість несиметричного режиму секундах ($I_2^2 \cdot t$) не перевищує 8.

Контактні кільця – сталеві, розташовані за підшипником зі сторони, протилежній стороні турбіни. Для охолодження шин, бракетів, електричних щіток та контактних кілець на кінці валу ротора встановлено вентилятор, укладений у спеціальний кожух («равлик»).

Величина натягу на посадкових місцях бандажних кілець ротора існуючих турбогенераторів (внаслідок тривалої експлуатації та неодноразового їх демонтажу) знаходиться здебільшого на мінімально допустимому рівні або за його межами, навіть виходячи із давнішніх норм без урахування підвищених вимог до надійності даного вузла за останні роки [1–3]. Враховуючі те, що пошкодження бандажних кілець при роботі можуть привести до руйнування усього турбогенератора, їх технічний стан повинен ретельно відстежуватися з метою своєчасного виявлення тріщин, деформацій та інших механічних ушкоджень.

Враховуючи вищевикладене, розробка методу розрахунку НДС конструкцій турбогенераторів великої потужності у тривимірній постановці, який дозволить підвищити точність оцінки міцності їх компонентів, має велике наукове і практичне значення для України.

Метою дослідження є розробка ефективного методу оцінки НДС елементів конструкцій бандажних вузлів турбогенераторів великої потужності у номінальних та надпроєктних режимах з розв’язанням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірних постановках із використанням МСЕ. Особливістю запропонованого методу є передача початкових та граничних умов між задачами, що дозволяє провести уточнений аналіз міцності цих елементів конструкцій.

1. Сучасний стан розробок за темою дослідження

У роботах [4, 5] розглядаються числові методи, що найчастіше застосовуються для дослідження міцності конструкцій та ґрунтуються на методі скінченних елементів (МСЕ). Основна особливість сучасного етапу розвитку цих методів досліджень полягає в переході від більш простих моделей до складніших, які мають більш високу точність і універсальність.

У роботі [6] представлений МСЕ, який на даний час дозволяє отримати найбільш точні результати досліджень динаміки обертових частин, але зважаючи на досить значний розбіг між розмірами елементів конструкції при використанні однотипної сітки дуже часто не вдається отримати необхідну точність на рівні 95 % від межі плинності. Розвиток даного методу був представлений в роботі [7], але враховуючи складну геометрію та технологічні напруження представлена робота не може бути використана в повному обсязі для розрахунку міцності елементів турбогенераторів великої потужності.

У роботі [8] представлений метод, що дозволяє оптимізувати конструкції шляхом підвищення їх жорсткості. Недоліком цього методу є відсутність розгляду складових сил загалом. Рішення даної проблеми надається в роботах [9, 10], де наявний детальний аналіз механічних факторів. Також необхідно враховувати, що суттєвими чинниками під час виборів існуючих деформацій є теплові складові.

2. Матеріали та методи дослідження

2.1. Опис бандажного вузла ротора і навантажень, що діють на нього

Загальний вигляд ротора турбогенератора потужністю 200 МВт виробництва АТ «УЕМ» представлений на рис. 1. Тривимірна модель бандажного кільця ротора представлена на рис. 2.

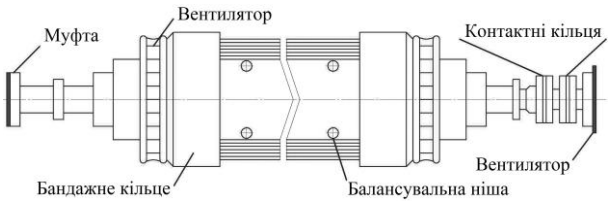

Рис. 1. Загальний вигляд ротора

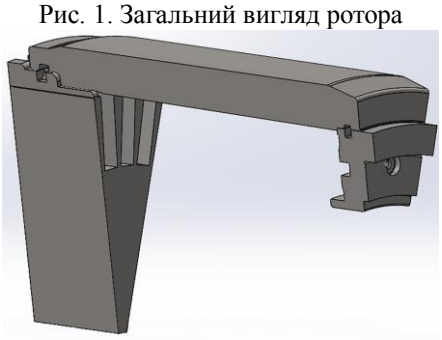

Рис. 2. Тривимірна модель бандажного кільця

Лобові частини обмотки ротора підкріплюють фіксуючими кільцями, що складаються з бандажного і центруючого кілець. На бандажне кільце діють відцентрові зусилля від власної маси (близько 60% від всього навантаження), від лобових частин обмотки ротора, а також зусилля, що викликані посадкою фіксуючих кілець з натягом. Навантаження від натягів порівнянні з навантаженнями від дії відцентрових сил, частково їх компенсують і перешкоджають роз'єднанню бандажного кільця і бочки в процесі експлуатації агрегату. На номінальних режимах бандажний вузол працює в умовах помірного температурного навантаження, викликаного нагріванням обмоток.

Матеріал, з якого виготовляють бандажні кільця, повинен мати високі властивості міцності, велике значення межі текучості при розтягуванні, необхідну здатність до холодної і гарячої обробки тиском, достатню величину теплового розширення, а також високу корозійну стійкість [11].

Кріплення бандажного кільця на кінцях бочки ротора здійснюється гарячою посадкою з натягом. При цьому натяг повинен забезпечувати щільне з'єднання кільця не тільки при номінальній частоті обертання, але і при угонній, коли в разі раптового скиду навантаження частота обертання ротора може збільшитися на 20% [12].

Згідно технічних вимог до турбогенераторів, вони мають витримувати наступні навантаження:

- механічні навантаж викликані вагою компонентів турбогенератора;
- теплові навантаження, викликані електричними та механічними чинниками
- сили, що викликані вібраціями;
- відцентрові сили, викликані обертанням деталей роторної групи.

Для бандажних кілець геометрія конструкції має бути врахована таким чином, щоб забезпечити відсутність деформації для мідних елементів. Слід зазначити, що маса лобових частин обмотки ротора розподілена нерівномірно щодо поздовжньої і поперечної осей ротора, чому в кільці, крім розтягувальних зусиль, виникають згинальні моменти, в результаті яких бандажне кільце може набувати овальної форми.

Навантаження в окремих точках бандажного кільця ротора на критичних режимах роботи можуть досягати межі текучості матеріалу. Руйнування бандажного кільця може привести до серйозних наслідків як для обслуговуючого персоналу, так і до виходу з ладу всієї машини.

При проектуванні бандажного вузла необхідно забезпечити його надійну працездатність на всіх експлуатаційних режимах. Для цього потрібно провести аналіз НДС в конструкціях і оцінити їх міцність на номінальних та критичних режимах роботи машини. При цьому необхідно знати роз'єднувальні частоти обертання, за яких відбувається розкриття стику бандажного кільця з опорами.

2.2. Постановка задачі дослідження та методи її розв’язання

Для досягнення поставленої мети проєкту необхідно розв’язати наступні задачі:

- розрахувати просторову схему сил, діючих на елементи конструкції турбогенератору при номінальних та критичних навантаженнях (при максимальній частоті обертання);
- отримати просторову картину термонапруженого стану елементів бандажного вузла ротора;
- визначити максимальні напруження в локації натягу та запаси міцності для елементів конструкції бандажного вузла.

Об'єктом дослідження є процеси "деформування" елементів конструкцій ротора турбогенератора великої потужності при роботі на проєктних та надпроєктних режимах.

Предметом дослідження є НДС в елементах конструкцій ротора турбогенератора великої потужності.

Для вирішення поставленої в дослідженні наукової проблеми побудови методу розрахунку НДС вузлів і деталей конструкцій турбогенераторів великої потужності, що базується на МСЕ, використані наступні наукові методи дослідження:

1. Дискретизація розв’язувальних співвідношень для аналізу напружено-деформованого стану досліджуваних тіл на основі метода скінчених елементів.

2. Числові дослідження здійснювалися у середовищі програмного комплексу SolidWorks, в якому створювалися тривимірні комп’ютерні моделі.

Достовірність отриманих результатів і висновків у роботі забезпечується математичним моделюванням без спрощень.

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

Отримані результати математичного тривимірного моделювання НДС вузлів і деталей конструкцій генераторів великої потужності задовільно погоджуються з даними експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів.

2.3. Дані для розрахунку бандажного вузла

Метою тривимірного механічного розрахунку є визначення напружень в деталях бандажного вузла ротора (бандажного кільця, посадженого з натягом на бочку ротора та центруюче кільце) турбогенератора потужністю 200 МВт.

На рис. 3 і 4 наведені ескізи бандажного і центруючого кілець з основними геометричними розмірами, відповідно.

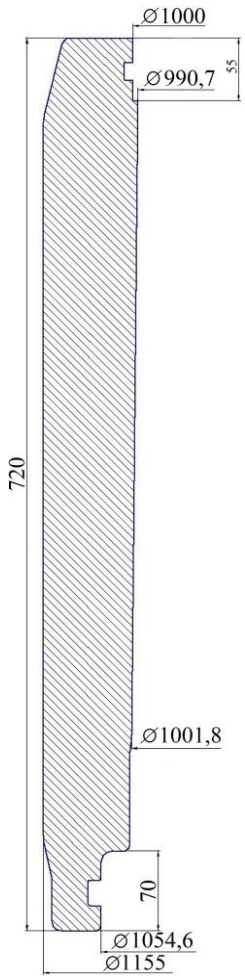

Рис. 3. Ескіз бандажного кільця

Дані для механічних розрахунків бандажного вузла ротора турбогенератора потужністю 200 МВт наведені в таблиці 1. Необхідно відзначити, що коефіцієнт запасу міцності для міді обмотки ротора турбогенератора потужністю 200 МВт, для якого виконується розрахунок, становить 1,34.

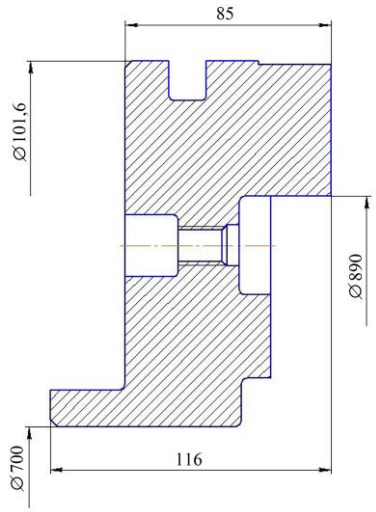

Рис. 4. Ескіз центруючого кільця

Таблиця 1

Дані для розрахунків бандажного вузла ротора

Найменування параметру	Значення
Частота обертання, об/хв: - номінальна (n) - угонна ($n_у$)	 3000 3600
Діаметральний натяг посадки бандажного кільця, м: - на бочку ротора (δ_1), max/min - на центруюче кільце (δ_2), max/min	 $2{,}2\times10^{-3}$ $2{,}2\times10^{-3}$
Маса лобової частини обмотки (W), кг	870
Радіус по центру мас лобової частини ($R_М$), м	0,428
Межа плинності матеріалу бандажного кільця ($\delta_{0,2}^{бк}$), МПа	900
Межа плинності матеріалу центруючого кільця ($\delta_{0,2}^{цк}$), МПа	700
Межа плинності матеріалу валу ротора ($\delta_{0,2}^{р}$), МПа	687
Маса вмісту пазу ротора ($m_{п.р.}$), кг/м	29,64
Модуль пружності (E), Н/м^2	$2{,}1\times10^{11}$
Коефіцієнт Пуассона центруючого кільця (μ), в.о.	0,29
Коефіцієнт Пуассона бандажного кільця та бочки ротора (μ), в.о.	0,28
Число зубів вирізаного сегмента (z), од.	3
Число пазів ($z_{заг.}$), од.	52

Розрахунок проведено у програмному комплексі "SolidWorks". Бандажне кільце посаджено на бочку ротора і центруюче кільце з натягом.

2.4. Результати розрахунку

В усіх розрахунках у якості початкових теплових граничних умов задавалися умови першого роду, а саме

робоча температура елементів бандажного вузла, яка склала 293ºС.

Статичний розрахунок центруючого кільця ротора у стані спокою, початкові умови:

а) у місцях торкання поверхонь бандажного кільця та бочки ротора (δ_1 = 2,2 мм), бандажного кільця та центруючого кільця (δ_2 = 2,2 мм) встановлені поверхні з натягом (рис. 5);

б) задані умови симетрії для бочки ротора, бандажного кільця та центруючого кільця (рис. 6);

в) торцева поверхня бочки ротора жорстко закріплена у торцевому напрямку (рис. 7).

Для визначення напружень, що виникають в центруючому кільці від натягу (δ_2 = 2,2 мм) виконаний розрахунок НДС конструкції в тривимірній постановці.

На рис. 8 – 13 наведено результати статичного розрахунку.

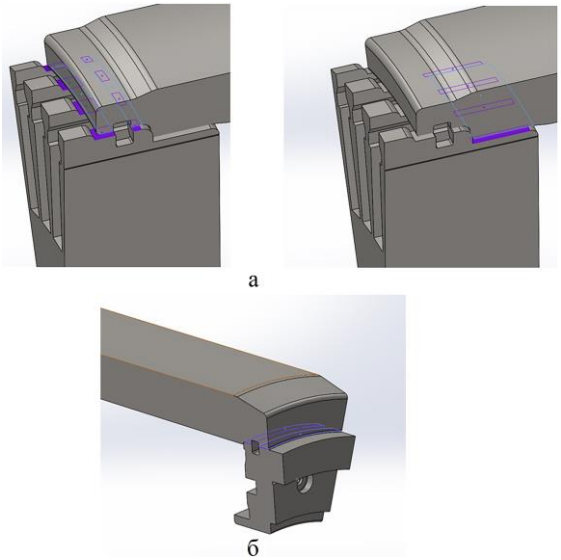

Рис. 5. Поверхні з натягом:
а – бочка ротора та бандажне кільце;
б – бандажне кільце та центруюче кільце

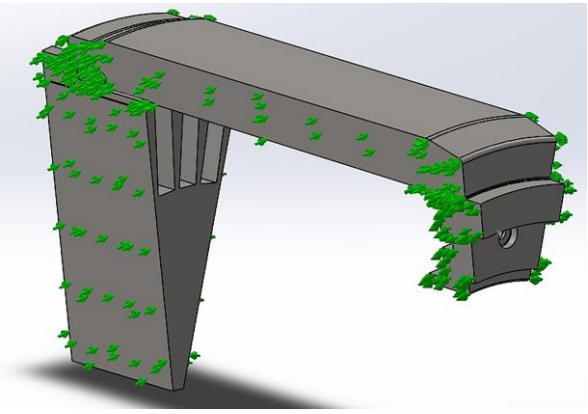

Рис. 6. Умови симетрії для деталей розрахунку

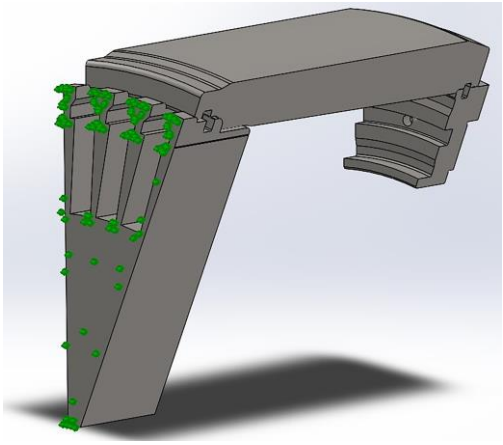

Рис. 7. Поверхня для закріплення бочки ротора

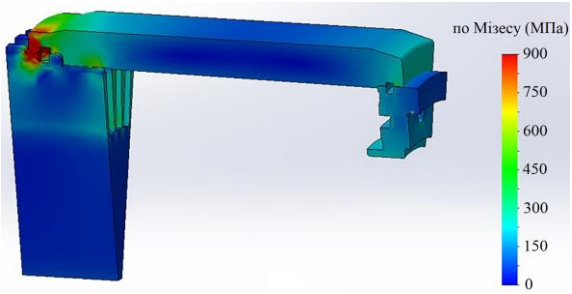

Рис. 8. Загальна епюра напружень

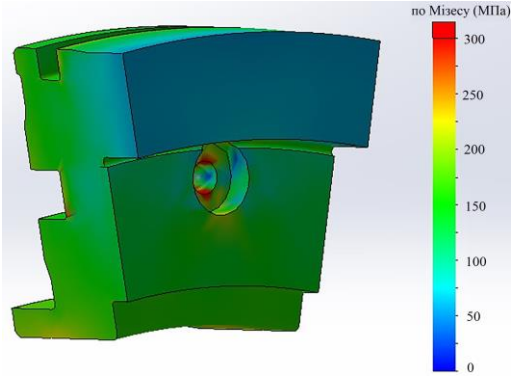

Рис. 9. Епюра напружень центруючого кільця

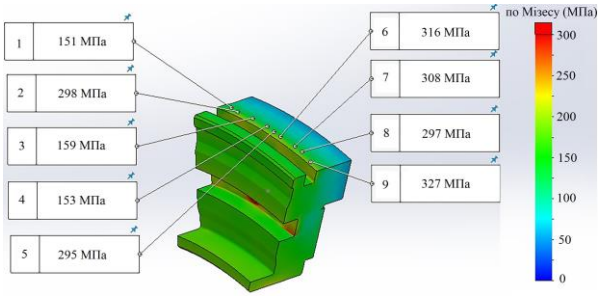

Рис. 10. Розподіл напружень контактної поверхні центруючого кільця

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

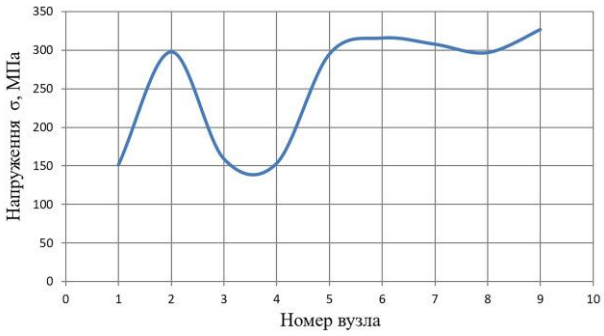

Рис. 11. Графік розподілу напружень контактної поверхні центруючого кільця

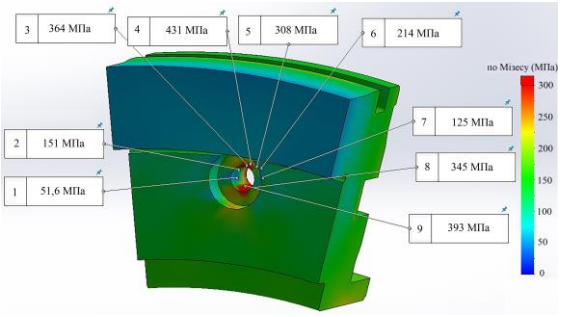

Рис. 12. Розподіл напружень в отворі центруючого кільця

Рис. 13. Графік розподілу напружень в отворі центруючого кільця

Максимальне напруження в локації натягу (бандажне кільце / центруюче кільце) становить 327 МПа.

Коефіцієнт запасу міцності k = 700/327 = 2,14.

Розрахунок центруючого кільця ротора при номінальній частоті обертання, початкові умови:

а) у місцях торкання поверхонь бандажного кільця і бочки ротора (δ_1 = 2,2 мм), бандажного кільця і центруючого кільця (δ_2 = 2,2 мм) встановлені поверхні з натягом (згідно початкових умов статичного розрахунку);

б) задані умови симетрії для бочки ротора, бандажного кільця та центруючого кільця (згідно початкових умов статичного розрахунку);

в) торцева поверхня бочки ротора жорстко закріплена (згідно початкових умов статичного розрахунку);

г) задані напрямок та номінальна частота обертання n = 3000 об/хв (рис. 14);

д) задана відцентрова сила, що впливає на бандажне кільце (рис. 15).

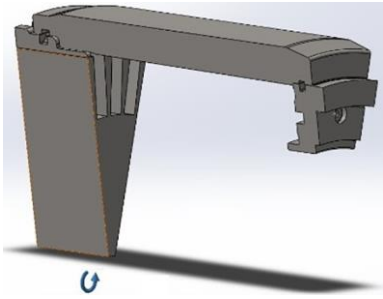

Рис. 14. Напрямок обертання елементів конструкції

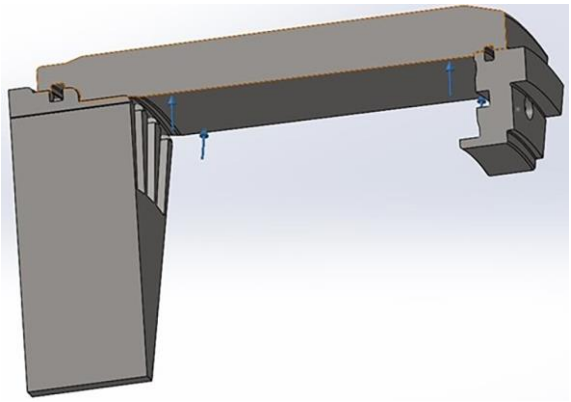

Рис. 15. Поверхня бандажного кільця, де впливає відцентрова сила

Значення відцентрової сили для поверхні бандажного кільця C (Н) визначається за формулою:

$$C = \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot W \cdot R_M. \quad (1)$$

Значення відцентрової сили для поверхні бандажного кільця при частоті обертання 3000 об/хв становить $36{,}7 \cdot 10^6$ Н.

Значення відцентрової сили для сегмента C_1 (Н) визначається за формулою:

$$C_1 = \frac{20° \cdot C}{360°}. \quad (2)$$

Значення відцентрової сили для сегмента становить $2{,}039 \cdot 10^6$ Н.

Для визначення напружень, що виникають в центруючому кільці від натягу (δ_2 = 2,2 мм) і відцентрових сил, виконаний розрахунок НДС конструкції в тривимірній постановці.

На рис. 16 – 21 наведено результати статичного розрахунку елементів конструкції бандажного вузла при номінальній частоті обертання.

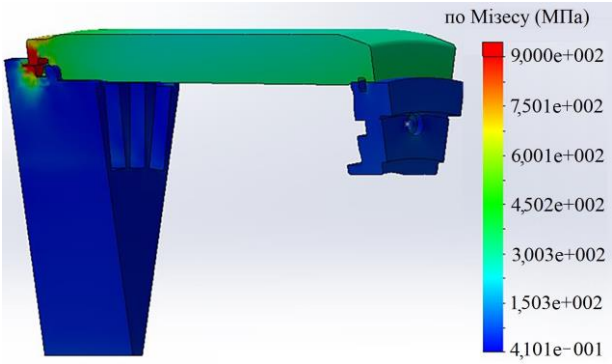

Рис. 16. Загальна епюра напружень при номінальній частоті обертання

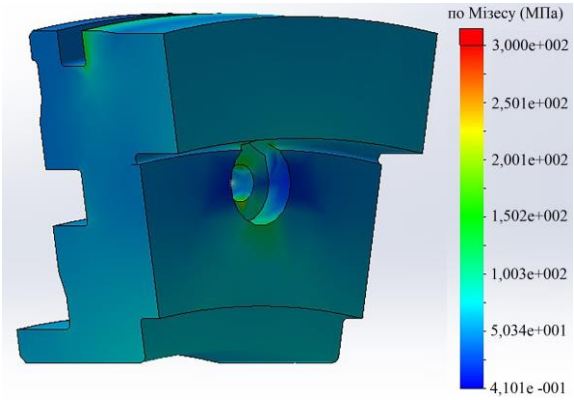

Рис. 17. Епюра напружень центруючого кільця

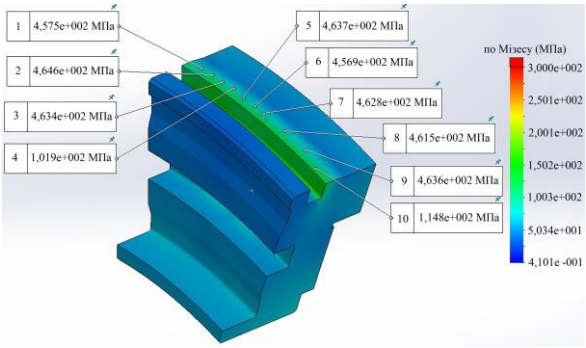

Рис. 18. Розподіл напружень контактної поверхні центруючого кільця

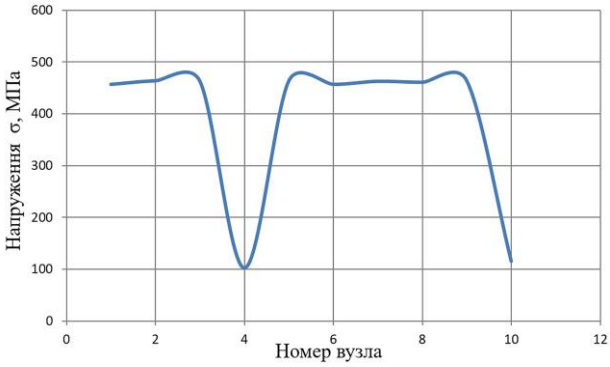

Рис. 19. Графік розподілу напружень контактної поверхні центруючого кільця

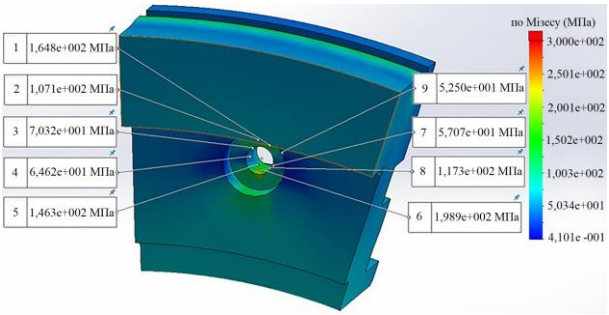

Рис. 20. Розподіл напружень в отворі центруючого кільця

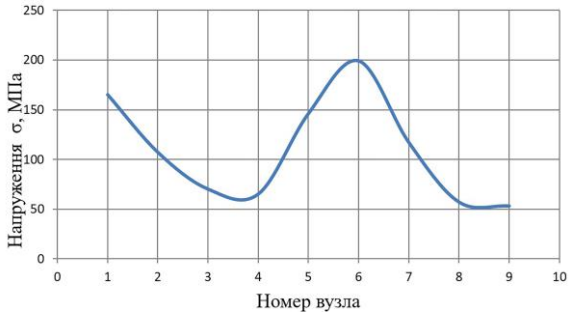

Рис. 21. Графік розподілу напружень в отворі центруючого кільця

Максимальне напруження в локації натягу (бандажне кільце/центруюче кільце) становить 463 МПа.

Коефіцієнт запасу міцності k = 700/463 = 1,51.

Розрахунок центруючого кільця при угонній частоті обертання, початкові умови:

а) у місцях торкання поверхонь бандажного кільця і бочки ротора (δ_1 = 2,2 мм), бандажного кільця і центруючого кільця (δ_2 = 2,2 мм) встановлені поверхні з натягом (згідно початкових умов статичного розрахунку);

б) задані умови симетрії для бочки ротора, бандажного кільця та центруючого кільця (згідно початкових умов статичного розрахунку);

в) торцева поверхня бочки ротора жорстко закріплена (згідно початкових умов статичного розрахунку);

г) задані напрямок та угонна частота обертання n = 3600 об/хв (рис. 14);

д) задана відцентрова сила, що впливає на бандажне кільце (рис. 15).

Значення відцентрової сили для поверхні бандажного кільця при частоті обертання 3600 об/хв становить $52{,}86 \cdot 10^6$ Н.

Значення відцентрової сили для сегмента становить $2{,}94 \cdot 10^6$ Н.

Для визначення напружень, що виникають в центруючому кільці від натягу (δ_2 = 2,2 мм) і відцентрових сил, виконаний розрахунок НДС конструкції в тривимірній постановці.

На рис. 22 – 27 наведені результати статичного розрахунку при угонній частоті обертання.

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

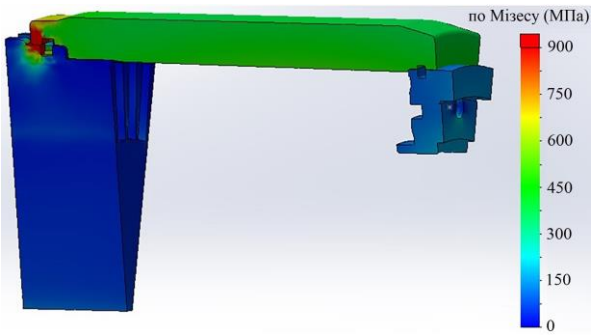

Рис. 22. Загальна епюра напружень

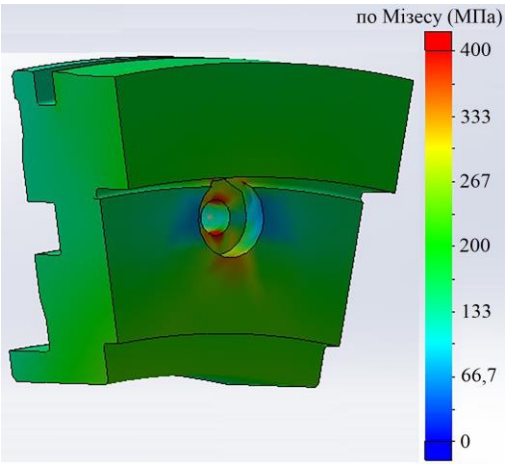

Рис. 23. Епюра напружень центруючого кільця

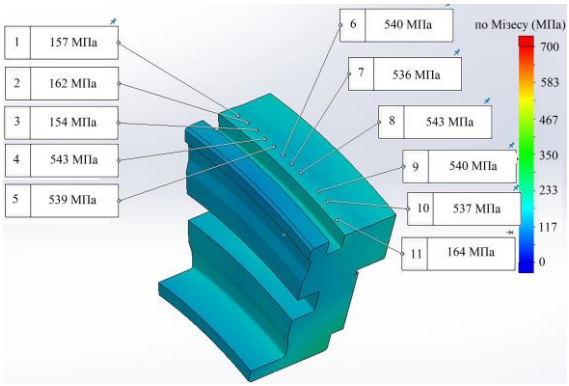

Рис. 24. Розподіл напружень контактної поверхні центруючого кільця

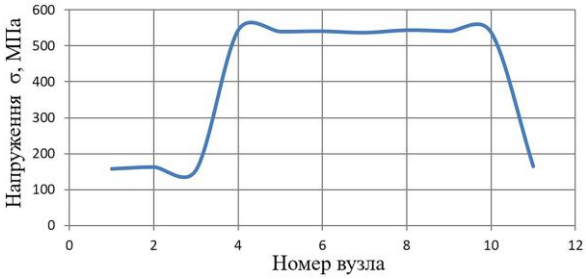

Рис. 25. Графік розподілу напружень контактної поверхні центруючого кільця

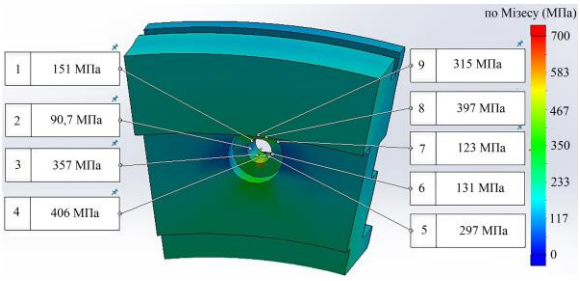

Рис. 26. Розподіл напружень в отворі центруючого кільця

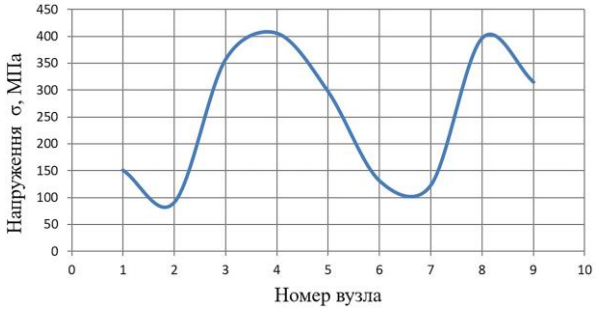

Рис. 27. Графік розподілу напружень в отворі центруючого кільця

Максимальне напруження в локації натягу (бандажне кільце/центруюче кільце) становить 543 МПа.

Коефіцієнт запасу міцності k = 700/543 = 1,3.

З результатів розрахунку видно, що коефіцієнт запасу міцності при угонній частоті обертання та максимальному натязі становить 1,3. Максимальні контактні напруження (близько 550 МПа) виникають у центруючому кільці при нульовій частоті обертання та мають локальний характер.

Наразі існує дві технології виготовлення бандажних кілець: з використанням класичних сталей та з використанням високолегованих нержавіючих сталей. Для другого типу сталей напруження в елементах конструкцій знаходяться дуже близько до меж плинності матеріалів (досягають 95% від межі плинності).

Як показав досвід експлуатації, використання високолегованих сталей з високою твердістю та межею міцності потребує збільшення натягів. Це, в свою чергу, може викликати появу тріщин у найбільш напружених елементах конструкції бандажних вузлів. Ця проблема не може бути вирішена з використанням виключно класичних інженерних методів, оскільки вони не дозволяють ефективно враховувати всю сукупність факторів, що впливають на НДС елементів конструкції, із-за наявності їх взаємного комплексного впливу один на одний. Цей факт призводить до високої невизначеності при виборі коефіцієнтів запасів міцності в процесі проєктування.

Запропонований у дослідженні метод дозволяє з більш високою точністю розраховувати запаси міцності

та визначати необхідні натяги завдяки розв'язанню сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням МСЕ з передачею початкових та граничних умов між задачами.

2.5 Наукова новизна

Методи, що застосовуються у теперішній час для визначення НДС елементів та вузлів електричних машин великої потужності, базуються на класичних інженерних методах, які дають наближені результати. При цьому теплові та силові навантаження розраховуються окремо аналітичними способами. Це значно знижує точність проведених результатів та не дає якісної оцінки НДС вузлів турбогенераторів.

В межах представленого дослідження запропоновано новий метод розрахунку НДС елементів та вузлів електричних машин. Особливістю методу стало розв'язання сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірних постановках із використанням МСЕ з передачею початкових та граничних умов між задачами.

Отримані дані можуть бути використані науково-дослідними та проєктними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями енергетичної галузі, університетами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень і експлуатації енергетичного обладнання.

Висновки

В ході дослідження встановлено, що для основних конструктивних елементів бандажного вузла турбогенератора потужністю 200 МВт мінімальний коефіцієнт запасу міцності при угонній частоті обертання та максимальному натязі становив 1,3.

Максимальні контактні напруження (близько 550 МПа) виникають у центруючому кільці при нульовій частоті обертання, мають локальний характер та зосереджені в районі концентратора напружень – отвору.

Для всіх режимів (у стані спокою, при номінальній частоті обертання, при угонній частоті обертання) напруження не перевищують допустимих значень. При цьому натяги не можуть бути змінені у менший бік у зв'язку з тим, що мінімальний допустимий запас міцності для елементів конструкції бандажного вузла турбогенератора потужністю 200 МВт становить від 1,5 до 1,05 при угонній частоті обертання.

Напрямом подальших досліджень є розробка методики оцінки запасів міцності найбільш навантажених вузлів турбогенератора з використанням комплексного підходу з урахуванням дії декількох чинників (теплових, механічних та ін.) у тривимірних постановках.

Внесок авторів: постановка завдання – **О. В. Третяк**; формулювання проблеми – **П. Г. Гакал, С. С. Кравченко**; огляд та аналіз інформаційних джерел –**С. А. Сергієнко, В. В. Назаренко**; тривимірне моделювання – **Б. К. Шестак, В. В. Назаренко**; завдання умов та виконання розрахунків – **С. С. Кравченко, Б. К. Шестак, С. А. Сергієнко**; аналіз результатів дослідження та верифікація результатів – **О. В. Третяк, П. Г. Гакал**.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо цього дослідження, фінансового, особистого, авторського чи іншого, який міг би вплинути на дослідження та його результати, представлені в цій статті.

Фінансування

Дослідження проводилося без фінансової підтримки.

Наявність даних

Рукопис немає супутніх даних.

Використання штучного інтелекту

Автори підтверджують, що вони не використовували технології штучного інтелекту при створенні даної роботи.

Усі автори прочитали та погодилися з опублікованою версією рукопису.

Література

1. Balitskii, A. Hydrogen cooling of turbogenerators and the problem of rotor retaining ring materials degradation [Text] / A. Balitskii. O. Krohmalny, & I. Ripey // International Journal of Hydrogen Energy. – 2000. – Vol. 25, no. 2, P. 167–171. doi: 10.1016/S0360-3199(99)00023-3.

2. Generator End-Winding Retaining Rings. A Literature Survey and Care Guideline [Electronic resource] / Online Library for Electrical Power Systems Publications / eCIGRE, 2012. – Available at: https://www.e-cigre.org/publications/detail/491-generator-end-winding-retaining-rings-a-literature-survey-and-care-guideline.html#pAdditionalInformations. (accessed 03 June 2025).

3. Xia, Y. Simulation Soft System on the Fatigue Life Loss of Startup and Shutdown for a 600MW Steam Turbo Unit [Text] / Y. Xia // IEEE 2009 Second International Workshop on Computer Science and Engineering.

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

– Qingdao, China, 2009. – P. 558-562. doi: 10.1109/WCSE.2009.875.

4. Salon, S. J. Finite Element Analysis of Electrical Machines [Text] / S. J. Salon. – New York, NY : Power Electronics and Power Systems : Springer, 1995 – 247 p. doi: 10.1007/978-1-4615-2349-9.

5. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer [Text] / D. Anderson [et al.] – 4th ed. – Boca Raton : CRC Press, 2020. – 974 p. doi: 10.1201/9781351124027.

6. Dynamics of Rotating Machines [Text] / M. I. Friswell [et al.] // Cambridge Aerospace Series ; ed. by W. Shyy, V. Yang – Cambridge, 2010. doi: 10.1017/CBO9780511780509.

7. Ishida, Y. Linear and Nonlinear Rotordynamics: A Modern Treatment with Applications [Text] / Y. Ishida, & T. Yamamoto – Weinheim : Wiley-VCH, 2012. – 247 p. doi: 10.1002/9783527651894.

8. Liao, Y. Finite Element Analysis and Lightweight Design of Hydro Generator Lower Bracket [Text] / Y. Liao, & B. Liao // Manufacturing Technology. – 2020. – Vol. 20, no. 1. – P. 66–71. doi: 10.21062/mft.2020.017.

9. Quaranta, E. How to estimate the weight of hydropower electro-mechanical equipment? Available evidence, novel equations and challenges for engineering applications [Text] / E. Quaranta, R. Bergamin, & A. J. Schleiss // Results in Engineering. – 2023. – Vol. 18. – Article on. 101067. doi: 10.1016/j.rineng.2023.101067.

10. Zhang, J. Study of Unsymmetrical Magnetic Pulling Force and Magnetic Moment in 1000 MW Hydrogenerator Based on Finite Element Analysis [Text] / J. Zhang, X. Huang, & Z. Wang // Symmetry. – 2024. – Vol. 16, no. 10. – Article no. 1351. doi: 10.3390/sym16101351.

11. Balitskii, A. Corrosion-mechanical characteristics of the materials of nonmagnetic retaining rings of turbogenerators. II. High-nitrogen 18Mn−18Cr steels [Text] / A. Balitskii // Materials Science. – 1998. – Vol. 35, no. 1. - P. 97–109. doi: 10.1007/BF02362618.

12. Klempner, G. Handbook of Large Turbo-Generator Operation and Maintenance [Text] / G. Klempner, & I. Kerszenbaum // IEEE Press Series on Power and Energy Systems– 3th ed. – Weinheim : Wiley-IEEE Press, 2018. – 879 p. doi: 10.1002/9783527651894.

References

1. Balitskii, A., Krohmalny, O., & Ripey, I. *Hydrogen cooling of turbogenerators and the problem of rotor retaining ring materials degradation. International Journal of Hydrogen Energy,* 2000, Vol. 25, Iss 2, pp. 167-171. doi: 10.1016/S0360-3199(99)00023-3.

2. Fenton, R.E., Tarrant, D., Wallis, D., Aspden, D., Ulery, D.R., Walker, D., Havenga, F., Coetzee, G., Michalec, J., Stein, J., Weidner, J., & Nel, W. *Generator End-Winding Retaining Rings. A Literature Survey and Care Guideline. eCIGRE,* 2012. Available at: <https://www.e-cigre.org/publications/detail/491-generator-end-winding-retaining-rings-a-literature-survey-and-care-guideline.html#pAdditional Informations> (accessed 03 June 2025).

3. Xia, Y. Simulation Soft System on the Fatigue Life Loss of Startup and Shutdown for a 600MW Steam Turbo Unit. *IEEE 2009 International Conference on Energy and Environment Technology*. Qingdao, China, 2009, pp. 558-562. doi: 10.1109/WCSE.2009.875.

4. Salon, S. J. Finite Element Analysis of Electrical Machines. *Power Electronics and Power Systems*, 1995. 247 p. doi: 10.1007/978-1-4615-2349-9.

5. Anderson, D., Tannehill, J. C., Pletcher, R. H., Munipalli, R., & Shankar, V. *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer* (4th ed.). Boca Raton., 2020. 974 p doi: 10.1201/9781351124027.

6. Friswell, M. I., Penny, J. E. T., Garvey, S. D., & Lees, A. W. *Dynamics of Rotating Machines. Cambridge*. 2010. doi: 10.1017/CBO9780511780509.

7. Ishida, Y., & Yamamoto, T. *Linear and Nonlinear Rotordynamics: A Modern Treatment with Applications.* Wiley-VCH, 2012. 247 p. doi: 10.1002/9783527651894.

8. Liao, Y., & Liao, B. Finite Element Analysis and Lightweight Design of Hydro Generator Lower Bracket. *Manufacturing Technology*, 2020, vol. 20, no. 1, pp. 66–71. doi: 10.21062/mft.2020.017.

9. Quaranta, E, Bergamin R, & Schleiss, A. J. How to estimate the weight of hydropower electro-mechanical equipment? Available evidence, novel equations and challenges for engineering applications. *Results in Engineering*, 2023, vol. 18, article no. 101067. doi: 10.1016/j.rineng.2023.101067.

10. Zhang, J., Huang, X., & Wang, Z. Study of Unsymmetrical Magnetic Pulling Force and Magnetic Moment in 1000 MW Hydrogenerator Based on Finite Element Analysis. *Symmetry*, 2024, vol. 16, no. 10, article no. 1351. doi: 10.3390/sym16101351.

11. Balitskii, A. Corrosion-mechanical characteristics of the materials of nonmagnetic retaining rings of turbogenerators. II. High-nitrogen 18Mn−18Cr steels. *Materials Science*, 1998, vol. 35, no. 1, pp. 97–109. doi: 10.1007/BF02362618.

12. Klempner, G., & Kerszenbaum, I. *Handbook of Large Turbo- Generator Operation and Maintenance*. Wiley-IEEE Press, 2018. 879 p. doi: 10.1002/ 9783527651894.

Надійшла до редакції 12.05.2025, розглянута на редколегії 18.08.2025

DEVISING A METHOD FOR DETERMINING THE STRENGTH RESERVES OF DESIGN ELEMENTS OF BANDAGE ASSEMBLIES OF TURBOGENERATORS

Oleksii Tretiak, Stanislav Kravchenko, Pavlo Gakal, Bogdan Shestak, Serhii Serhiienko, Viacheslav Nazarenko

The complexity of assessing the safety margins of design elements and assemblies of high-power turbogenerators under the influence of temperature and force loads is due to the need to solve a set of problems: gas-dynamic, temperature, and thermoelastic problems. When designing a turbogenerator rotor bandage assembly, the solution to this set of problems associated with determining the thermally stressed state of structures is complicated by the presence of pre-tensions, the influence of temperature fields that depend on the parameters of the ventilation systems, and many other factors. The use of high-alloy steels with high hardness and tensile strength as the main material of the band rings also requires an increase in tension, which can cause cracks to appear in the most stressed structural elements. Solving the problem of determining the stress-strain state of the bandage assembly elements with the required accuracy when using exclusively classical engineering methods is not advisable, since they do not allow for effective consideration of the entire set of factors due to the presence of their mutual complex influence. The proposed method allows for more accurate computation of safety margins and determination of necessary stresses by solving a set of thermoelasticity and thermal conductivity problems in a three-dimensional setting using the finite element method with the transfer of initial and boundary conditions between problems. The refined safety margin coefficients of the elements of the bandage assembly in a state of rest, at nominal speed, and overspeed were determined when conducting a study using the developed method. For the main design elements of the bandage assembly of a 200 MW turbogenerator, the minimum safety factor at the overspeed and maximum tension was 1.3. The maximum contact stresses (approximately 550 MPa) that arise in the centering ring at zero rotation speed are local and concentrated in the area of the stress concentrator– the hole. All stress modes do not exceed the permissible values. At the same time, the tensions cannot be changed to a smaller side because the minimum permissible safety factor for the design elements of the bandage assembly of a 200 MW turbogenerator is from 1.5 to 1.05 at the overspeed.

Keywords: turbogenerator; bandage assembly; centering ring; three-dimensional modeling; stress-strain state; stress in the tension location; safety factor.

Третяк Олексій Володимирович – д-р техн. наук, доц., зав. каф. аерогідродинаміки, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Кравченко Станіслав Сергійович –PhD, ас. каф. аерогідродинаміки, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Гакал Павло Григорович – д-р техн. наук, доц., проф. кафедри аерокосмічної теплотехніки, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Шестак Богдан Костянтинович – асп. каф. аерогідродинаміки, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Сергієнко Сергій Анатолійович – асп. каф. аерогідродинаміки, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Назаренко Вячеслав Вікторович – асп. каф. аерогідродинаміки, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Oleksii Tretiak – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Aero-Hydrodynamics, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,
e-mail: o.tretyak@khai.edu, ORCID: 0000-0002-7295-5784.

Stanislav Kravchenko – Doctor of Philosophy (PhD), Assistant at the Department of Aero-Hydrodynamics, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,
e-mail: ksatfer@gmail.com, ORCID: 0009-0009-6409-4767.

Pavlo Gakal – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor at the Department of Aerospace Thermal Engineering, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,
e-mail: p.gakal@khai.edu, ORCID: 0000-0003-3043-2448.

Bogdan Shestak – PhD Student of the Department of Aero-Hydrodynamics, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,
e-mail: b.k.shestak@khai.edu, ORCID: 0009-0002-0659-5394.

Serhii Serhiienko – PhD Student of the Department of Aero-Hydrodynamics, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,
e-mail: sa.sergienko01@gmail.com, ORCID: 0009-0000-6377-209X.

Viacheslav Nazarenko – PhD Student of the Department of Aero-Hydrodynamics, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,
e-mail: v.v.nazarenko@khai.edu, ORCID: 0009-0000-8154-9131.