

## ФІЗИЧНІ ПРОЦЕСИ В РОТОРАХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ І ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИН І СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХНЬОЇ НАДІЙНОСТІ

*Проведено математичне і фізичне моделювання електромагнітних, теплових і механічних процесів та статистичне моделювання віброхарактеристик в елементах конструкції ротора потужних генераторів, у т.ч. при наявності дефектів у вигляді тріщин та інших механічних руйнувань, зменшення провідності вентиляційних каналів. Запропоновано і досліджено ряд нових способів підвищення експлуатаційної і конструкційної надійності генераторів і двигунів власних потреб електростанцій.*

*Проведено математическое и физическое моделирование электромагнитных, тепловых и механических процессов и статистическое моделирование виброхарактеристик в элементах конструкции ротора мощных генераторов, в т.ч. при наличии дефектов в виде трещин и других механических повреждений, уменьшение проводимости вентиляционных каналов. Предложен и исследован ряд новых способов повышения эксплуатационной и конструкционной надежности генераторов и двигателей собственных нужд электростанций.*

Генератори, що використовуються на ТЕС і ГЕС України, відпрацювали розрахунковий ресурс експлуатації й майже вичерпали фізичний ресурс. Умови їхньої експлуатації відрізняються від тих експлуатаційних вимог, які закладалися при їхньому проектуванні й виготовленні. Ці відмінності в першу чергу пов'язані з режимами роботи (збільшеною кількістю «пусків-остановів» і перехідних режимів, роботою при зниженій потужності). У цих випадках спостерігається підвищена вібрація, що призводить до зниження надійності й довговічності генераторів.

Робота генераторів з коефіцієнтом потужності  $\cos\phi$ , який відрізняється від його номінального значення, викликає підвищені електромагнітні навантаження кінцевих зон і насамперед крайніх пакетів осердя статора, що в свою чергу позначається на вібраціях підшипників ротора.

Асиметрія повітряного зазора, отримана при монтажі між ротором і статором, викликає нерівномірність розподілу сил магнітного тяжіння й впливає на експлуатаційний стан вузлів ротора й підшипників генератора. Зрівняльні струми, що виникають у цьому випадку, зменшують асиметрію магнітного поля, але й викликають підвищену температуру обмотки статора й вібрацію осердя.

Через перегрівання сталі крайніх пакетів, а також через високі рівні вібрації лобових частин часто спостерігаються пробої ізоляції стержнів обмотки статора. Крім того, спостерігаються перегрівання й пошкодження стержнів і короткозамкнених контурів демпферної обмотки й сталі полюсів ротора.

Основні пошкодження турбогенераторів на АЕС України пов'язані в основному з дефектами конструкції, що істотно знижує показники їхньої надійності. Дефекти у всіх генераторів однакові: тріщини у з'єднувальних шинах, підвищений рівень вібрації, виток водню. Найменш надійними є турбогенератори типу ТВВ-1000-2У3.

Аналіз технічного стану існуючих генераторів показує, що їх стан незадовільний. 40 % всіх відмов генераторів пов'язані з ротором. Відмови генераторів, пов'язані з ротором, відбуваються з особливо негативними наслідками. Тому вивчення процесів у роторах електричних машин та розв'язання проблеми підвищення їх експлуатаційної надійності є актуальним і важливим для забезпечення енергетичної стабільності в країні.

За минулий рік в результаті досліджень було отримано ряд важливих результатів для розв'язання проблеми надійності роторів шляхом вдосконалення конструкції та засобів контролю і діагностики.

**Фізичні аспекти розвитку тріщин у струмонесучих елементах.** Відомо [1], що на одному з генераторів типу ТВВ-1000-2У3 (Хмельницька АЕС) відбулася аварія, пов'язана з

появою тріщини у з'єднувальній шині ротора.

Поступове збільшення тріщини призвело до локального перегрівання ушкодженої ділянки шини й виникнення надалі ряду взаємозалежних електрофізичних процесів: електричного пробоя тріщини, появи дуги постійного струму й утворення газоплазмової суміші, що спричинило руйнування електричної ізоляції шини, коротке замикання шини на масив ротора, підвищення вібрацій.

Для теоретичних досліджень електричних і теплових процесів у з'єднувальній шині із тріщиною на стадії її розвитку було використано математичну модель, розрахунки за якою проводились чисельним методом скінченних елементів у програмно-обчислювальному комплексі COMOL. Досліджувалась залежність напруженості електричного поля (В/м), щільності струму ( $\text{А/мм}^2$ ) і питомих теплових втрат ( $\text{кВт/м}^3$ ) від відносної глибини тріщини  $h^* = h/b$ , де  $b = 100$  мм – висота шини,  $h$  – глибина тріщини.

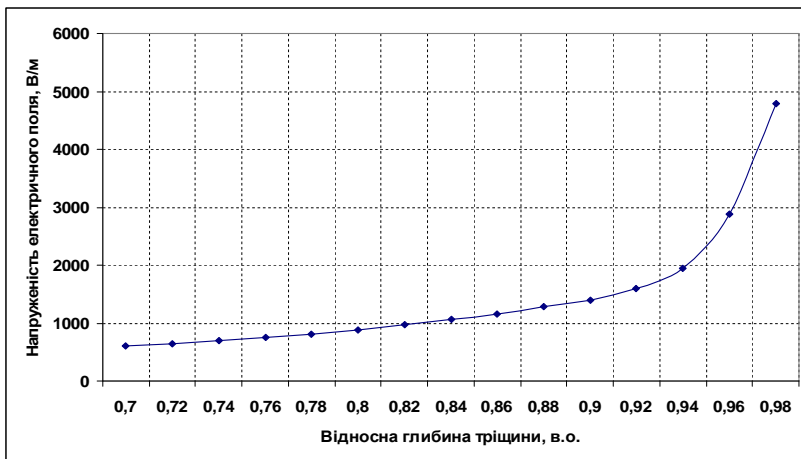
На рис. 1 представлено залежність від відносної глибини тріщини напруженості електричного поля (а) та густини струму під дном тріщини (б), отримані на основі розрахунку.

Аналогічний характер носить і крива залежності питомих теплових втрат під дном тріщини від її відносної глибини.

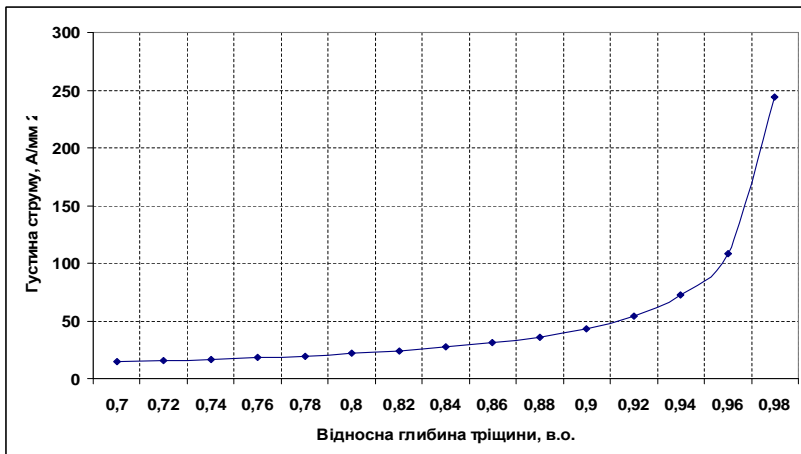
З наведених кривих видно, що найбільша інтенсивність електричних процесів в ушкодженій шині відбувається при глибині тріщини  $h^* > 0,9$ , після якої спостерігається дуже інтенсивне зростання значень усіх функцій.

Різке зростання питомих теплових втрат при наближенні  $h^*$  до 1 призводить до значного підвищення температури.

На рис. 2, де представлено картину температурного поля в розрахунковій області, по-



а



б

Рис. 1

казано, що при глибині тріщини  $h^* = 0,98$  максимальна температура під дном тріщини досягає значення  $1260^\circ\text{C}$ , що цілком достатньо для розплавлення міді, яка має температуру плавлення  $1083^\circ\text{C}$ . У цілому площа ділянки шини, на якій температура перевищує температуру  $1083^\circ\text{C}$ , може бути приблизно апроксимована півколом із центром, розташованим у вершині тріщини з радіусом  $\approx 20$  мм.

Таке нагрівання достатнє для вигорання бокової електричної ізоляції шини з подальшим замиканням струму збудження через сталеву стінку каналу масивного ротора в обхід ушкодженої ділянки шини.

Результат математичного моделювання підтверджує гіпотезу, що аварія ротора турбогенератора ТВВ-1000-2УЗ на Хмельницькій АЕС виникла внаслідок початкової поперечної тріщини у

з'єднувальній шині обмотки ротора при її виготовленні на заводі або при ремонтних роботах. Даний дефект з'єднувальної шини обмотки ротора створив передумови подальшого аварійного концентрованого викиду електричної енергії збудника постійного струму, спрямованого на руйнування основних конструктивних вузлів ротора, у тому числі обмотки збудження, клинів ротора й бандажного кільця ротора.

Розглянуті процеси є фундаментальними для всіх струмонесучих елементів електричних машин, трансформаторів та інших електротехнічних пристроїв. Зараз розглянуто розвиток процесу руйнування струмонесучих елементів з тріщиною в турбогенераторах лише на заключній стадії. Доцільно даний процес дослідити на даній стадії розвитку з врахуванням електромагнітних та термопружних сил, які змінюються при зміні глибини тріщини, у т.ч. на основі теорії механіки руйнувань.

**Теплові і термомеханічні процеси в роторі турбогенератора при часткових перекриттях вентиляційних каналів.** Стан обмоток турбогенератора характеризує його надійність. Для турбогенераторів, наробка яких значна, навіть невеликі перегрівання обмоток істотно скорочують їхній залишковий ресурс.

Однією з причин перегрівання обмотки ротора турбогенератора може бути тепловий небаланс ротора, викликаний перекриттям частини вентиляційних отворів у ньому з безпосе-

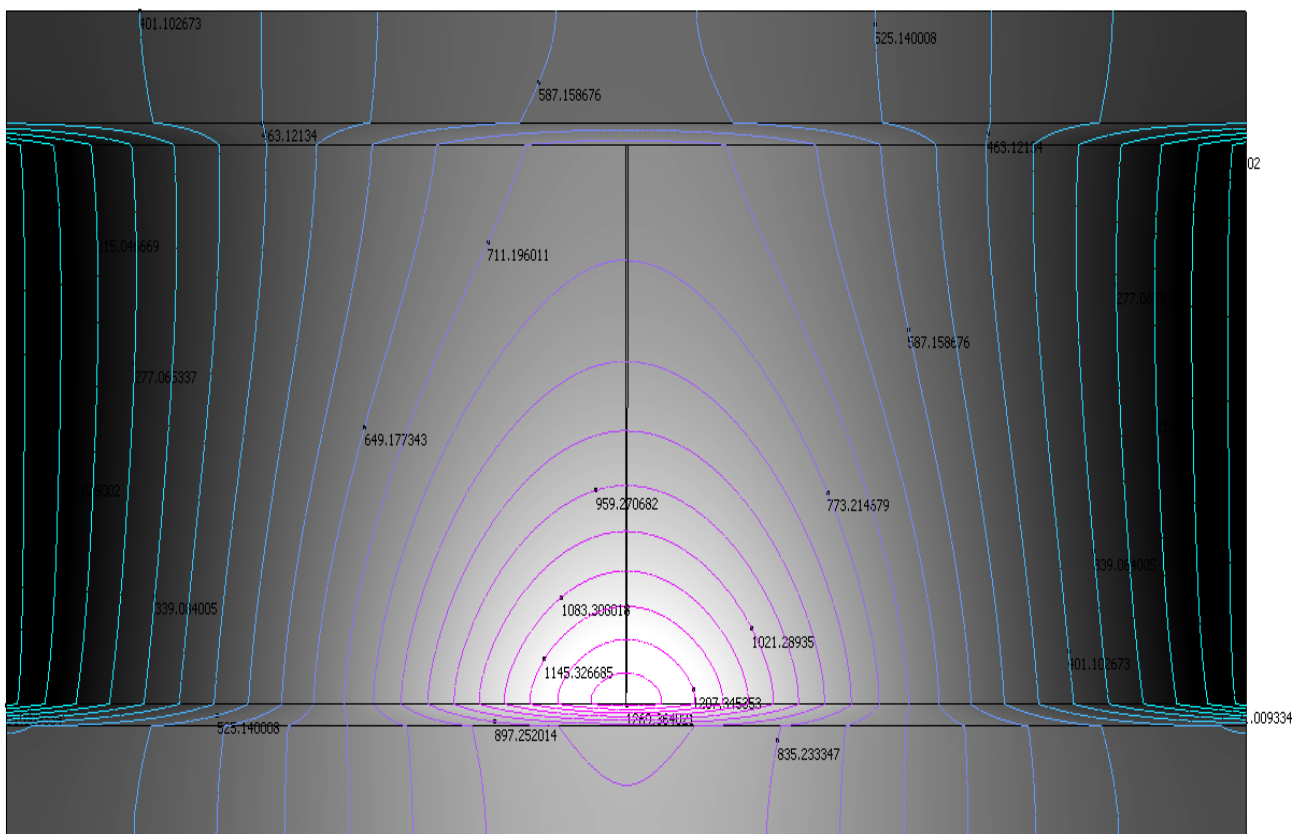


Рис. 2

реднім водневим охолодженням. Для оцінки теплового навантаження на ізоляцію ротора при частковій закупорці вентиляційних каналів виконано чисельні дослідження теплового стану обмотки у бочці ротора для турбогенератора потужністю 300 МВт із безпосереднім водневим охолодженням.

При чисельних розрахунках приймалися такі основні допущення:

1. Температурне поле приймалось плоскопаралельним;
2. Вважались попередньо виконаними необхідні електромагнітні й вентиляційні розрахунки;
3. Однорідні області ізотропні, теплофізичні характеристики матеріалів не залежать від температури;

4. Теплове випромінювання на границях розділу середовищ – ідеальне.

В основі розрахунків використовувалися теоретичні положення, наведені в [6 – 8].

Математична модель температурного поля для стабільного теплового режиму описується основним рівнянням теплопровідності:

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + q = 0, \quad (1)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м °С;  $T$  – температура, °С;  $q$  – втрати в одиниці об'єму, Вт/м<sup>3</sup>.

За МКЕ рівняння (1) розв'язується, виходячи з енергетичної концепції. При цьому у двовірній постановці для ізотропного середовища енергетичний функціонал має такий вигляд:

$$\chi = \iint \left\{ \frac{1}{2} \lambda \left[ \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] - q \cdot T \right\} dx dy. \quad (2)$$

Розв'язання рівняння (1) у двовірній ізотропній області за МКЕ еквівалентне знаходженню функції  $T$ , що задовольняє умовам на границі й мінімізуючому функціоналу (2). Теоретичні положення реалізовані у вигляді пакета програм TERM для ПК мовою ФОРТРАН. Метод рішення – блокове включення по Гаусу.

Розв'язано задачу розрахунку температурних полів у роторі турбогенератора потужністю 300 МВт типу ТГВ-300-2 у номінальному синхронному режимі при різних варіантах закупорювання охолоджуючих каналів у обмотці ротора. Результати розрахунків представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Кількість закупорених каналів	0	1	2	3	4	5	6	7
Максимальна температура ізоляції обмотки при $P=P_{\text{ном}}$ , $T_{\text{хол.газ}} = 35$ °С	96,8	106,5	117,4	129,2	142,9	159,3	185,7	320,1
Максимальна температура ізоляції обмотки при $P = 0,75P_{\text{ном}}$	70	75	81	87,7	95,4	104,6	119,5	194,5
Середня температура ізоляції обмотки при $P=P_{\text{ном}}$ , $T_{\text{хол.газ}} = 35$ °С	70,9	75,5	83,9	91,2	98,9	107,5	121,4	197,5
Термомеханічні напруження в ізоляції, МПа, $P=P_{\text{ном}}$	0,34	1,87	4,72	6,18	8,12	11,05	16,8	31,5

З табл. 1 видно, що при роботі у номінальному режимі лише закупорювання чотирьох і більше поруч розташованих провідників призводить до того, що максимальна температура обмотки перевищує припустиму для ізоляції класу В температуру – 140°С.

Для оцінки теплового старіння ізоляції при зміні температури прийнято використовувати правило Монтзінгера, відповідно до якого для кожного типу ізоляції існує постійна величина приросту температури  $\Delta\theta$ , при якій термін служби зменшується вдвічі. Для турбогенераторів з водневим охолодженням процес теплового старіння ізоляції, як правило, не повністю визначає термін її служби, однак при перегріваннях ізоляції понад припустимі температури цей процес істотно прискорюється. Звичайно, при проведенні оціночних розрахунків  $\Delta\theta$  приймається 10 °С [3].

Відповідно до табл. 1 максимальна температура обмотки перевищує номінальну на 10 °С при закупорюванні п'яти й більше поруч розташованих каналів. Тому тільки у випадку виявлення під час ремонту закупорювання п'яти й більше поруч розташованих вентиляційних каналів у обмотці подальша експлуатація стає небезпечною з погляду теплового старіння ізоляції обмотки ротора, що може призвести до її пробою під навантаженням.

**Процеси в роторі генератора при несиметрії струмів статора та засоби підвищення термостійкості ротора.** Необхідність підвищення надійності експлуатації потужних турбогенераторів вимагає подальшого вдосконалення конструкції найбільш навантаженого вузла турбогенератора – його ротора і, зокрема, конструкції торцевих зон ротора. Особливо актуальним

є вдосконалення конструкції торцевих зон ротора з огляду на негативні наслідки електромагнітних та теплових процесів у кінцевих клинах ротора турбогенератора в несиметричних режимах роботи. У несиметричних режимах в роторі індуються значні за величиною вихрові струми частотою 100 Гц. Зниження нерівномірності розподілу струмів і втрат можна досягти за рахунок вибору оптимальної форми поперечного перетину кінцевих клинів ротора в районі контактної поверхні клина із зубцем. Такий оптимальний вибір конфігурації клина може бути заснований на результатах математичного моделювання поля і втрат в торцевій зоні.

Розроблено математичну модель електромагнітних та теплових процесів у кінцевих клинах ротора турбогенератора в несиметричних режимах роботи. Отримані розрахункові результати моделювання на прикладі турбогенератора типу ТГВ–200 дали змогу зробити такі висновки:

1. У несиметричних режимах ТГВ–200 близько 80 % вихрових струмів частотою 100 Гц замикаються в торцевій зоні ротора через кінцеві клини і зубці ротора і лише близько 20 % – через бандажне кільце ротора.
2. Для дюралюмінієвих клинів марки Д16, які широко використовуються в даний час у ТГВ–200, максимальна густина струму, що виникає в несиметричних режимах на контактній поверхні клин–зубець, сягає значень 27...32 А/мм<sup>2</sup>, а температура – до 250 °С. Це становить небезпеку перегрівань не тільки клинів, але й електричної ізоляції обмотки збудження, що знаходиться в пазах ротора.
3. Збільшення електропровідності клинів призводить до зниження втрат в зубцево-клиновій зоні. Так, при використанні бронзових клинів марки БрХ05 у порівнянні з дюралюмінієвими клинами марки Д16 питомі втрати в них зменшуються в 1,9 разу, що призводить до зниження перегрівань. Цей результат пояснюється тим, що при практично незмінному вихровому струмі, величина якого залежить від електромагнітних процесів у активній зоні ротора, збільшення електропровідності клинів призводить до зниження втрат. Але втрати в зубцях при збільшенні електропровідності клинів практично не зменшуються, оскільки електропровідність зубців залишається незмінною, а форма контактних поверхонь з клинами не змінюється.
4. Застосування магнітних торцевих клинів призводить до збільшення втрат, і тому воно недоцільне.

Отже, через значні перегрівання контактних поверхонь існує необхідність удосконалення форми кінцевих клинів для зменшення локальної густини струму і теплових втрат. Авторами запропоновано наступні варіанти удосконалених клинів.

*Кінцевий клин з круглим отвором.* Один варіант кінцевого клина оптимальної конфігурації зображено на рис. 3. У зоні верхівки плечика клина, тобто в зоні контактної поверхні клин-зубець з максимальною густиною струму, в клині уздовж його довжини зроблено круглий отвір невеликого діаметру. При перетіканні струму з зубця в клин він вимушений обминати отвір по лініях збільшеного радіусу, внаслідок чого зменшуються локальні густини струму і теплових втрат, що в цілому зменшує температуру контактних поверхонь. Проведений аналіз показав, що на відміну від стандартного клина в даному варіанті в контактній зоні лінії вихрового струму мають меншу кривизну. В результаті густина струмів у місцях переходу струму з зубця в клин зменшується. При цьому отримано такі максимальні значення величин у зоні контакту: густини струму  $j = 29,8$  А/мм<sup>2</sup> (замість 32,2 А/мм<sup>2</sup>), втрат  $p = 2,21$  Вт/м (замість 2,58 Вт/м) і температури 221 °С (замість 248 °С).

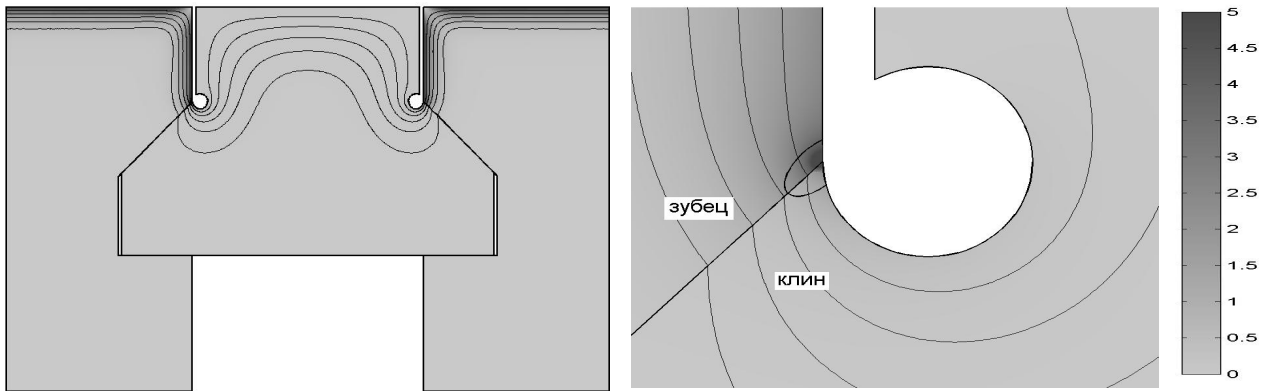


Рис. 3

*Кінцевий клин з вертикальним розрізом.* Даний варіант оптимізованого кінцевого клина ротора (рис. 4) передбачає виконання вертикального розрізу в клині, який продовжує бокову поверхню верхньої частини клина у його глибину. Наявність таких розрізів зміщує зону максимального градієнта густини струму і відповідно максимальних локальних втрат від контактної зони у глибину клина на ділянку, що розташована під дном вертикального розрізу. На рис. 4 зображено ізолінії вихрових струмів у зоні контакту клина і зубця ротора для клина з вертикальним розрізом. Струми перетікають з зубця в клин через плечико клина по лініях малої кривизни. Найбільші теплові втрати виникають тепер не в контактній зоні, а на деякій відстані – під дном розрізу.

Густина струму в зоні контакту складає  $j = 29,1 \text{ А/мм}^2$ , питомі втрати  $p = 2,19 \text{ Вт/м}$  і температура  $220 \text{ }^\circ\text{С}$ . За ефективністю розглянуті технічні рішення є практично однаковими і доцільність їх використання залежить від інших, наприклад, технологічних чинників.

*Комбінований кінцевий клин.* Складається з двох частин, виконаних з різних матеріалів. Верхня частина клину виконана з неелектропровідного матеріалу 1 і має розмір по висоті від зовнішньої поверхні клину до початку плечика клина. Нижня частина клина 2 виконана з немагнітного матеріалу з високою електропровідністю, наприклад, бронзи або дюралюмінію. На рис. 5 зображено загальний вигляд комбінованого клину разом з розрахунковими ізолініями вихрового струму. Аналіз механічного навантаження клину показав, що відцентрові зусилля від маси обмотки ротора утримуються саме частиною клину 2, яку можна розглядати як балку, що спирається через свої два плечика на суміжні зубці ротора. Верхня частина клину не несе механічного навантаження і забезпечує лише гладкість поверхні ротора для зменшення втрат від тертя ротора об охолоджуючий газ. Тому частину клину 1 можна виконати з неметалу з відносно невеликою густиною матеріалу і механічною міцністю. Верхня частина клину кріпиться до нижньої за допомогою клею або болтами через висвердлені у ній отвори.

При використанні комбінованого клину, виконаного з дюралюмінію марки Д16 (нижня частина) і неелектропровідного матеріалу (верхня частина), максимальні значення величин у зоні контактної поверхні клин–зубець складають: густини струму  $j = 28,9 \text{ А/мм}^2$  (замість  $32,2$

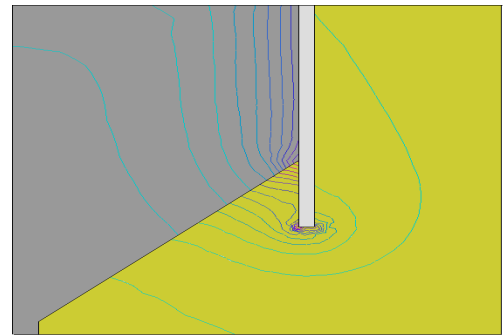


Рис. 4

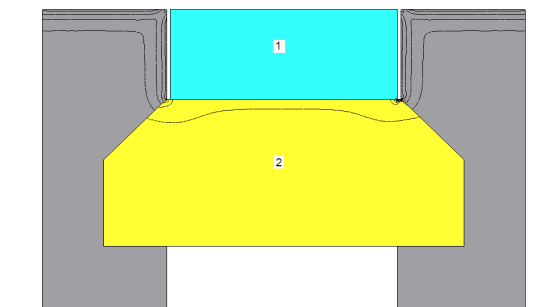


Рис. 5

A/мм<sup>2</sup> в стандартному варіанті клина), втрат  $p = 2,16$  Вт/м (замість 2,58 Вт/м) і температури 216 °С (замість 248 °С). Величини втрат у комбінованому клині у порівнянні зі стандартним клином зменшуються на 20 %, а максимальна температура – на 15 %.

Отже, за результатами досліджень запропоновано підхід до оптимізації кінцевих клинів, що ґрунтується на формуванні траєкторії протікання вихрових струмів з меншою кривизною за рахунок створення відповідної геометричної конфігурації контактних поверхонь клин–зубець. Відповідно до зазначеного принципу запропоновано три варіанти оптимізованих кінцевих клинів: кінцевий клин з круглим отвором; кінцевий клин з вертикальним розрізом; комбінований кінцевий клин, що складається по висоті з неелектропровідної і електропровідної частин. Показано, що тільки за рахунок використання оптимальної форми кінцевих клинів локальні втрати і температура на контактних поверхнях клин–зубець зменшуються на 14...20 %.

Доведено, що за умови вибору рекомендованої глибини розрізів у клинах, їх механічна міцність задовольняє необхідним вимогам при експлуатації в складі конструкції ротора турбогенератора.

Експлуатація запропонованих кінцевих клинів оптимізованої геометричної форми, виготовлених з матеріалів з підвищеною електропровідністю, розв'язує існуючу на даний час проблему забезпечення надійності роботи клинів у несиметричних режимах роботи турбогенератора.

**Статистичне моделювання віброхарактеристик роторів генераторів.** Високий ступінь зношування діючого обладнання електростанцій України, низький коефіцієнт оновлення основного обладнання, до якого належать турбогенератори великої потужності, підвищує вимоги до інформації про їх поточний технічний стан. Одним з основних методів контролю технічного стану турбогенераторів у процесі експлуатації є вібродіагностика.

Показання віброхарактеристик, які знімаються зі штатних вібродатчиків, характеризують поточний стан турбогенератора й відповідно до нормативної документації не повинні перевищувати певних значень.

Аналіз віброхарактеристик турбогенераторів ТГВ-300 на Трипільський ТЕС і ТВВ-320-2 на Київській ТЕЦ-5 на основі побудови статистичних моделей показав, що для розширення інформації про технічний стан турбогенераторів можна використовувати динаміку зміни параметрів віброхарактеристик у міжремонтний період, а також їхнього значення при різних режимах експлуатації.

Досліджувались віброхарактеристики турбогенераторів на холостому ходу, при різних активних і реактивних навантаженнях з урахуванням динаміки зміни в процесі експлуатації. У режимах холостого ходу зміна віброхарактеристик на опорах підшипників визначається в основному дефектами ротора. В інших режимах на ці вібрації впливають і дефекти статора.

На основі даних по віброхарактеристиках, які отримані для різних блоків для дискретних точок часу, активної й реактивної потужності, побудовані багатофакторні регресійні залежності. Це дає можливість виявляти тенденції в поведінці віброхарактеристик при інтегральному накопиченні дефектів, а також побудувати залежності в часі для будь-якої потужності, у т.ч. і для номінальної, яка може бути обрана в якості реперної для діагностування.

Отримано результати про вплив на зміну вібрацій режимів роботи, часу експлуатації, виду ремонтів. Вібрація ротора на холостому ходу для розглянутих турбогенераторів у міжремонтний період збільшується в середньому на 5...10 %.

У справному турбогенераторі з моменту навантаження вібрація ротора знижується й досягає мінімальних значень при номінальних навантаженнях [5], тобто вплив дефектів ротора на вібрацію знижується (максимальний прояв у роторі спостерігається при проходженні критичних обертів).

Спостерігається монотонна залежність віброхарактеристик на підшипниках ротора турбогенератора від величини  $\cos\varphi$ .

Аналіз віброхарактеристик під навантаженням від 200 МВт і вище (для турбогенераторів навантаженням 300 МВт) показав, що в процесі експлуатації в міжремонтний період

спостерігається стійке збільшення віброхарактеристик турбогенераторів. Якщо до 90-х років минулого сторіччя в міжремонтний період (між капітальними ремонтами) це збільшення становило в середньому 10...30 % за 5–7 років, то в останні роки становить 10...30 %, уже за 1–3 роки, тобто швидкість накопичення пошкоджень у генераторі зростає в 3 рази.

Звичайний характер зміни технічного стану турбогенератора ТГВ-300 показано на рис. 6:

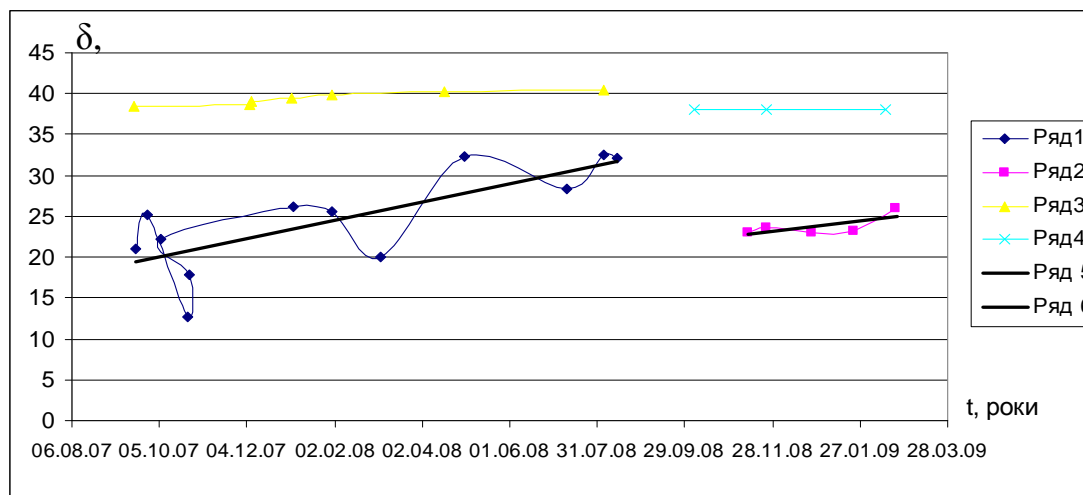


Рис. 6

Ряд 1 – побудована залежність за статистичними даними в часі віброзміщень при перерахованій активній потужності ( $P_a = 280$  МВт) на 6-му підшипнику турбогенератора ТГВ-300 (блок 3) у режимі навантаження до ремонту;

Ряд 2 – побудована залежність за статистичними даними в часі віброзміщень при перерахованій активній потужності ( $P_a = 280$  МВт) на 6-му підшипнику турбогенератора ТГВ-300 (блок 3) у режимі навантаження після ремонту;

Ряд 3 – побудована регресійна залежність в часі для віброзміщень в режимі ХХ до ремонту для 6-го підшипника турбогенератора ТГВ-300 (блок 3);

Ряд 4 – побудована регресійна залежність в часі для віброзміщень у режимі ХХ після ремонту для 6-го підшипника турбогенератора ТГВ-300 (блок 3);

Ряд 5 – побудована регресійна залежність в часі для віброзміщень у режимі навантаження до ремонту для 6-го підшипника турбогенератора ТГВ-300 (блок 3);

Ряд 6 – побудована регресійна залежність в часі для віброзміщень у режимі навантаження після ремонту для 6-го підшипника турбогенератора ТГВ-300 (блок 3).

Підшипник 6 розташований з боку турбіни. Видно, що до ремонту вібрації зростають, після ремонту вони знижуються.

Аналіз віброхарактеристик показав, що різні дефекти виявляють себе на певних частотах у діапазоні до 10000 Гц.

Показано, що регулювання значень віброхарактеристик можна здійснювати шляхом зміни температури охолоджуючого газу. Необхідність підвищення температури охолоджуючого газу свідчить про зношеність статора турбогенератора, якому необхідна підвищена температура, для забезпечення щільності активної сталі.

**Електромагнітний спосіб ранньої ідентифікації пошкоджень стержнів короткозамкнутої обмотки ротора турбо- і гідрогенераторів та АД.** Розроблено та досліджено електромагнітний спосіб ідентифікації пошкодження стержнів короткозамкнутої обмотки ротора енергетичних електричних машин.

Відомі способи безперервної ідентифікації дефектів короткозамкнутої обмотки [7, 8] чутливі при істотних пошкодженнях, коли вже важко запобігти пошкодженню стержнів.

Запропонований електромагнітний спосіб досліджено у лабораторії Інституту електродинаміки НАН України.



Дослідження проводились на асинхронному двигуні з короткозамкненим ротором потужністю 1,7 кВт при наступних умовах:

- амплітуда напруги живлення постійна,  $U = \text{const}$ ;
- запис даних для всіх датчиків проводиться одночасно (синхронно);
- частота напруги живлення постійна,  $f_c = \text{const}$ ;
- статичний момент постійний,  $M_c = \text{const}$ .

Реєстрація даних проводилась для таких варіантів: 1 – без дефектів; 2 – обрив одного стержня; 3 – обрив двох стержнів; 4 – обрив трьох стержнів.

Відомо, що з появою механічних пошкоджень стержнів обмотки поле її струмів, що збуджується, деформується. На фізичній моделі замірялося сумарне поле обмоток статора й ротора. Якщо застосувати компенсаційний метод, то можна виділити поле, що збуджується струмами білочної клітки на роторі. Якщо обмотка на роторі не має пошкоджень, то її струми збуджують поле у вставленій на зубці котушки пульсуюче в часі синусоїдальне магнітне поле, симетричне відносно вільно обраної системи координат.

З появою в одному або у декількох стержнях дефектів, струми в них зменшуються в порівнянні зі струмами в інших стержнях, а при розриві взагалі перестають текти.

Це дає можливість при аналізі кривої магнітної індукції знайти такі діагностичні параметри, які найбільш чутливі й дають достовірну діагностику обмоток ротора.

Проведено аналіз електромагнітного поля на основі методу гармонічного аналізу.

У табл. 2 надані постійні розкладання в ряд функції індукції магнітного поля ( $b_0$ ) і потужність гармонік при розкладанні в ряд Фур'є ( $s_q$ ) для різної кількості обриву стержнів.

Таблиця 2

Стан двигуна		Стаціонарний режим	Перехідний процес (зупинка)
Без дефектів	$b_0$	-1,24	-2,5
	$s_q$	-0,21	0,3
Обрив 1-го стержня	$b_0$	8,8	34,22
	$s_q$	0,4	0,8
Обрив 2-ох стержнів	$b_0$	20	39,87
	$s_q$	4,6	10
Обрив 3-ох стержнів	$b_0$	32,6	47,56
	$s_q$	5,8	14,7

З табл. 2 видно наскільки чутливим діагностичним параметром є постійна розкладання в ряд, особливо при перехідному процесі. Часткове пошкодження стержнів призводить до зміни постійної  $b_0$  на десятки відсотків, що дуже важливо для здійснення ранньої діагностики стану демпферних систем.

Діагностування стану короткозамкнених обмоток ротора асинхронних двигунів і демпферних обмоток турбо- і гідрогенераторів може виявляти дефекти на ранній стадії їхнього розвитку шляхом аналізу гармонічного складу магнітного поля струмів зазначених обмоток.

Даний підхід дає змогу вибрати досить чутливі діагностичні параметри. Це підтверджується також збігом результатів розрахункових і експериментальних досліджень.

При подальших дослідженнях, у т.ч. на натурних об'єктах і при дослідно-промисловій перевірці, отримані наукові результати буде трансформовано в практичні розробки, застосування яких в електромашинобудуванні та електроенергетиці підвищить енергоефективність і надійність процесу генерування електроенергії.

Інформаційні та аналітичні матеріали. 1991–2009 рр. / Державна інспекція з експлуатації електричних станцій і мереж. – Київ, 2009. – 510 с.  
 Аркадов Г.В., Павленко В.И., Установ А.И. Виброшумовая диагностика ВВЭР. – М.: Энергоатомиздат, 2004. – 344 с.  
 Галицький О.І. Сучасні матеріали для потужних турбогенераторів. – Львів: НАН України, Фізико-механічний ін-т ім. Г.В. Карпенка, 1999.  
 Гашимов М.А., Гаджиев Г.А., Мирзоева С.М. Диагностирование эксцентриситета и обрыва стержней ротора в асинхронных электродвигателях без их отключения // Электротехника. – 1998. – № 10. – С. 46.  
 Коган Ф.Л. Аномальные режимы мощных турбогенераторов. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 192 с.  
 Зенкевич О. Метод кінцевих елементів у техніці. – М.: Мир, 1975. – 541 с.  
 Сегерленд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. – 392 с.  
 Viswanathan R. Materials for Retainings. J.Eng // Mater Technology. – 1981. – Vol. № 3. – P. 38–42.