

РОЗПОДІЛ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ У РОТОРІ В РЕЖИМІ КОРОТКОГО ЗАМИКАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ТУРБОМАШИНИ

К.А. Кучинський^{1*}, докт. техн. наук, П.О. Зінкевич^{2**}, докт. філ.

1 – Інститут електродинаміки НАН України,
пр. Берестейський, 56, Київ, 03057, Україна
e-mail: kuchynskyy1962@gmail.com

2 – Національний університет харчових технологій,
вул. Володимирська, 68, Київ, 01033, Україна
e-mail: zinkevychpo@nuft.edu.ua

Представлено результати чисельних досліджень розподілу місцевих втрат і нагрівів у конструктивних елементах поверхневого шару ротора в початковий момент пуску турбомашини. Комплексне моделювання електромагнітних і температурних полів здійснюється на єдиній методологічній основі для одного й того ж ступеня дискретизації розрахункової області (полюсної поділки електричної машини) методом скінченних елементів. Проведено зіставлення теоретичних значень із даними експериментальних випробувань. На основі зазначених порівнянь проаналізовано отримані максимальні величини нагрівів і вплив відхилень розрахункових та експериментальних даних залежно від програми випробувань і ступеня оснащення датчиками температури на оцінку дійсної термостійкості конструкції в аномальному режимі. Бібл. 16, рис. 6, таблиця.

Ключові слова: ротор турбомашини, нестационарний режим, втрати, нагриви, скінченно-елементний аналіз.

Серед електричних машин (ЕМ) змінного струму значне місце займають турбомашини з масивними зубчастими роторами – синхронні, асинхронізовані турбогенератори, високошвидкісні синхронні турбодвигуни і деякі інші типи машин. Вони виробляють значний об'єм електроенергії, підвищують стійкість енергосистем, становлять основну частину електроприводу для технологічних процесів безперервних виробництв. Їхньою загальною властивістю є виникнення вихрових струмів у роторі за нормального або аномального режимів роботи, які викликають втрати потужності, підвищений нагрів конструктивних елементів, термомеханічні напруження.

Ріст потужності й більш складний дизайн турбомашин підвищують вимоги до їхньої надійності, водночас урахування динаміки ротора для збільшення строку його експлуатації є однією з основних практичних задач підвищення якості конструкцій [1]. Дослідженням основних компонентів обертової частини роторної системи [2] присвячена значна кількість наукових публікацій. Здебільшого основна увага в них приділяється визначенню міцнісних [3], динамічних [4, 5], вібраційних [6] характеристик для встановлення границь їхніх прийнятних обмежень.

Аналізувалася також робота ЕМ за наявності різних дефектів, ушкоджень та в аномальних режимах. Зокрема, в [7] представлені результати вивчення явища втрати збудження різних типів ЕМ, «яке є найпоширенішим ушкодженням, викликаним коротким замиканням обмотки (за наведеною статистикою – 69 % від усіх збоїв) при роботі синхронної машини».

У дослідженнях [8] проводиться електромагнітний аналіз для визначення індукції магнітного поля при виникненні короткого замикання в обмотці ротора невеликої синхронної машини, яке може викликати підвищення температури й вібрації, а також зміну вихідної напруги. Для виявлення такого роду дефектів авторами пропонується методика на основі аналізу щільності магнітного потоку в повітряному проміжку або інших областях машини за її роботи в різних умовах. Значення напруги, які отримані математичним моделюванням, порівнювалися з даними лабораторних тестів.

Розгляду аналогічних процесів присвячена робота [9]. Теоретично досліджувалися незбалансовані магнітні характеристики (потенціали, індукція, сили) у різних вузлах ЕМ (осердя, повітряний проміжок) за нормальних умов і наявності дефектів в обмотці збудження за

різного ступеня її короткого замикання. У двовимірній моделі на основі синхронного двигуна проводився аналіз магнітних сил і напруг у декількох точках статора. Механічна реакція осердя статора за номінального й аварійного режимів співставлялась із результатами експериментальних досліджень.

У статті [10] досліджуються зміни втрат від вихрових струмів і температур в роторі синхронної машини за наявності комбінованих дефектів як внаслідок появи статичного ексцентриситету в повітряному проміжку, так і часткових коротких замикань обмотки. Теоретичний аналіз і експериментальні перевірки проводились на лабораторному прототипі двофазної машини (5 кВа, 380 В, 3000 об/хв). Показано, що виникнення вищевказаних несправностей підвищує втрати й температуру ротора. Водночас установлено, що вплив фактора розвитку короткого замикання на зростання втрат і підвищення температури ротора переважує над збільшенням ексцентриситету, водночас як наслідки комбінованого ушкодження перевищують негативні явища від обох цих несправностей поодиночі. У режимі повного навантаження з цими ж дефектами машини втрати й температури ротора будуть найбільшими.

У публікації [11] з використанням різних обчислювальних методів моделюється синхронна машина як привод компресора для оптимізації крутного моменту й втрат у залізі ротора. Під час розрахунку температури поверхні машини через складність її структури для скорочення часу обчислень використовується аналітичне теплове рівняння, що віддає, за думкою авторів, перевагу цьому підходу. Оптимальні результати підтверджуються перевірками більш точними чисельними методами. Обговорюються погрішності в розрахунках температури поверхні між аналітичними й чисельними підходами. Підкреслюється, що отримані результати повинні бути підтверджені експериментальними дослідженнями.

У числі основних експлуатаційних вимог до систем електропривода компресорів, нагнітачів, насосів та ін., зокрема, у нафтогазовій галузі промисловості, є забезпечення прямого асинхронного пуску турбомашини, що припускає підключення її безпосередньо до мережі.

При пуску з нерухомого стану від повної напруги мережі й відсутності додаткового опору в ланцюзі ротора кожна турбомашини, по суті, зазнає раптового трифазного короткого замикання. У цьому режимі вихрові струми внаслідок ефекту витиснення циркулюють у порівняно тонкому поверхневому шарі масивного ротора. Під час роботи машини з ковзанням значно зростають рівні втрат і нагріву в його елементах, водночас за нерівномірного розподілу електромагнітного поля теплові навантаження також нерівномірні. Такі експлуатаційні (за технічними умовами) короткочасні режими машини відрізняються найбільшими електромагнітними, тепловими й механічними навантаженнями поверхні масиву бочки та її елементів.

У цій роботі досліджуються розподіли місцевих електромагнітних і теплових навантажень в елементах ротора у початковий момент пускового (анормального) режиму турбомашини, проводиться співставлення із результатами натурних випробувань, визначаються «дійсні» максимальні температури з тих, які теоретично мають місце в області досліджень, й величини їхніх розбіжностей із найбільшими значеннями з експерименту.

У більшості наукових праць, які присвячені питанням електромагнітного розрахунку й досліджень різних типів ЕМ з масивними роторами, основна увага приділяється визначенню параметрів і характеристик цих машин, тобто їхніх «зовнішніх даних». Методи ж розрахунку розподілу тепловиділень використовувались як допоміжні, хоча на практиці вони найчастіше виступають на перший план. Ще І.М. Постніковим відзначалось специфічне розходження двох проблем, яке полягає в тому, що «... локальний розподіл електромагнітного поля є диференціальною характеристикою машини й становить основний інтерес, коли мова йде про місцеві концентрації втрат ..., а параметри й характеристики – це інтегральні величини, які визначають поведінку ЕМ у цілому».

На розрахункову величину тепловиділень значний вплив має точність визначення поля у магнітопроводі. Один зі способів комп'ютерного моделювання фізичних процесів із великою точністю заснований на методі скінченних елементів (МСЕ) – інструменті математичного аналізу із застосуванням диференціальних рівнянь для рішення технічних проблем у реальній геометричній системі, яка розділена на достатньо дрібні «частини» з тими ж самими властивостями [12]. У цій роботі чисельне моделювання електромагнітного поля турбома-

шини з урахуванням впливу насичення, відповідних електропровідностей пазових клинів, великих і малих зубців, несиметрії масивного ротора на характер розподілу втрат від вихрових струмів у його елементах проводиться на основі МСЕ.

У варіаційній постановці за МСЕ визначаються вузлові значення векторного магнітного потенціалу (ВМП) у всій розрахунковій області. У процесі мінімізації функціонала енергії магнітного поля задача зводиться до рішення системи алгебраїчних рівнянь [13]:

$$([K] + [\theta])\{A\} = \{C\}, \quad (1)$$

де $[K]$ – матриця коефіцієнтів – функція геометрії області й магнітної проникності середовища μ ; $[\theta]$ – матриця врахування вихрових струмів – функція кутової частоти ω збуджуючих струмів і питомого електричного опору середовища, у якому наводяться вихрові струми; $\{C\}$ – вектор зведених до вузлів (i, j, m) струмів; $\{A\}$ – вектор вузлових значень ВМП.

На кожному кроці послідовних наближень система нелінійних рівнянь (1) вирішується методом Ньютона, водночас визначаються питомий магнітний опір і значення його похідної з урахуванням кривої намагнічування. Для перевірки близькості наближеного рішення до «дійсного» використовуються нормовані збільшення ВМП порівняно з точністю рішення, яка задається в розрахунках.

Після її досягнення для всієї області визначаються модулі векторів електричної напруженості в кожному n -му елементі за отриманими значеннями ВМП у його вузлах i, j, m :

$$\left| \dot{E}_n \right| = \frac{1}{3} \cdot \omega \cdot s \cdot \left| \dot{A}_i + \dot{A}_j + \dot{A}_m \right|, \quad (2)$$

де s – ковзання.

Власне, питомі потужності активних (теплових) втрат розраховуються в кожному елементі сітки на одиницю аксіальної довжини машини:

$$P_n = \frac{1}{2} \cdot \gamma_n \cdot \left| \dot{E}_n \right|^2, \quad (3)$$

де γ_n – питома електрична провідність матеріалу n -го трикутного елемента.

Відомо, що надійність максимально навантажених ЕМ недостатньо оцінювати за яким-небудь одним параметром. При зміні питомих навантажень або прийнятті нового конструктивного рішення відповідним чином змінюються магнітний і тепловий стани системи, демпфуючі властивості, вібропоказники й термopружні напруження [14].

Магнітні, температурні, механічні поля й процеси описуються аналогічними диференціальними рівняннями математичної фізики в часткових похідних. У зв'язку з цим необхідний і можливий комплексний підхід [15] до їхнього визначення, який дає змогу оцінити конструкцію ЕМ у стаціонарному й перехідному режимах роботи та обґрунтувати її з погляду експлуатаційної надійності й доцільності.

Дослідження теплових процесів в активній зоні ротора турбомашини у нестационарному режимі з метою єдиного методологічного підходу до рішення фізичних задач також проводилося за допомогою МСЕ [16] для одного й того ж ступеня дискретизації розрахункової області.

Основне рівняння нестационарної теплопровідності для двовірної ізотропної області в декартовій системі координат

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + q - c \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (4)$$

вирішується по МСЕ за допомогою мінімізації функціонала теплової енергії

$$\chi = \iint \left\{ \frac{1}{2} \lambda \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] - \left(q - c \frac{\partial T}{\partial t} \right) T \right\} dx dy, \quad (5)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності; T – температура; q – втрати в одиниці об'єму; c – коефіцієнт теплоємності; t – час.

Рішення рівняння (4) по МСЕ еквівалентно знаходженню функції T , яка задовольняє умови на границі й мінімізує функціонал (5).

У результаті одержуємо матричне рівняння для визначення зміни температури в просторі й у часі для всіх скінченних елементів « e » розрахункової області:

$$\left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T_n} \right\} = \sum_e \left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T_n} \right\}^e = [H]\{T\} + [P]\left\{ \frac{\partial T}{\partial t} \right\} - \{R\} = 0, \quad (6)$$

де $[H]$ і $[P]$ – матриці теплопровідності й теплоємності області; $\{R\}$ – вектор втрат.

Застосовуючи скінченно-різницеву схему Кранка-Николсона для апроксимації процесу нагріву за часом, розраховуємо нестационарні температури в активній зоні машини:

$$\left([H] + \frac{2}{\Delta t} [P] \right) \{T\}_t = [P] \left(\left\{ \frac{\partial T}{\partial t} \right\}_{t-\Delta t} + \frac{2}{\Delta t} \{T\}_{t-\Delta t} \right) + \{R\}_t, \quad (7)$$

де Δt – крок за часом перехідного режиму.

Як об'єкт експериментальних і розрахункових досліджень розглядалася двокопюсна турбомашина з масивним зубчастим ротором потужністю 800 кВт (таблиця).

Для теоретичних досліджень МСЕ поперечний переріз машини поділяється концентричними окружностями на шари, які збігаються із границями розділу середовищ. Радіальні лінії проходять через середини пазів і зубців ротора. Здійснюється характерна розбивка зубцевої поділки на трикутні елементи, яка надалі автоматично поширюється на всю досліджувану область (рис. 1). Пази на роторі різновисокі, клини виконано з латуні.

Експериментальні випробування й розрахунок магнітного поля, втрат і відповідних нагрівів в активній зоні машини проводилися при загальмованому роторі (тобто, для початкового моменту прямого асинхронного пуску). У цьому режимі при живленні від мережі 6 кВ струм статора під час експерименту досягав практично восьмикратного значення від номінального, тривалість процесу була достатньо короткочасною (приблизно лише 3,3 с), оскільки у подібному випробуванні температури можуть досить швидко набути неприпустимих значень.

На рис. 2 показано теоретичні та експериментальні результати досліджень локальних питомих активних втрат в поверхневому шарі на полюсній поділці центральної частини ротора, які виникають у масивних елементах бочки за частоти вихрових струмів у них $f_2 = 50$ Гц (ковзання $s = 100\%$).

Номінальна напруга статора [кВ]	6
Номінальний струм статора [А]	90
Зовнішній діаметр статора [мм]	740
Внутрішній діаметр статора (розточка) [мм]	407
Полюсна поділка [мм]	639,4
Величина повітряного проміжку [мм]	11
Ширина паза статора [мм]	17,7
Висота паза статора [мм]	55
Висота клина в пазу статора [мм]	4
Кількість пазів статора	36
Діаметр ротора [мм]	385
Довжина ротора [мм]	550
Кількість обмотаних пазів на роторі / кількість зубцевих поділок	20/27
Ширина паза ротора [мм]	17,1
Висота пазів ротора [мм]	80/117
Висота клина в пазу ротора [мм]	12

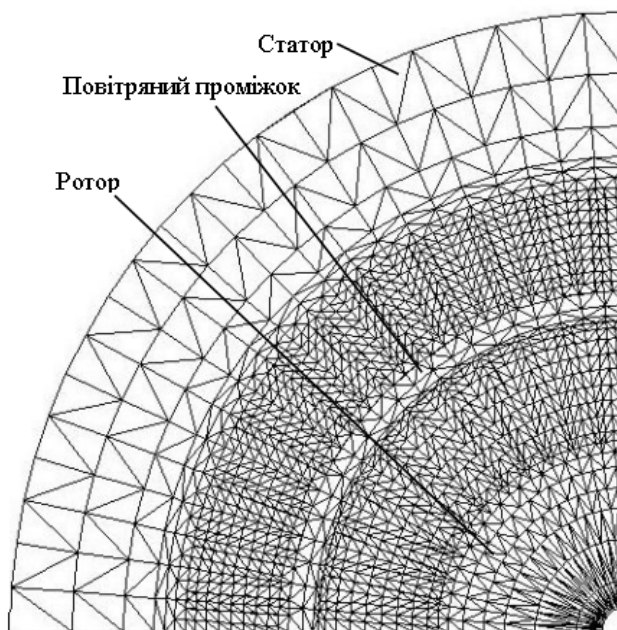


Рис. 1. Триангуляція фрагмента розрахункової області

Розрахунок тепловиділень здійснювався за МСЕ відповідно до вищеописаної математичної моделі. Експериментальні виміри місцевих втрат проводилися з використанням термометричного методу, значення усереднювалися за результатами декількох випробувань. Отриманий розподіл за окружністю ротора характеризується значною нерівномірністю, що обумовлено його несиметрією і загалом має в поверхневому шарі колоколоподібний, а не синусоїдальний характер, що цілком відповідає ефекту екранування поля високоелектропровідними клинами за великої частоти вихрових струмів. У клиновій системі ротора максимальні втрати виділяються в пазу, який прилягає до великого зубця, що пояснюється близькістю потужного потоку, який пронизує великий зуб, і високою електропровідністю матеріалу клина. Тепловиділення у малих зубцях у 2...4 рази менше, ніж у клинах і масиві великого зубця поблизу вісі d . Співставлення отриманих даних показує їхній задовільний збіг у коронках малих зубців, клинах; втрати в області великого зуба під час випробувань відповідають їхнім величинам у поверхневому шарі гладкого феромагнітного ротора й близькі до теоретичних значень в середині великого зубця масивного зубчастого ротора того ж діаметра.

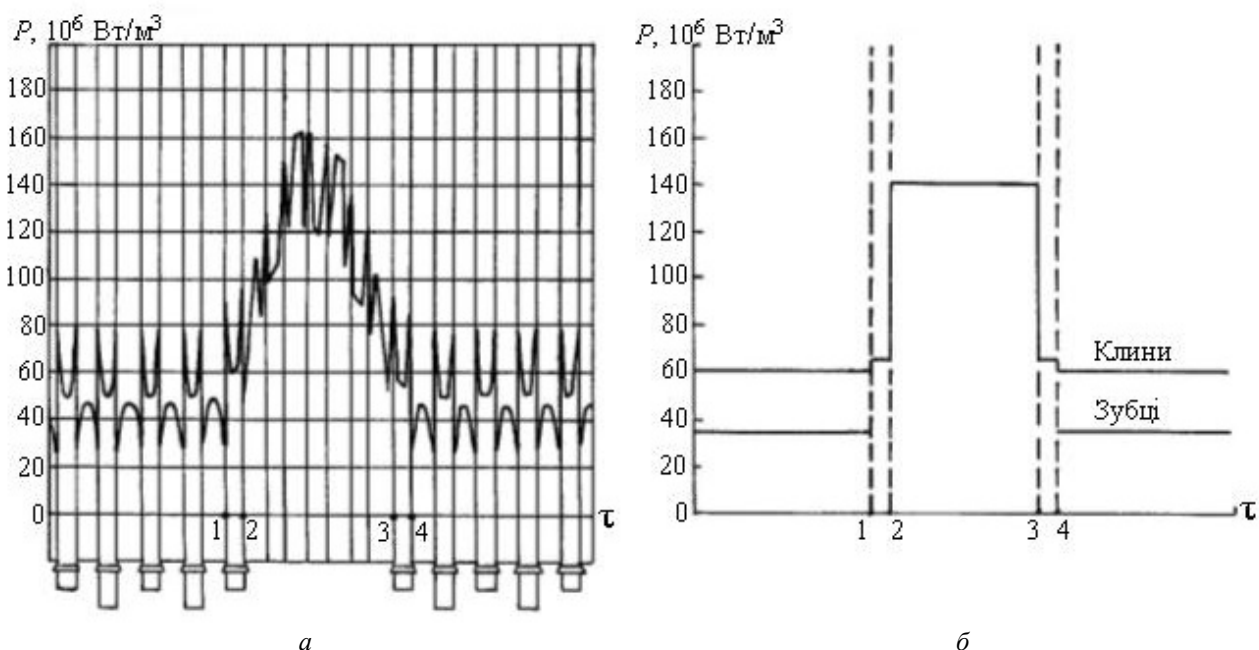


Рис. 2. Питомі втрати на полюсній поділі в поверхневому шарі загальмованого ротора:

a – чисельні теоретичні результати;

b – за даними експериментальних випробувань

Рівень тепловиділень визначає максимальні температури елементів ротора.

Вважається, що в цілому найбільш достовірно тепловий стан ротора оцінюється за результатами експериментальних досліджень. Оскільки застосування термочутливих фарб пов'язано з відомою невизначеністю одержуваних результатів, зазвичай, як вимірювальний елемент використовуються термопари мідь-константан. Однак у зв'язку зі складностями проведення випробувань на натурних машинах і особливостями установки термовимірювальних датчиків, дані безпосередніх вимірів не завжди дають змогу виявити максимальні нагріви елементів ротора в окремих локальних точках. Зачеканка вимірювального спаю на дні отворів $\varnothing = 0,004 \dots 0,005 \text{ м}$ запобігає механічним ушкодженням термопар і гарантує їхній надійний тепловий контакт із елементами ротора. Проте місце спаю неминуче віддаляється від зон виділення найбільших втрат і максимальних температур. Глибина встановлення термопар для виміру температури поверхні зубців і клинів становить зазвичай не менш $0,008 \dots 0,01 \text{ м}$ за умовами надійного різьбового кріплення сталеві пробки, яка втримує спай зверху.

Геометрію неявнополюсного ротора, схему установки й позначення термопар, а також окремі розрахункові точки в місцях, де датчики відсутні (індекс «0» відповідає «поверхні», цифра «8» – «глибині установки» у мм) показано на рис. 3.

Всі датчики були розміщені в активній зоні: 1_0 – приварений на поверхні великого зубця; kq_8 – у клині, q_8 – у малому зубці поблизу вісі q ; kd_8 – у клині, 2_8 – у великому зубці поблизу вісі d машини (зачеканені в спеціально висвердлених отворах).

Результати теплових досліджень відображені на рис. 4–6. Для співставлення значень на «глибині» 8 мм суцільними лініями наведені нагриви за показниками термопар під час випробувань, пунктирними – за результатами розрахунку МСЕ в тих же точках. Криві, позначені значком «0» – розрахункові величини нагріву поверхні у тому ж аксіальному перерізі над відповідним термодатчиком. Перевищення температур, які показано штрих-пунктирними лініями на рис. 6 для вузлів d_0 , d_8 – це теоретичні значення в залізі великого зубця вздовж осі d ротора.

Картини нагрівів якісно узгоджуються з розподілом локальних втрат на полюсній подільці. Розходження теоретичних і експериментальних даних за місцевими нагрівом у більшості з вузлів не перевищують 10 %. З огляду на нестационарний характер теплового процесу, точність результатів чисельного розрахунку відповідно до вищеописаних теоретичних положень можна визнати достатньою.

Найбільші перевищення температур під час випробувань зафіксовані в області великого зуба і у клині, найближчому до нього (по термопарах 1_0 на поверхні й kd_8 на глибині 8 мм – відповідно 69 і 79 °С). Однак із порівняння результатів за нагрівом найбільш характерних «гарячих» точок ротора випливає, що максимальний виміряний в експерименті (79 °С у клині) значно, на 56 %, нижче розрахункової величини в найбільш нагрітій поверхневій точці у великому зубці вздовж вісі d (123 °С у вузлі d_0).

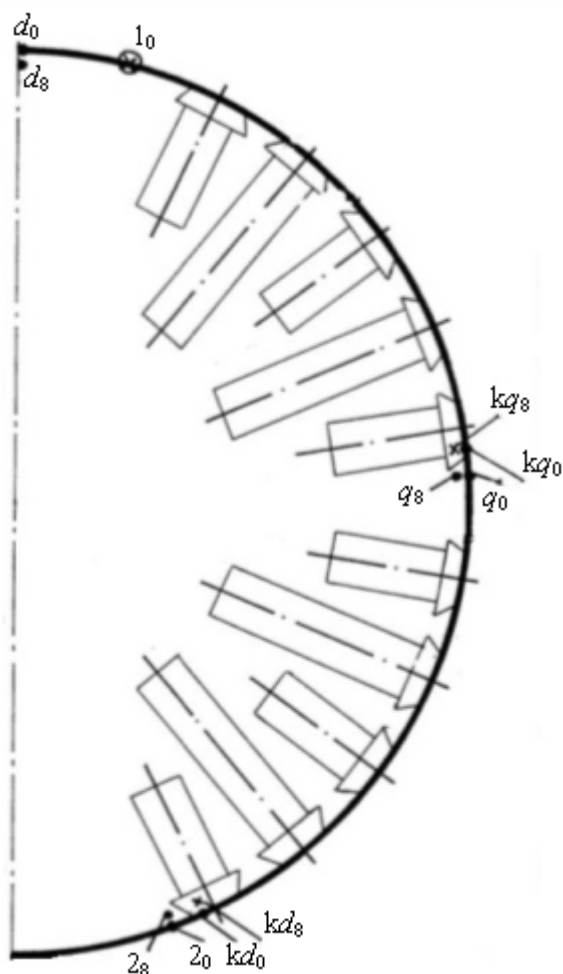


Рис. 3. Схема установки термопар, позначення розрахункових вузлів на глибині 8 мм і на поверхні елементів ротора

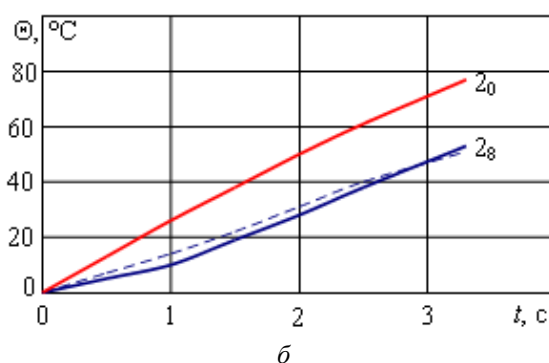
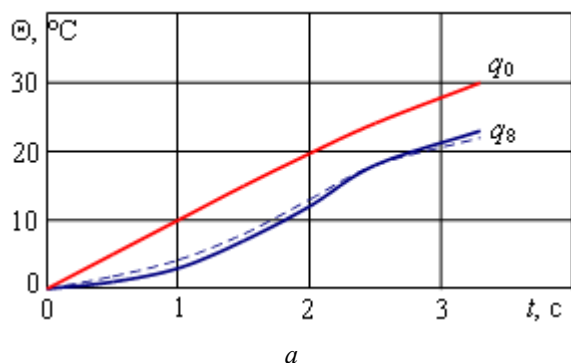


Рис. 4. Нагриви зубців при загальмованому роторі:

а – на поверхні й глибині 8 мм поблизу поперечної вісі q машини;
б – на поверхні й глибині 8 мм поблизу поздовжньої вісі d машини

Аналіз розрахункових результатів у цьому режимі для поверхневих точок, які розташовані в одних аксіальних перерізах з відповідними термопарами, показав, що максимальні температури конструктивних елементів ротора приблизно на 7...24 °С перевищують нагриви

поглиблених на 8 мм вузлів. При повному збігу максимальних розрахункових і експериментальних даних отримані нагріви поверхневих точок перевищили б результати в поглиблених точках на 16 % у клині поблизу осі d (87 проти 75 °С відповідно), 19 % у клині поблизу поперечної осі q (68 і 57 °С), 51 % в області великого зубця (77 і 51 °С), 36 % у малому зубці поблизу осі q (30 і 22 °С). Вздовж осі d великого зубця теоретичне перевищення температури на поверхні у вузлі d_0 вище за розрахунковий нагрів заглибленої на 8 мм точки у вузлі d_8 на 57 % (123 °С проти 78 °С).

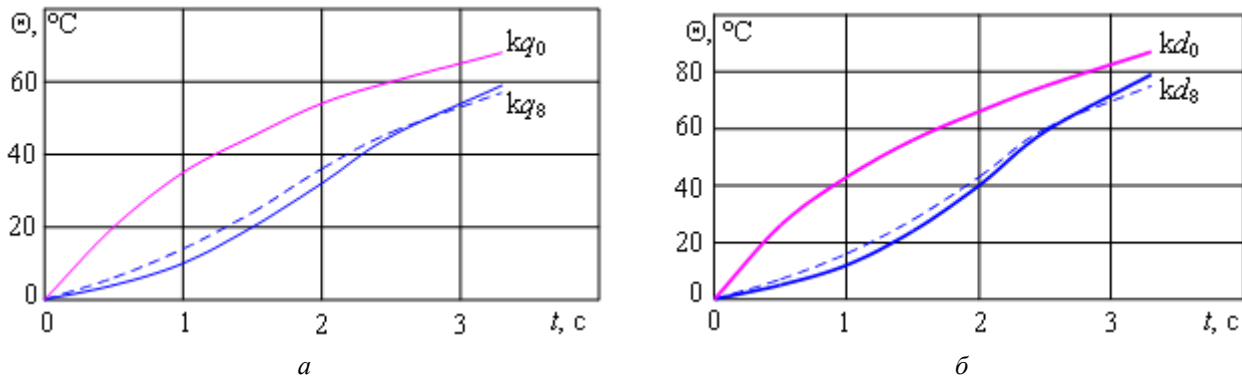


Рис. 5. Нагріви латунних клинів при загальмованому роторі:
 а – на поверхні й глибині 8 мм поблизу поперечної осі q машини;
 б – на поверхні й глибині 8 мм поблизу поздовжньої осі d машини

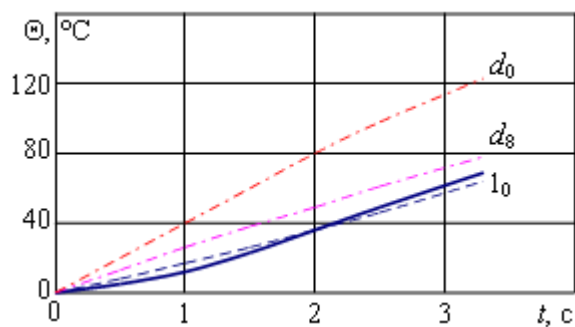


Рис. 6. Експериментальні й теоретичні нагріви великого зубця

q_0) – в 3,3 раза (10 проти 3 °С по термопарі q_8). Таким чином, наявність тільки лише експериментальних даних недостатня для оцінки дійсної термостійкості ротора в нестационарному режимі.

Максимальні нагріви масиву є цілком припустимими з погляду міцності сталі. Однак, у результаті нерівномірності розподілу теплового потоку можуть виникати температурні напруження в самому тілі ротора. Зубцево-пазова зона та ярмо є відносно «холодними» областями, найбільшим же тепловим навантаженням піддається поверхневий шар. Ця частина масиву розширюється, що може викликати високий рівень внутрішніх термомеханічних напружень в елементах бочки ротора [16].

Оскільки різко виражений нерівномірний характер нагрівання окремих частин ротора пов'язаний з ефектом витиснення струму й концентрацією магнітного поля в поверхневому шарі ротора, для підвищення точності вимірів найбільших температур і вірогідності оцінки термічної стійкості бажано розташовувати вимірювальний спай термодатчика якнайближче до поверхні (повітряного проміжку).

«Дійсне» значення максимальної температури, яка має місце в роторі, може бути визначено корекцією отриманих значень на величину розходження з експериментальними даними при їхньому задовільному збігу в контрольних точках. Отже, для оцінки дійсної термостійкості ротора в аномальному режимі визначальними є зазначені розрахункові величини й отримані кількісні співвідношення у перегірах різних точок.

Найбільші розходження в нагрівах поверхневих і заглиблених точок спостерігаються в початкові моменти нестационарного процесу режиму короткого замикання. Через 1 с величина на поверхні клина, який розташований поблизу осі d (у розрахунковому вузлі kd_0), перевищує значення експериментального нагріву відповідної внутрішньої точки в 3,6 раза (43 проти 12 °С за термопарою kd_8); у великому зубці (вузол 2_0) – в 2,6 раза (26 проти 10 °С за термопарою 2_8); у малому зубці поблизу осі q (вузол

Висновки. 1. Для чисельного аналізу втрат і нагрівів ротора турбомашини як розрахункову область доцільно вибрати полюсну поділку.

2. Результати обчислювальних експериментів показали, що за існуючих умов проведення випробувань різниці в експериментальних (на глибині 8 мм) і розрахункових (на поверхні масивного ротора) значеннях найбільших перевищень температур можуть досягати 56 %, що впливає на «істинність» оцінки термостійкості конструкції. Найбільші розходження (в 2,6...3,6 рази) у нагрівах поверхневих і заглиблених точок спостерігаються в початкові моменти короткочасного нестационарного режиму, що пояснюється віддаленістю термодатчиків від місць максимальних тепловиділень.

3. Практична цінність розрахункової методики визначається складностями проведення експериментів на натурних машинах. Підвищення її ефективності помітно суттєво за наявності експериментальної інформації в точках, які розташовані на більшому віддаленні від поверхні ротора.

1. Michael I.F., John E.T., Seamus D.G., Arthur W.L. Dynamics of Rotating Machines. Cambridge University Press, 32 Avenue of the Americas New York NY 10013. 2012. Pp. 177–183.
2. Nagaraju T., Srinivas K. Rotor Dynamic Analysis of Steam Turbine Rotor Using ANSYS. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research (IJMERR)*. 2014. Vol. 3. No. 1. Pp. 338–349.
3. Varne P., Green I. Crack Detection in a Rotor Dynamic System by Vibration Monitoring-Part II: *Extended Analysis and Experimental Results*. Redistribution subject to ASME license or copyright. November 2012. Vol. 134(11).
4. Sandeep T., Sankha B. Dynamic analysis of rotor-bearing system for flexible bearing support condition. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2017. Vol. 8. Pp. 1785–1792.
5. Xiao-Bo R., Yan-Dong C., Ying-Xiang C., Jian-Gang Z., Ya-Ping T. Dynamics of a cracked rotor system with oil-film force in parameter space. *Nonlinear Dynamics*. Springer Science Business Media Dordrecht. 2017. Vol. 88. No. 4. Pp. 2347–2357.
6. Reddy M.R., Srinivas J. Vibration Analysis of a Support Excited Rotor System with Hydrodynamic Journal Bearings. Elsevier, Procedia Engineering. 2016. Vol. 144. Pp. 825–832.
7. Kristof V., Mester M. Loss of excitation of synchronous generator. *Journal of Electrical Engineering*. 2017. Vol. 68. No 1. Pp. 54–60. DOI: <https://doi.org/10.1515/jee-2017-0007>
8. Arrieta E., Romero N., Torregroza M., Fuly I. Analysis of short-circuit failures in synchronous machinery rotor using finite elements. *Rev. int. métodos numér. cálc. diseño ing.* 2021. Vol. 37. Pp. 1–23. DOI: <https://doi.org/10.23967/j.rimni.2020.12.002>
9. Xinghua Yuan, Jia Qiang. Analysis of Stator Core Magnetic Tension under Inter-turn Short Circuit of Excitation Winding. *International Journal of Frontiers in Engineering Technology*. 2022. Vol. 4. Issue 3. Pp. 28–41. DOI: <https://doi.org/10.25236/IJFET.2022.040305>
10. He Y.-L. et al. Rotor loss and temperature variation under single and combined faults composed of static air-gap eccentricity and rotor inter-turn short circuit in synchronous generators. *IET Electric Power Applications*. 2021. Vol. 15, Issue 11. Pp. 1529–1546. <https://doi.org/10.1049/elp2.12118>
11. Le Luong H.T., Messine F., Hénaux C., Bueno Mariani G., Voyer N., Mollov S. 3D Electromagnetic and Thermal Analysis for an Optimized Wound Rotor Synchronous Machine. *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. 2018. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICELMACH.2018.8507020>
12. Meunier G. The finite element method for electromagnetic modeling. Wiley, ISTE, 1st ed., London, England. 2008.
13. Кучинский К.А. Тепловое и термомеханическое состояния элементов ротора турбогенератора мощностью 200 МВт в асинхронных режимах. *Праці Інституту електродинаміки НАН України*. 2011. Вип. 28. С. 54–61.
14. Vicente Clemente-Alarcon, Antero Arkkio, Jose Antonino-Daviu. Study of thermal stresses developed during a fatigue test on an electrical motor rotor cage. *International Journal of Fatigue*. March 2019. Vol. 120. Pp. 56–64. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2018.11.003>
15. Mendes G., Ferreira A., Miotto E. Coupled Electromagnetic and Thermal Analysis of Electric Machines. *MATEC Web of Conferences (MATBUD'2020)*. 2020. Pp. 1-10. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/202032201052>
16. Кучинский К.А. Тепловые и термомеханические процессы в турбогенераторах: монография. К.: ТОВ «Про Формат», 2020. 239 с.

DISTRIBUTION OF THERMAL LOADS IN THE ROTOR IN THE SHORT-CIRCUIT MODE OF AN ELECTRIC TURBOMACHINE

K.A. Kuchynskyi¹, P.O. Zinkevych²

1 – Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Beresteyskyi ave., 56, Kyiv, 03057, Ukraine

e-mail: kuchynskyy1962@gmail.com

2 – National University of Food Technologies,
st. Volodymyrska, 68, Kyiv, 01033, Ukraine

e-mail: zinkevychpo@nuft.edu.ua

The results of numerical studies of the distribution of local losses and heating in the structural elements of the surface layer of the rotor at the initial moment of starting the turbomachine are presented. Comprehensive modeling of electromagnetic and temperature fields is carried out on a single methodological basis for the same degree of discretization of the estimated area (pole division of an electric machine) by the finite element method. A comparison of theoretical values with the data of experimental tests was carried out. On the basis of these comparisons, the obtained maximum values of heating and the influence of the deviations of the calculated and experimental data (depending on the testing program and the degree of equipping by thermocouples) are analyzed to assess the actual thermal resistance of the structure in the anomalous mode. Ref. 16, fig. 6, table.

Keywords: turbomachine rotor, non-stationary mode, losses, heating, finite element analysis.

1. Michael I.F., John E.T., Seamus D.G., Arthur W.L. Dynamics of Rotating Machines. Cambridge University Press, 32 Avenue of the Americas New York NY 10013. 2012. Pp. 177–183.
2. Nagaraju T., Srinivas K. Rotor Dynamic Analysis of Steam Turbine Rotor Using ANSYS. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research (IJMERR)*. 2014. Vol. 3. No. 1. Pp. 338–349.
3. Varne P., Green I. Crack Detection in a Rotor Dynamic System by Vibration Monitoring-Part II: *Extended Analysis and Experimental Results*. Redistribution subject to ASME license or copyright. November 2012. Vol. 134(11).
4. Sandeep T., Sankha B. Dynamic analysis of rotor-bearing system for flexible bearing support condition. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2017. Vol. 8. Pp. 1785–1792.
5. Xiao-Bo R., Yan-Dong C., Ying-Xiang C., Jian-Gang Z., Ya-Ping T. Dynamics of a cracked rotor system with oil-film force in parameter space. *Nonlinear Dynamics*. Springer Science Business Media Dordrecht. 2017. Vol. 88. No. 4. Pp. 2347–2357.
6. Reddy M.R., Srinivas J. Vibration Analysis of a Support Excited Rotor System with Hydrodynamic Journal Bearings. Elsevier, Procedia Engineering. 2016. Vol. 144. Pp. 825–832.
7. Kristof V., Mester M. Loss of excitation of synchronous generator. *Journal of Electrical Engineering*. 2017. Vol. 68. No 1. Pp. 54–60. DOI: <https://doi.org/10.1515/jee-2017-0007>
8. Arrieta E., Romero N., Torregroza M., Fuly I. Analysis of short-circuit failures in synchronous machinery rotor using finite elements. *Rev. int. métodos numér. cálc. diseño ing.* 2021. Vol. 37. Pp. 1–23. DOI: <https://doi.org/10.23967/j.rimni.2020.12.002>
9. Xinghua Yuan, Jia Qiang. Analysis of Stator Core Magnetic Tension under Inter-turn Short Circuit of Excitation Winding. *International Journal of Frontiers in Engineering Technology*. 2022. Vol. 4. Issue 3. Pp. 28–41. DOI: <https://doi.org/10.25236/IJFET.2022.040305>
10. He Y.-L. et al. Rotor loss and temperature variation under single and combined faults composed of static air-gap eccentricity and rotor inter-turn short circuit in synchronous generators. *IET Electric Power Applications*. 2021. Vol. 15, Issue 11. Pp. 1529–1546. DOI: <https://doi.org/10.1049/elp2.12118>
11. Le Luong H.T., Messine F., Hénaux C., Bueno Mariani G., Voyer N., Mollov S. 3D Electromagnetic and Thermal Analysis for an Optimized Wound Rotor Synchronous Machine. *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. 2018. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICELMACH.2018.8507020>
12. Meunier G. The finite element method for electromagnetic modeling. Wiley, ISTE, 1st ed., London, England. 2008.
13. Kuchynskiy K.A. Thermal and thermomechanical conditions of rotor elements of a turbogenerator with a capacity of 200 MW in asynchronous modes. *Pratsi Instytutu elektrodynamiky NAN Ukrainy*. 2011. V. 28. Pp. 54–61. (Rus)
14. Vicente Climente-Alarcon, Antero Arkkio, Jose Antonino-Daviu. Study of thermal stresses developed during a fatigue test on an electrical motor rotor cage. *International Journal of Fatigue*. March 2019. Vol. 120. Pp. 56–64. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2018.11.003>
15. Mendes G., Ferreira Â., Miotto E. Coupled Electromagnetic and Thermal Analysis of Electric Machines. *MATEC Web of Conferences (MATBUD'2020)*. 2020. Pp. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/202032201052>
16. Kuchynskiy K.A. Thermal and thermomechanical processes in turbogenerators. Kyiv: TOV Pro Format Publ., 2020. 239 p. (Rus)

Надійшла: 16.07.2025

Прийнята: 13.08.2025

Submitted: 16.07.2025

Accepted: 13.08.2025