



ГАЙДЕНКО Ю.А., канд. техн. наук, доцент,
ЦИВІНСЬКИЙ С.С., канд. техн. наук, доцент,
Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут" ім. І. Сікорського

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ РОТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА ПОТУЖНІСТЮ 500 МВт В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВИДУ ОХОЛОДЖЕННЯ

Досліджена можливість заміни стандартної воднево-водяної системи охолодження турбогенератора типу ТГВ-500 на більш просту та надійну повітряну систему. Аналіз проводився за допомогою чисельного моделювання на основі спеціально розроблених мультифізичних математичних моделей, які дозволяють проводити спільний та взаємопов'язаний розрахунок електромагнітного та теплового поля. Досліджувалась найбільш нагріта ділянка ротора турбогенератора, а саме зубцево-пазова зона. Причому, дослідження проводилось як для симетричного, так і для несиметричного режимів роботи турбогенератора.

К л ю ч о в і с л о в а: турбогенератор, ротор турбогенератора, система охолодження турбогенератора, аномальний режим роботи, несиметричний режим роботи, математична модель, теплове поле

Вступ. Об'єктом дослідження в даній роботі є турбогенератор типу ТГВ-500 потужністю 500 МВт, що має суміщену воднево-водяну систему охолодження. Відомо, що така система є достатньо складним технічним комплексом, який, до того ж, є не досить надійним елементом турбогенератора, натомість вимагає важкого та дорогого обслуговування. Відомі випадки коли витік охолоджуючої води спричинював аварії і вимушені зупинки турбогенераторів. Крім того, використання водню в якості охолоджуючого газу, окрім переваг має і суттєві недоліки. Вони пов'язані як з тим, що вплив водню призводить до ерозії різних матеріалів генератора, так і з вибухонебезпечністю цього газу.

Зважаючи на це, цікавим є вивчення можливості замінити воднево-водяну систему охолодження на більш просту, безпечнішу, дешевшу і надійнішу – повітряну систему охолодження.

Для того, щоб з'ясувати чи є повітряна система охолодження достатньо ефективною потрібно дослідити роботу турбогенератора в найбільш важких, в тому числі в тепловому відношенні, режимах. Такими режимами є аномальні режими, в тому числі несиметричні. З практики експлуатації загальновідомо, що виникнення короткочасних, а іноді й тривалих несиметричних режимів є неминучим. Такі режими можуть виникати з різних причин, зокрема внаслідок: аварійних обривів шин підстанцій або ліній електропередачі; відмов включення або відключення однієї з фаз вимикачів; обривів фази всередині трансформаторів; нерівномірного завантаження фаз однофазними споживачами; наявності електротягового навантаження, тощо [1, 2, 4, 5].

Згідно методу симетричних складових магнітний потік зворотної послідовності, обертаючись навколо ротора в протилежному від руху самого ротора напрямі, перетинає елементи ротора (обмотку, бочку, клини, бандажні кільця) і ін-

дукує в них струми подвійної частоти (I_2). При такій частоті, дані струми протікають в тонкому поверхневому шарі ротора. Так, глибина проникнення струмів в бочку ротора становить кілька міліметрів, в клини – близько 1...1,7 см. Додаткові втрати, які викликані протіканням струмів I_2 , спричинюють підвищене нагрівання поверхні бочки ротора, клинів обмотки ротора, посадочних поверхонь носиків роторних бандажів, тощо. Відомо, що згадані додаткові втрати в роторі дорівнюють номінальним втратам, коли струм подвійної частоти складає 22% від номінального ($I_2 = 0,22 I_{\text{ном}}$). А при $I_2 = I_{\text{ном}}$ додаткові втрати перевищують номінальні в 15...20 разів. Цим пояснюються жорсткі обмеження несиметричного режиму, який дозволяється "Правилами технічної експлуатації". Окрім того, магнітне поле зворотної послідовності спричинює появу пульсуючого з подвійною частотою мережі електромагнітного моменту. Це викликає деяке підвищення вібрації частин генератора та появу вищих гармонік в спектрі кривих напруг і струмів статора і ротора [1, 2, 4, 5].

Метою роботи є математичне моделювання фізичних процесів в роторі турбогенератора ТГВ-500, який працює в несиметричних режимах та при заміні його системи охолодження на повітряну, для визначення втрат і значень температури в окремих елементах ротора.

Математична модель. З огляду на складність конструкції турбогенератора, вивчення фізичних процесів, які протікають в них тільки експериментальними методами є вкрай складною задачею. Таке дослідження необхідно проводити насамперед методами математичного моделювання на основі достовірних математичних моделей. Такі моделі можуть бути створені на основі польових методів аналізу [3].

Для даного дослідження була створена математична польова модель в двовимірній поста-



новці. Розрахункова область обмежена однією зубцевою поділкою ротора (Рис. 1).

Магнітне поле в активній зоні ротора направлене з боку повітряного проміжку перпендикулярно до поверхні ротора і викликає в ній аксіально спрямовані вихрові струми. Оскільки активна довжина бочки ротора турбогенератора у декілька разів більша за довжину полюсної поділки, то на величину індукованих струмів впливають, перш за все, процеси, що відбуваються саме в активній зоні ротора.

Рівняння електромагнітного поля, було сформульоване для квазістатичного режиму відносно векторного магнітного потенціалу по осі Z (A_z):

$$(j\omega\sigma - \omega^2\epsilon)A_z + \nabla \times (\mu^{-1} \nabla \times A_z) = J_z, \quad (1)$$

де σ – електрична провідність; μ – магнітна проникність; ϵ – діелектрична проникність; ω – кутова частота; j – уявна одиниця; J_z – густина сторонніх струмів.

В розробленій моделі був реалізований принцип мультифізичного моделювання. Тобто електромагнітна і теплова задачі були взаємопов'язані через ряд параметрів. Так, електрична провідність металів залежить від температури згідно залежності:

$$\sigma = \sigma_0 / (1 + \alpha_r (T - T_0)), \quad (2)$$

де σ_0 – електрична провідність при початковій температурі T_0 ; α_r – температурний коефіцієнт.

В розрахунковій області були задані наступні граничні умови (Рис. 2).

На зовнішній поверхні розрахункової області, що межує з повітряним проміжком (границя 1) (Рис. 2, а), задається гранична умова (3)

$$A_z = A_{0z}, \quad (3)$$

де A_{0z} – векторний магнітний потенціал на поверхні ротора.

На границях 2 і 3 (Рис. 2, а), задавалися граничні умови періодичності (4)

$$A_z|_2 = A_z|_3. \quad (4)$$

На границі 4 (Рис. 2, а) задавалась гранична умова (5)

$$A_z = 0. \quad (5)$$

Стаціонарне теплове поле описується рівнянням виду:

$$\nabla (-k \nabla T) = Q, \quad (6)$$

де k – теплопровідність; T – температура; Q – густина теплових втрат.

Густина теплових втрат Q задається наступним чином. В зоні пазу ротора 3 (Рис. 1), де зна-

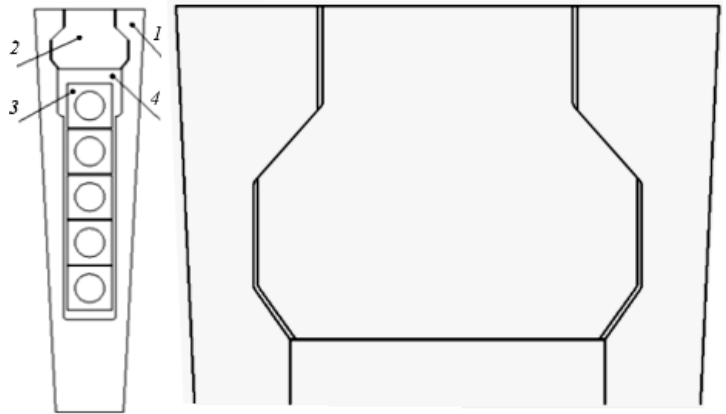


Рис. 1. Зубцева поділка ротора (1 – зубець ротора, 2 – клин ротора, 3 – провідник обмотки збудження, 4 – електрична ізоляція обмотки збудження)

ходиться обмотка збудження, задається відома (при відомому струмі збудження) густина теплових втрат Q_f . В поверхневому шарі електропровідних зубців та клину, задається розрахована густина теплових втрат Q_n від струмів I_2 , які, як зазначалося вище, з'являються при наявності несиметричного режиму.

$$Q = |J|^2 / \sigma, \quad (7)$$

Граничні умови для теплової задачі задаються виходячи з припущення, що теплообміну між сусідніми зубцевими поділками не виникає. Тому на границях 2, 3 і 4 (Рис. 2, б) задаються умови теплоізоляції (8)

$$-n (-k \nabla T) = 0, \quad (8)$$

де n – одиничний вектор нормалі.

Теплообмін з охолоджуючим середовищем відбувається через зовнішні поверхні зубця і клина (границя 1) (рис. 2б), а також через внутрішні канали в провідниках обмотки збудження (границях 5) (Рис. 2, б). На цих поверхнях граничні умови визначаються наступним виразом:

$$-n (-k \nabla T) = h (T_0 - T) + q_0, \quad (9)$$

де h – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні, T_0 –

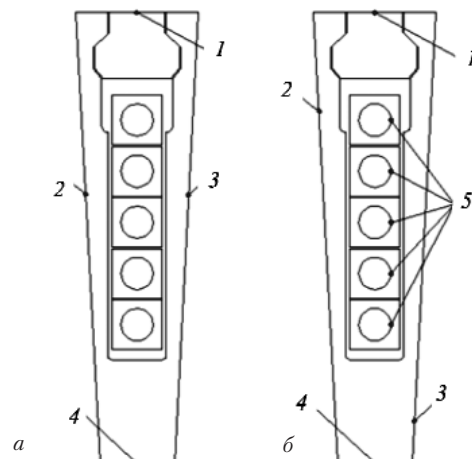


Рис. 2. Граничні умови розрахункової області

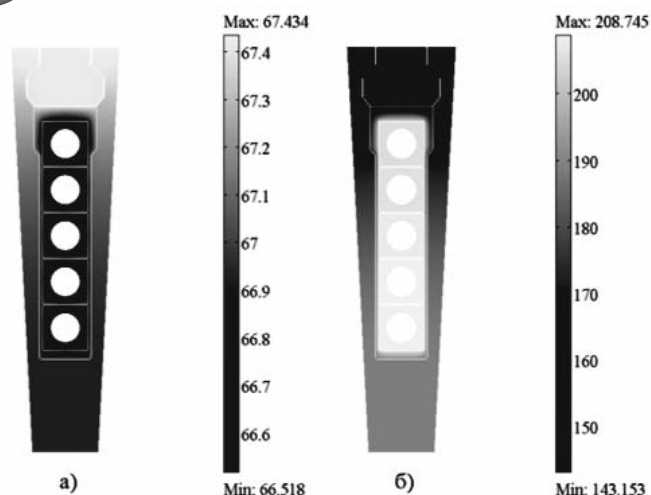


Рис. 3. Розподіл температури в пазовій зоні турбогенератора ТГВ-500 для симетричного режиму (а – воднево-водяна системи охолодження; б – повітряна системи охолодження)

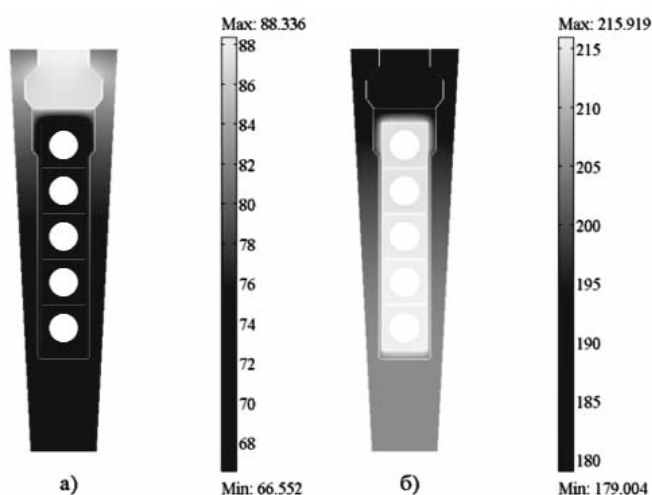


Рис. 4. Розподіл температури в пазовій зоні турбогенератора ТГВ-500 для несиметричного режиму (а – воднево-водяна системи охолодження; б – повітряна системи охолодження)

температура охолоджуючого агента; q_0 – густина теплових втрат.

Розрахована густина теплових втрат q_0 на поверхні ротора (границя 1 на Рис. 2, б), обумовлена його тертям з охолоджуючим газом (воднем чи повітрям) при обертанні ротора і наявністю вищих та зубцевих гармонік магнітного поля.

Результати досліджень та обговорення. Моделювання проводилось для номінального режиму роботи ТГВ-500. Крім того, досліджувалися характеристики генератора для двох систем охолодження:

Таблиця 1. Фізичні властивості матеріалів ротора турбогенератора

Матеріал	Теплопровідність, Вт/(м·К)	Теплоємність, Дж/(кг·К)	Густина, кг/м ³
Сталь ротора	56	436	7800
Мідь ротора	385	388	8900
Дюралюміній клину	233	920	2700
Ізоляція	0,16	1200	1800
Повітря	0,0288	1007	1,06
Водень	0,199	14140	0,299

1 - обмотка збудження охолоджується водою, поверхня ротора охолоджується воднем;

2 - обмотка збудження і поверхня ротора охолоджуються повітрям.

Вхідні дані для розрахунків:

номінальні дані турбогенератора: активна вихідна потужність 500 МВт; напруга обмотки статора 20 кВ; струм статора 17000 А; коефіцієнт потужності 0,85 (індуктивний); коефіцієнт корисної дії 0,988; струм ротора 5120 А; напруга обмотки ротора 444 В; швидкість обертання ротора 3000 об/хв;

геометричні розміри: зовнішній діаметр статора 2,725 м; зовнішній діаметр ротора 1,120 м; активна довжина ротора 6,2 м; величина проміжку між статором і ротором 100 мм.

дані для теплової задачі: коефіцієнт тепловіддачі між поверхнею ротора і охолоджуючим агентом розраховані за методиками викладеними в [1, 2]: для водню 1600 Вт/(м²·К), для повітря 510 Вт/(м²·К). Значення цих коефіцієнтів отримані для швидкості газу в зазорі між статором та ротором 183 м/с. Коефіцієнт тепловіддачі між поверхнею полого провідника і охолоджуючим агентом розраховані за методиками викладеними в [1, 2]: для води 14500 Вт/(м²·К), для повітря 240 Вт/(м²·К). Значення цих коефіцієнтів отримані для швидкості води в каналі 3 м/с та швидкості повітря в каналі 50 м/с. Температура охолоджуючого агента, включаючи його підігрів, приймалась: для водню в зазорі 55 °С, для води в провідниках обмотки збудження 65 °С, для повітря в зазорі 55 °С, для повітря в провідниках обмотки збудження 70 °С. Питомі теплові втрати обумовлені тертям поверхні ротора з охолоджуючим газом і наявністю вищих та зубцевих гармонік магнітного поля розраховані за методиками викладеними в [1, 2]: для водневого охолодження дорівнюють 20000 Вт/м², для повітряного охолодження дорівнюють 35600 Вт/м².

Крім того, були задані фізичні властивості ферромагнітних, провідникових та ізоляційних матеріалів з яких виготовлений ротор об'єкта дослідження. Деякі з цих даних наведені в Табл. 1.

В результаті моделювання були одержані картини розподілу температури в пазовій зоні турбогенератора ТГВ-500 для симетричного режиму (Рис. 3) та для несиметричного режиму коли струми зворотної послідовності складала 10% від номінального стуму (рис.4). На обох рисунках (Рис. 3 і 4) літерою "а" позначався розподіл температури для воднево-водяної системи охолодження, а літерою "б" – для повітряної системи охолодження.

Як видно з рисунків, говорити про застосування виключно повітряної системи охолодження

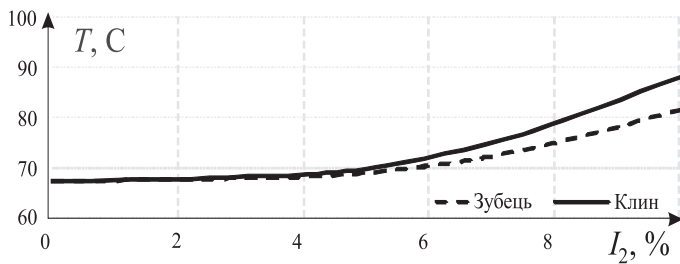


Рис. 5. Залежність максимальної температури в зубцево-пазовій частині ротора від величини струму зворотної послідовності в обмотці статора при стандартній системі охолодження

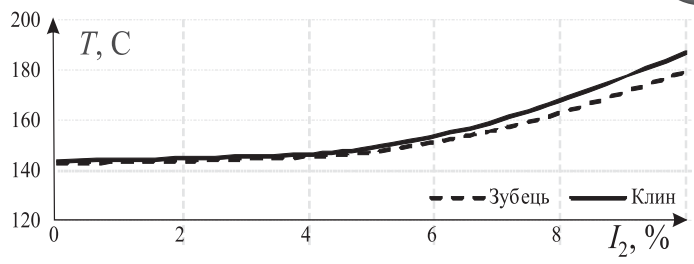


Рис. 6. Залежність максимальної температури в зубцево-пазовій частині ротора від величини струму зворотної послідовності в обмотці статора при повітряній системі охолодження

ня передчасно. Адже температура нагріву окремих елементів в зубцево-пазовій частині ротора при використанні повітряної системи охолодження втричі перевищує відповіді значення для стандартної воднево-водяної системи охолодження. Більш того, самі значення температури для повітряної системи охолодження, становлять більше 200 °С, а це значно перевищує допустимі величини для класу ізоляції обмотки ротора.

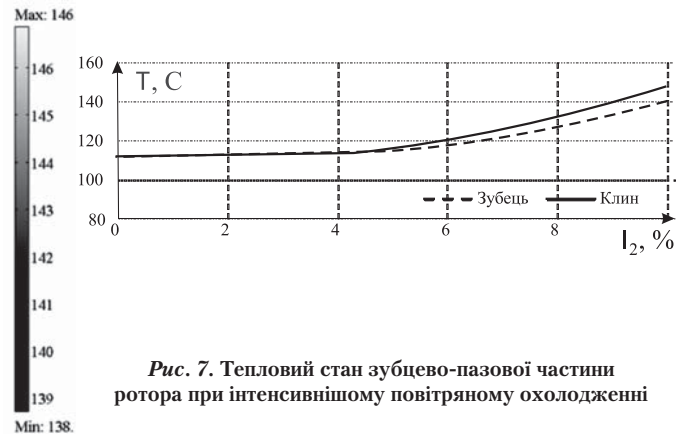


Рис. 7. Тепловий стан зубцево-пазової частини ротора при інтенсивнішому повітряному охолодженні

Також, на рисунках, причому як для симетричного, так і для несиметричного режимів, добре видно, що при заміні системи охолодження змінилися не лише значення температури, а і характер її розподілу в зубцево-пазовій зоні ротора. Так, якщо при стандартній воднево-водяній системі охолодження найбільш нагрітим елементом був клин, а найменш нагрітим – провідники обмотки ротора, всередині яких протікала охолоджуюча вода, то при повітряній системі ситуація змінилась на протилежну – температура провідників перевищувала 200 °С.

Що стосується впливу несиметрії і пов'язаним з цим збільшенням втрат в роторі, то, як і очікувалось, це дійсно призвело до підвищення, порівняно з симетричним режимом, нагріву досліджуваної області ротора. Так, максимальна температура для воднево-водяної системи охолодження збільшилась на 31,2%, а для повітряної – на 3,45%. Причому, у випадку стандартної системи охолодження температура обмотки практично не змінилась, що дуже важливо, а змінилась лише температура клина для якого таке підвищення не є критичним.

Крім того, в роботі була проведена серія розрахунків з метою з'ясування впливу не тільки самого факту наявності несиметрії, а і рівня цієї несиметрії. Так, на Рис. 5 представлена залежність максимальної температури в зубцево-пазовій частині ротора, при стандартній системі охолодження, від величини струму зворотної послідовності обмотки статора, який представлений у відсотках від номінального струму.

Розраховані залежності демонструють, що помітне збільшення нагріву спостерігається після

досягнення струмом зворотної послідовності значень 6...7 % від номінального струму в симетричному режимі. Аналогічна залежність була одержана і для повітряної системи охолодження (Рис. 6).

Одержані результати однозначно не говорять про те, що повітряна система не може бути використана для турбогенераторів даного типу (ТГВ-500). Зокрема, якщо зменшити потужність турбогенератора, або збільшити інтенсивність повітряного охолодження, або і те і інше, можна значно зменшити максимальну температуру нагріву елементів зубцево-пазової частини ротора. Так, на Рис. 7 представлена картина розподілу температури у досліджуваній області ротора, а також графік максимальної температури в залежності від рівня несиметрії, але при більш інтенсивному охолодженні. Підвищення інтенсивності охолодження, при збереженні потужності турбогенератора, досягалось за рахунок збільшення швидкості повітря в каналі провідника з 50 м/с до 100 м/с, а також в зазорі між статором і ротором з 183 м/с до 250 м/с і, як наслідок, збільшення коефіцієнтів тепловіддачі з поверхні ротора та поверхні полів провідників до значень 710 Вт/(м²·К) і 400 Вт/(м²·К) відповідно.

Як видно, при зазначеному збільшенні інтенсивності охолодження максимальну температуру можна зменшити на 30%.

Висновки. Розроблені польові мультифізичні математичні моделі дозволяють одержувати достовірні результати, на основі яких можна аналізувати тепловий стан окремих елементів конструкції таких складних об'єктів як потужні



турбогенератори. Причому моделювання можна проводити для різних режимів роботи включаючи несиметричні режими.

Результати моделювання показали, що технічні пропозиції щодо заміни стандартної складної та дорогої воднево-водяної системи охолодження турбогенераторів типу ТГВ-500 на більш дешеву та просту повітряну систему охолодження поки що ускладнене, принаймні при збереженні номінальної потужності турбогенератора.

Температура зубцево-пазової зони турбогенератора ТГВ-500 при застосуванні повітряного охолодження сягає критичних значень для типу ізоляції, що використовується в роторах цих машин.

Інтенсифікація повітряного охолодження за рахунок збільшення швидкості повітря в проміжку між статором і ротором та в каналах провідни-

ків обмотки збудження дозволяє суттєво знизити температури зубців, клинів, провідників обмотки збудження та ізоляції.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Извеков В.И.* Проектирование турбогенераторов / В.И. Извеков, Н.А. Серихин, А.И. Абрамов. — М.: МЭИ, 2005. — 440 с.
2. *Хуторецкий Г.М.* Проектирование турбогенераторов / Г.М. Хуторецкий, М.И. Токов, Е.В. Толвинская. — Л.: Энергоатомиздат, 1987. — 256 с.
3. *Васьковський Ю.М.* Польовий аналіз електричних машин / Ю.М. Васьковський. — К.: НТУУ "КПІ", 2007. — 191 с.
4. *Казовский Е.Я.* Анормальные режимы работы крупных синхронных машин Издательство / Е.Я. Казовский, Я.Б. Данилевич, Э.Г. Кашарский. — Л.: "Наука" Ленинградское отделение, 1969. — 429 с.
5. *Коган Ф.Л.* Анормальные режимы мощных турбогенераторов / Ф.Л. Коган. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 191 с.

© Гайденко Ю.А., Цивінський С.С., 2017

