

УДК 621

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКОВОГО ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ЩІТКОВО-КОНТАКТНОГО АПАРАТУ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

А. Є. Ковригаa.kovryga@i.ua, ORCID: 0009-0006-5843-8349

Національний аерокосмічний університет
ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»,
61070, Україна, м. Харків, вул. Вадима Манька, 17

У даній статті розглянуті питання особливостей розрахункового визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора. Автором наведений алгоритм аналітичного розрахунку апарату, визначені очікувані температури елементів за умови встановлення додаткових фільтрів у вентиляційному тракті. За допомогою методу скінченних елементів був виконаний тривимірний розрахунок теплового стану елементів щітково-контактного апарату. Отримані результати підтверджують можливість удосконалення конструкції щітково-контактного апарату за рахунок встановлення фільтруючих елементів з метою підвищення надійності роботи даного вузла.

Ключові слова: турбогенератор, щітково-контактний апарат, тривимірний тепловий розрахунок.

Вступ

Характерною особливістю синхронних електричних машин, у тому числі турбогенераторів, є необхідність живлення розташованої на роторі обмотки збудження, потрібної для створення магнітного поля в магнітопроводі електричної машини.

Одним із найбільш поширених способів живлення обмотки ротора є використання щітково-контактного апарату, який забезпечує живлення постійним струмом від системи збудження.

Для турбогенераторів великої та середньої потужності проектування щітково-контактного апарату є достатньо складним завданням. Забезпечення працездатності всіх елементів апарату вимагає від інженера-конструктора широкого діапазону знань у різних наукових сферах, бо конструкція включає як високонавантажені контактні електричні з'єднання (контактні кільця в поєднанні зі струмомопідводом ротора) на роторі, що обертається з високою швидкістю, так і конструктивні елементи апарату щіткотримачів (щітки, щіткотримачі, система вентиляції), що мають забезпечувати безперебійну експлуатацію, зручне і швидке налагодження й регулювання.

Із статистичних даних щодо причин виникнення типових аварійних ситуацій на електричних генераторах електростанцій, зумовлених відмовами різного типу, видно, що 14% усіх відмов припадає саме на щітково-контактні апарати. Такий достатньо високий відсоток відмов свідчить про те, що підвищення надійності цього вузла є актуальним завданням на сьогоднішній день, бо явища, що відбуваються в працюючих щітково-контактних апаратах, є доволі складними і потребують подальшого вивчення.

За статистикою, основними причинами відмов щітково-контактних апаратів є:

- круговий вогонь;
- нагрів контактних кілець вище гранично допустимого значення;
- нерівномірне зношення щіток;
- місцеве биття контактних кілець;
- вібрація і сколювання щіток;
- зниження опору ізоляції нижче гранично допустимого значення.

Важливою особливістю проектування щітково-контактного апарату виступає те, що при виконанні теплового розрахунку доводиться вирішувати теплове завдання з трьома типами тепловиділень: електричні втрати у класичній постановці, втрати на тертя щіток об контактне кільце і додаткові втрати, спричинені дією паразитних струмів. У роботах [1–2] розглянуто основні способи розрахунку і проектування щітково-контактних апаратів електричних машин подібних типів, але в цілому вони не дозволяють встановити реальної картини теплового стану апарату щіткотримачів у тривимірному вигляді. У зв'язку з цим для задоволення вимог надійності та експлуатації доцільно переглянути існуючі методики з метою реалізації рішення у програмних комплексах методами CFD.

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.
© А. Є. Коврига, 2024

Конструкція апарату щіткотримачів турбогенератора

Щітково-контактний апарат синхронної електричної машини конструктивно складається з двох основних частин:

- контактні кільця (обертова частина), що зазвичай є частиною ротора синхронної машини;
- апарат щіткотримачів (непорушна частина), який кріпиться переважно до опорних вузлів електричної машини або ж безпосередньо до фундаменту.

Типова конструкція апарату щіткотримачів турбогенератора наведена на рис. 1. Апарат кріпиться до передбачених проектом закладних плит на фундаменті турбогенератора і складається з наступних основних елементів: зварного каркасу (1), струмознімального пристрою (2), ізованих шпильок (3), вивідних шин із клемною панеллю (4), ізоляційного кільця ущільнювача (5) і витяжного вентиляційного пристрою (6).

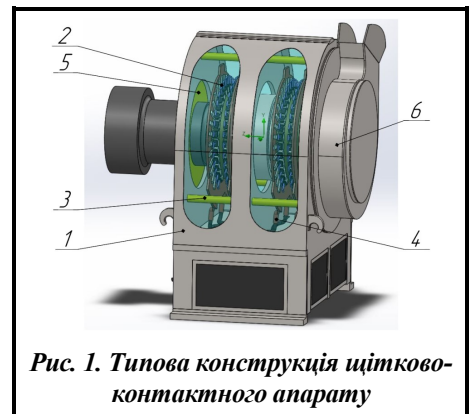


Рис. 1. Типова конструкція щітково-контактного апарату

Зварний каркас складається з основи (нижньої плити), вертикальних стінок (торцевих і бічних), горизонтальної перегородки з вікнами для розподілу охолоджуючого повітря між контактними кільцями, допоміжних елементів для кріплення інших частин апарату щіткотримачів. У зварному каркасі передбачені вікна для входу охолоджуючого повітря й легкознімні оглядові двері з кожного боку апарату.

До складу струмознімального пристрою входять чотири мідних кільцевих шини (по дві шини на кожне контактне кільце), на яких по колу закріплюються власне струмознімальні елементи, а саме спеціальні бракети і розташовані в них щіткотримачі.

Мідні кільцеві шини струмознімального пристрою прикріплені до зварного каркасу за допомогою ізованих шпильок і сталевих роз'ємних тримачів.

Бракети складаються з мідних скоб, у прямокутних гніздах яких за допомогою болтів закріплені латунні обойми. Скоби кріпляться до мідних кільцевих шин за допомогою болтів крізь овальні отвори у бічних полицях скоб, що дозволяють регулювати їх радіальне розташування відносно контактних кілець. Латунні обойми, зафіксовані на скобах, мають вентиляційні вікна у кожній грані для поліпшення теплопередачі від щіток до охолоджуючого повітря.

В обоймах встановлені щіткотримачі з розташованими в них електричними щітками. Можливе використання різних типів щіткотримачів і щіток. Однак згідно із сучасними тенденціями щіткотримачі мають бути швидкознімними й обладнаними пружинами з постійним зусиллям для притискання щіток.

На рис. 2 зображений швидкознімний щіткотримач одного з провідних світових виробників щітково-контактного обладнання компанії Mersen (Франція). Зображений тип щіткотримача має ізовану ручку, що дозволяє виконувати встановлення й зняття щіткотримача навіть під час роботи генератора, бо безпека для обслуговуючого персоналу забезпечується завдяки відсутності контакту людини зі струмопровідними частинами траверси. Зняття щіткотримача виконується шляхом повертання ручки. Крім того, цей тип щіткотримача має наступні особливості:

- точне виготовлення всіх компонентів, що дозволяє застосовувати їх без попереднього регулювання чи доопрацювання й без прив'язки до конкретного місця розташування на траверсі;

- застосування натискних механізмів із пружинами постійного натискання;

- наявність стопорного механізму, що запобігає випаданню електрощіток під час встановлення й зняття щіткотримача;

- можливість використання щіток із підвищеним радіальним розміром, що забезпечує більшу тривалість періоду між замінами щіток.

Вивідні ізовані шини, що складаються з гнучких мідних пластин, відходять від кожної пари струмознімальних кілець і з'єднують їх з клемною панеллю апарату, призначеною для підключення до неї зовнішніх кабелів підведення струму збудження обмотки ротора.



Рис. 2. Швидкознімний щіткотримач

Рознімне ізоляційне кільце призначене для закриття простору між валом ротора і каркасом апарату з боку генератора з метою забезпечення електробезпеки для обслуговуючого персоналу й організації вентиляційного тракту для охолодження апарату щіткотримачів.

До складу витяжного вентиляційного пристрою входять відцентровий вентилятор, встановлений поблизу контактних кілець ротора, і зварний «равлик» у вигляді «Архімедової спіралі» з розтрубом для виходу гарячого повітря.

Струмознімальний апарат і контактні кільця мають розімкнену систему охолодження із забиранням охолоджуючого повітря з машинного залу і викиданням гарячого повітря в машинний зал або канал фундаменту. Колесо відцентрового вентилятора встановлене на кінці валу ротора. Охолоджувальне повітря входить через вентиляційні отвори в нижній порожнині каркасу, а завдяки вентиляційним вікнам у горизонтальній перегородці ділиться на три потоки. Перший потік заходить у простір між вертикальною стінкою каркаса й ізоляційною перегородкою, розташованою перед першою кільцевою мідною шиною, а потім рухається вздовж поверхні внутрішнього контактного кільця в напрямку до «равлика» й охолоджує на своєму шляху струмознімальну шину з розташованими на ній елементами й поверхню контактного кільця. Другий потік заходить у простір між мідними кільцевими шинами внутрішнього кільця, де охолоджує другу струмознімальну шину з розташованими на ній елементами та іншу частину внутрішнього контактного кільця, а далі з'єднується з першим потоком. Третій потік заходить у простір між третьою шиною й середньою вертикальною стінкою каркасу, де охолоджує зовнішнє контактне кільце, третю й четверту струмознімальні шини з розташованими на них елементами, а далі з'єднується з першим і другим потоками перед входом у «равлик».

Аналітичний розрахунок теплового стану щітково-контактного апарату з встановленими фільтрами

Актуальним завданням при проектуванні нового обладнання або реконструкції існуючих турбогенераторів є забезпечення фільтрації повітря на вході в апарат щіткотримачів зі зберіганням тиску й витрати повітря, необхідних для повного відведення теплових втрат. Встановлення фільтрів підвищить надійність роботи щітково-контактного апарату завдяки суттєвому зниженню рівня забруднення струмопровідних і електроізоляційних елементів від домішок, наявних у повітрі машинного залу електростанції.

Розглянемо випадок встановлення фільтрів на щітково-контактному апараті, розрахованому для експлуатації з наступними параметрами:

- номінальний струм збудження – 3130 А;
- номінальна напруга збудження – 453 В;
- номінальна частота обертання – 3000 об/хв;
- максимальна температура охолоджуючого повітря – 40 °С.

Встановлювані панельно-коміркові фільтри типу CFW30 мають наступні параметри:

- фільтруючий матеріал – поліестер;
- матеріал рами – метал;– клас очищення згідно з EN 779 [3]: G3(EU3)–G4(EU4);
- ефективність очищення – 89,8–90,8%;
- рекомендована швидкість повітря – 1,5 м/с;
- максимальна робоча температура – 100 °С;
- максимальна робоча вологість – 100%;
- розміри – 400×400×48 мм;
- фільтраційна площа – 0,27 м²;
- розрахункова витрата повітря – 1480 м³/год;
- початкове падіння тиску – 64 Па.

Витрата повітря через щітково-контактний апарат визначається на основі розрахунків напірної характеристики вентилятора й експериментальних даних базової конструкції щітково-контактного апарату.

За даними аеродинамічного розрахунку, виконаного за методикою [4], відцентровий вентилятор, встановлений на торці валу, має напірну характеристику, наведену на рис. 3 та в табл. 1.

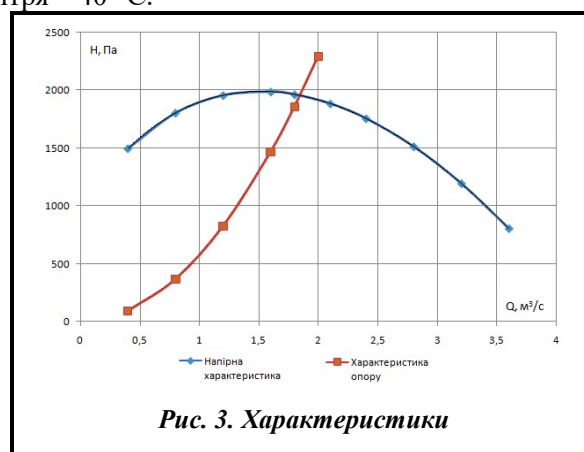


Рис. 3. Характеристики

Таблиця 1. Напірна характеристика вентилятора

Параметр	Значення									
Витрата повітря, м ³ /с	0,4	0,8	1,2	1,6	1,8	2,1	2,4	2,8	3,2	3,6
Напір вентилятора, Па	1496,4	1802,8	1954,7	1985,4	1961,8	1882,7	1754,5	1512,4	1194,4	805,4

За результатами апроксимації лінії тренду графіку залежності напору вентилятора від витрати повітря можна отримати наступне поліноміальне наближення цієї залежності:

$$H(Q) = -0,537 \cdot Q^6 + 9,012 \cdot Q^5 - 64,132 \cdot Q^4 + 261,77 \cdot Q^3 - 902,42 \cdot Q^2 + 1610,5 \cdot Q + 981,4,$$

де H – напір вентилятора, Па; Q – витрата повітря через вентилятор, м³/с.

Для базової конструкції траверси щіткотримачів витрата повітря за експериментальними даними складає $Q_6=2,0$ м³/с.

Падіння тиску повітря в базовій конструкції, яке розраховане за вищенаведеною напірною характеристикою вентилятора, для вказаної витрати повітря складає $H_6=1914,8$ Па.

Таким чином, гідравлічний опір базової конструкції протіканню повітря становить

$$R_6 = \frac{H_6}{Q_6^2} = \frac{1914,8}{2,0^2} = 478,7 \text{ кг/м}^7.$$

Додатковий гідравлічний опір фільтрів визначається за їх номінальними параметрами

$$Q_\phi = 1480 \text{ м}^3/\text{год} = 1480/3600 = 0,411 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$P_\phi = 64 \text{ Па}.$$

При цьому в зварному каркасі апарату щіткотримачів можна розмістити чотири вхідних вікна з розмірами близько 400×200 мм, що за площею перерізу вікна та його пропускної здатністю приблизно еквівалентне паралельному встановленню двох фільтрів типу CFW30 із розмірами 400×400 мм. Гідравлічний опір одного такого фільтру складає

$$R_\phi = \frac{H_\phi}{Q_\phi^2} = \frac{64}{0,411^2} = 378,7 \text{ кг/м}^7.$$

При паралельному встановленні двох фільтрів їх загальний гідравлічний опір становить:

$$R_{\phi n} = \frac{1}{\left(2 \cdot \frac{1}{\sqrt{R_\phi}}\right)^2} = \frac{R_\phi}{4} = 94,7 \text{ кг/м}^7.$$

Загальний гідравлічний опір нової системи з фільтрами визначається як сума опорів базової конструкції апарату щіткотримачів і встановлених фільтрів при їх послідовному з'єднанні

$$R_n = R_6 + R_{\phi n} = 478,7 + 94,7 = 573,4 \text{ кг/м}^7.$$

За отриманим значення гідравлічного опору для нової системи можна визначити її характеристику опору, як

$$H(Q) = R_n \cdot Q^2.$$

Вказана характеристика опору нової системи та напірна характеристика вентилятора наведені на рис. 3.

Точка перетину цих двох характеристик є робочою точкою нової системи. Таким чином, графічно визначена витрата повітря для апарату щіткотримачів із встановленими фільтрами складає $Q_n=1,846$ м³/с.

Температура елементів щітково-контактного апарату визначається тепловими втратами, які в них виділяються, й умовами охолодження.

Теплові втрати складаються з втрат у перехідних контактах й омичних втрат у струмопровідних частинах. Втрати в перехідних контактах встановлюються на основі вимог стандарту ДСТУ ІЕС 60034-2-1:2019 [5], згідно з яким вони визначається як добуток струму й падіння напруги в перехідному контакті $\Delta U=1$ В. На основі дослідних даних можна констатувати, що в ході експлуатації гене-

раторів ці втрати можуть збільшуватися внаслідок забруднень і порушень у налагодженнях апарату, тому для розрахунку вони приймаються із запасом у 50%. Таким чином, для двох контактних кілець втрати в перехідних контактах складають

$$P_k = 1,5 \cdot 2 \cdot I \cdot \Delta U = 1,5 \cdot 2 \cdot 3130 \cdot 1 = 9390 \text{ Вт},$$

де $I=3130 \text{ А}$ – номінальний струм збудження.

Отримані втрати умовно поділені на дві рівні частини, одна з яких виділяється в контактних кільцях, а інша – в щітках на струмознімних кільцях апарату щіткотримачів.

Розрахункові омичні втрати, що виникають у струмознімальних шинах, складають $P_{ш}=105 \text{ Вт}$ при температурі шин $95 \text{ }^{\circ}\text{C}$, що прийнята згідно з рекомендаціями ДСТУ ІЕС 60034-1 [6] для перевищень температур за класом нагрівостійкості ізоляції В.

Швидкість потоку повітря для струмознімальних шин визначається, виходячи з геометричних даних щітково-контактного апарату

$$V_1 = \frac{Q_n}{F} = \frac{1,846}{0,7321} = 2,52 \text{ м/с},$$

де $F=0,7321 \text{ м}^2$ – прохідна площа перерізу по одній із струмознімальних шин.

Визначення коефіцієнту тепловіддачі з поверхні струмознімальних шин виконується на основі відомих критеріальних рівнянь

$$\text{Re}_1 = \frac{V_1 \cdot l_1}{\nu} = \frac{2,52 \cdot 0,01}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 1,67 \cdot 10^3;$$

$$\text{Nu}_1 = 0,46 \cdot \text{Re}_1^{0,5} = 0,46 \cdot (1,67 \cdot 10^3)^{0,5} = 18,82,$$

де Re – число Рейнольдса; $l_1=0,01 \text{ м}$ – характеристичний розмір (товщина) шини; $\nu=15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кінематичний коефіцієнт в'язкості повітря; Nu – число Нуссельта.

Коефіцієнт тепловіддачі з поверхні струмознімальних шин становить:

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \cdot \frac{\lambda}{l_1} = 18,82 \cdot \frac{0,0276}{0,01} = 51,95 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де $\lambda=0,0276 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Густина теплового потоку для поверхні всіх чотирьох струмознімальних шин складає

$$q_1 = \frac{\frac{P_k}{2} + P_{ш}}{4 \cdot F_1} = \frac{\frac{9320}{2} + 105}{4 \cdot 0,467} = 2567 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

де $F_1=0,467 \text{ м}^2$ – площа поверхні однієї струмознімальної шини.

Таким чином, температура зовнішньої поверхні струмознімальних шин становить:

$$T_1 = T_0 + \frac{q_1}{\alpha_1} = 40 + \frac{2567}{51,95} = 89,4 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

де $T_0=40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура охолоджуючого повітря.

За аналогічним принципом розраховується температура зовнішньої поверхні контактних кілець.

Швидкість на робочій поверхні контактних кілець складає

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_k \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,45 \cdot 3000}{60} = 70,69 \text{ м/с},$$

де $d_k=0,45 \text{ м}$ – діаметр контактних кілець; $n=3000 \text{ об/хв.}$ – номінальна частота обертання турбогенератора.

Критеріальні рівняння для контактних кілець виглядають наступним чином:

$$\text{Re}_2 = \frac{V_2 \cdot l_2}{\nu} = \frac{70,69 \cdot 0,13}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 6,1 \cdot 10^5;$$

$$\text{Nu}_2 = 0,46 \cdot \text{Re}_2^{0,5} = 0,46 \cdot (6,1 \cdot 10^5)^{0,5} = 359,3,$$

де $l_2=0,13 \text{ м}$ – характеристичний розмір (аксіальна ширина) кільця.

Коефіцієнт тепловіддачі з поверхні контактних кілець становить

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda}{l_2} = 359,3 \cdot \frac{0,0276}{0,13} = 76,29 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Густина теплового потоку для поверхні двох контактних кілець складає

$$q_2 = \frac{P_k/2}{2 \cdot F_2} = \frac{9390/2}{2 \cdot 0,504} = 4657 \text{ Вт/м}^2,$$

де $F_2=0,504 \text{ м}^2$ – площа поверхні одного контактного кільця з урахуванням гвинтових канавок і торцевих поверхонь.

Температура зовнішньої поверхні контактних кілець становить:

$$T_2 = T_0 + \frac{q_2}{\alpha_2} = 40 + \frac{4657}{76,29} = 101,0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура повітря на виході з щітково-контактного апарату визначається за формулою

$$T_3 = T_0 + \frac{P_k + P_{\text{ш}}}{C_p \cdot \rho \cdot Q_n} = T_0 + \frac{9390 + 105}{1006 \cdot 1,128 \cdot 1,846} = 44,5 \text{ }^\circ\text{C},$$

де $C_p=1006 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – питома об'ємна теплоємність повітря; $\rho=1,128 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря.

За результатами аналітичного розрахунку отримані температури елементів щітково-контактного апарату не перевищують допустиму температуру, прийняту на рівні класу нагрівостійкості ізоляції В ($120 \text{ }^\circ\text{C}$) згідно з ДСТУ ІЕС 60034-1 [6] для підвищення надійності й збільшення строку експлуатації турбогенератора, незважаючи на використання в конструкції ізоляційних матеріалів класу нагрівостійкості F ($155 \text{ }^\circ\text{C}$).

Тривимірний розрахунок теплового стану щітково-контактного апарату

Визначення параметрів охолоджувального повітря апарату щіткотримачів у тривимірній постановці виконується за допомогою розрахункового комплексу SolidWorks Flow Simulation [7]. Для цього була побудована тривимірна модель щітково-контактного апарату, конструкція розглядалася вся в цілому.

Встановлення коефіцієнтів тепловіддачі відбувається в автоматичному режимі за допомогою моделювання течії охолоджуючого повітря. Як початкові дані задаються наступні параметри:

- тривимірна геометрія розрахункової області (рис. 4);
- напірна характеристика відцентрового вентилятора, обчислена в аналітичному розрахунку;
- характеристика гідравлічного опору фільтрів, обчислена в аналітичному розрахунку;
- параметри повітря за нормальних умов (рис. 5);
- потужності тепловиділення окремо для кожного елементу на основі аналітично-розрахованих теплових втрат.

Моделювання руху повітря крізь щітково-контактний апарат виконувалося при стандартних налаштуваннях деталізації розрахункової сітки.

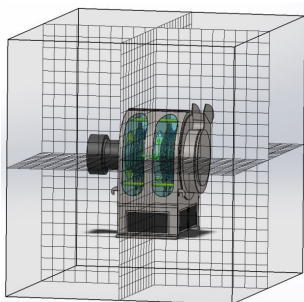


Рис. 4. Тривимірний розрахунок області

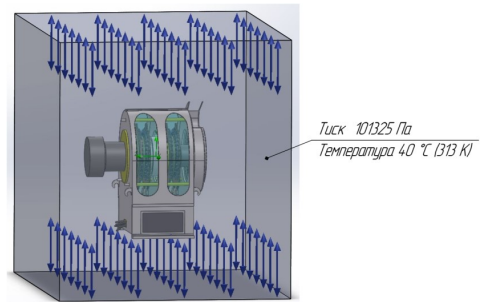
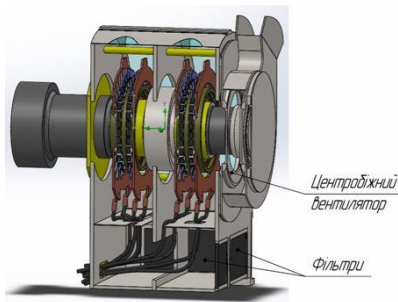


Рис. 5. Початкові умови розрахунку

Як критерії збіжності розв'язку були вказані наступні значення за об'ємом: мінімальний, середній і максимальний статичний тиск у досліджуваній області; середня масова витрата; усереднений тепловий потік на зазначених поверхнях; розподіл температур повітря й конструктивних елементів щітково-контактного апарату. Розрахунок виконувався за умовами досягнення критеріїв збіжності за результатами принаймні трьох розрахунків області, що вивчалася.

На основі вказаних початкових умов проведено моделювання течії охолоджуючого повітря в щітково-контактному апараті з встановленими фільтрами.

Отримані траєкторії та розрахункові швидкості потоку повітря наведені на рис. 6, швидкості потоку в перерізі – на рис. 7.

На рис. 8 зображений розподіл температур повітря у різних частинах його траєкторії в межах розрахункової області.

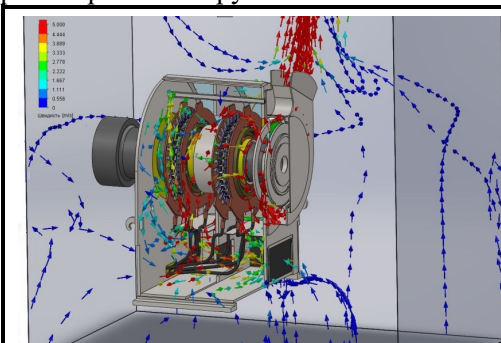


Рис. 6. Траєкторії та швидкості потоку

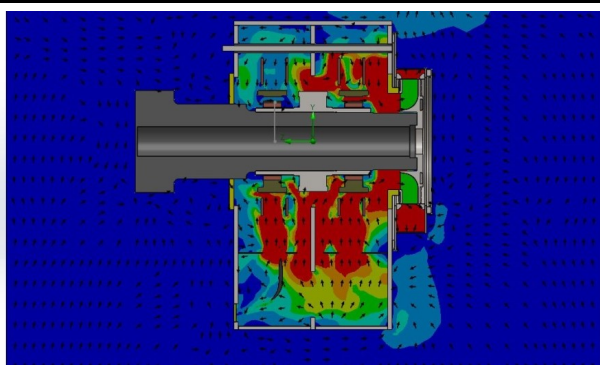


Рис. 7. Переріз і швидкості потоку

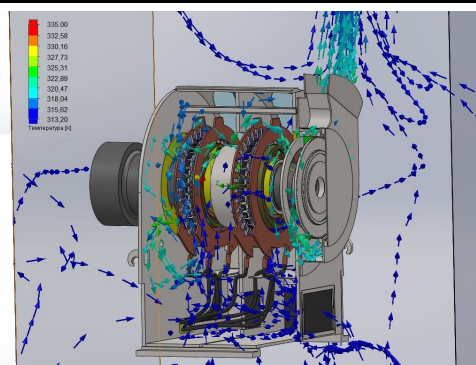


Рис. 8. Траєкторії та температури потоку

Нижче наведені розподіли температур нагріву твердого тіла для різних струмознімальних шин, при цьому нумерація шин прийнята за напрямком до вентилятора, тобто шина № 1 – найдальша, а шина № 4 – найближча до нього.

Розподіл температури нагріву струмознімальної шини № 1 наведений на рис. 9, графік розподілу температур вздовж кола цієї шини – на рис. 10.

Розподіл температури нагріву струмознімальної шини № 4 подано на рис. 11, графік розподілу температур вздовж кола цієї шини – на рис. 12.

Розподіл температури на поверхні контактної кільця зображений на рис. 13.

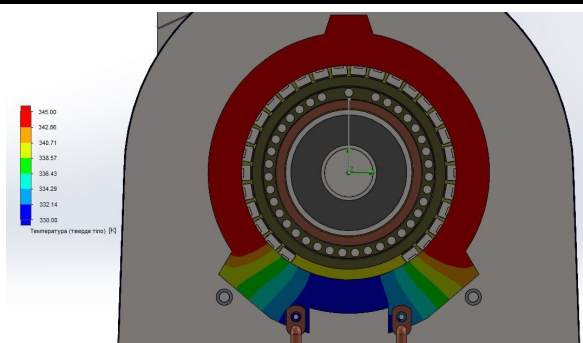


Рис. 9. Температура шини № 1

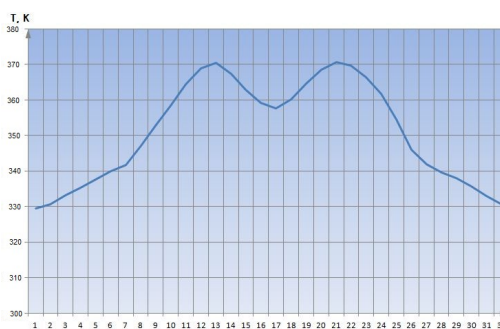


Рис. 10. Графік розподілу температур (шина № 1)

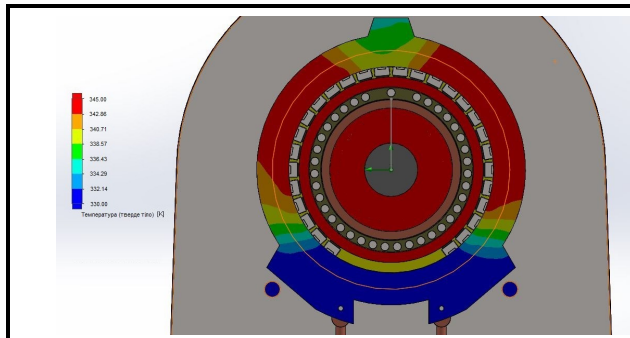


Рис. 11. Температура шини № 4

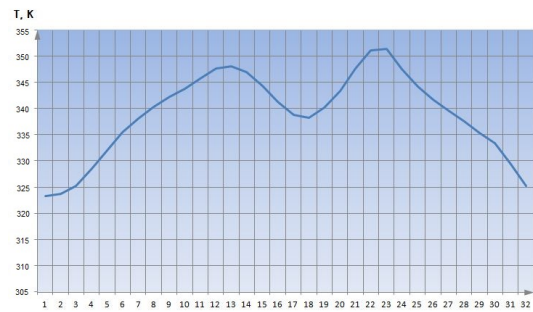


Рис. 12. Графік розподілу температур (шина № 4)

Висновки

Порівняння результатів аналітичного розрахунку з результатами аналізу в тривимірній постановці за допомогою програмного комплексу SolidWorks Flow Simulation свідчить про те, що аналітичний розрахунок дозволяє отримати вірне усереднене значення температури окремих елементів, але не дає картини розподілу температур між окремими схожими елементами. Виконаний розрахунок у тривимірній постановці дозволяє визначити розподіл температур елементів щітково-контактного апарату, а також те, що він пов'язаний

з особливостями протікання охолоджуючого повітря в різних частинах вентиляційного тракту та, відповідно, різними умовами охолодження для кожної окремої ділянки струмопровідних частин.

Максимальна температура струмопровідних шин за аналітичним розрахунком становить $89,4^{\circ}\text{C}$, а за результатами тривимірного розрахунку – 97°C (370 K). Максимальна температура контактних кілець за аналітичним розрахунком дорівнює $101,0^{\circ}\text{C}$, а за результатами тривимірного розрахунку – 95°C (368 K).

Таким чином, отримані в розрахунку температури струмопровідних частин щітково-контактного апарату показали, що при зміні конструкції системи охолодження (установка фільтрів згідно з рис. 4), розподіл потоків охолоджуючого повітря, тиск повітря в системі, тепловий стан повітря і струмопровідних частин забезпечуватимуть можливість безпечної експлуатації апарату в усіх дозволених режимах експлуатації турбогенератора з дотриманням умов і за допустимими температурами на рівні класу нагрівостійкості ізоляції В (120°C).

Література

1. Say M. G. Alternating current machines. 4nd ed. Pitman Publishing, 1976. 543 p.
2. Boldea I. Synchronous generators. 2nd ed. CRC Press, 2016. 498 p. <https://doi.org/10.1201/b19310>.
3. ДСТУ EN 779:2019 Фільтри повітря для загальної вентиляції. Визначення ефективності фільтрації (EN 779:2012, IDT) / ДП «Український науково-дослідний та навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). Київ, 2019.
4. McKenzie A. B. Axial flow fans and compressors. Aerodynamic design and performance. UK, Aldershot: Ashgate Publishing Limited, 1997. 280 p.
5. ДСТУ ІЕС 60034-2-1:2019 Машини електричні обертові. Частина 2-1. Стандартні методи визначення втрат та коефіцієнта корисної дії під час випробувань (за винятком машин для тягових транспортних засобів) (ІЕС 60034-2-1:2014, IDT) / ДП «Український науково-дослідний та навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). Київ, 2019.
6. ДСТУ ІЕС 60034-1:2019 Машини електричні обертові. Частина 1. Номінальні та робочі характеристики (ІЕС 60034-1:2017, IDT) / ДП «Український науково-дослідний та навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). Київ, 2019.
7. Akin J. E. Finite element analysis concepts via SolidWorks. World Scientific, 2009. 303 p. <https://doi.org/10.1142/7785>.

Надійшла до редакції 07.12.2024