

УДК 621.313.322

К.І. Мазорчук, М.П. Гиря, Г.С. Кіпоренко, С.М. Поліщук

Українська інженерно-педагогічна академія, Харків

РОЗРАХУНОК ВИТРАТ ОХОЛОДЖУЮЧОЇ ВОДИ В СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ ОБМОТКИ СТАТОРІВ ПОТУЖНИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗПЕКИ БЛОКІВ АЕС

У статті надається аналіз видів пошкоджень та причини виходу з ладу потужних турбогенераторів, які експлуатуються на АЕС. Одним з вагомих чинників, які впливають на надійність роботи, є охолодження статора генератора. Наведено результати розрахункових досліджень розподілу швидкості руху води в елементах охолодження обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2УЗ. Експериментальні дані та подальші розрахунки дозволять визначити охолоджувальні стрижні з відкладеннями, у яких зменшується витрати води, що в свою чергу має значний вплив на надійність роботи генератора.

Ключові слова: АЕС, турбогенератор, система охолодження обмотки статора, безпека, надійність, стан стрижнів охолодження статора.

Вступ

Забезпечення безаварійної роботи об'єктів підвищеної небезпеки є пріоритетом для нашої держави. Саме такими об'єктами є АЕС, які в наш непростий час потребують особливої уваги і дотримання безпечної експлуатації на різних етапах життєвого циклу.

Важливою технологічною складовою АЕС є турбогенератор. На атомних електростанціях експлуатуються три типи турбогенераторів. Ми розглянемо турбогенератори (ТГ) типу ТВВ-1000-2УЗ. Нажаль, цей тип генераторів є найбільш ненадійними серед усіх турбогенераторів, що експлуатуються у складі енергоблоків АЕС України. Питома пошкоджуваність турбогенераторів типу ТВВ-1000-2УЗ за п'ять років склала 0,526 ушкодження на генераторорік експлуатації, що в 10,5 разів більше, ніж аналогічний показник турбогенераторів у чотирьохполюсному виконанні типу ТВВ-1000-4УЗ (0,05), і в 3,5 більше, ніж у турбогенераторів потужністю 220 МВт енергоблоків №1 і №2 Рівненської АЕС типу ТВВ-220-2УЗ (0,15). За цей час недовиробництво електроенергії через вимушені зупинки енергоблоків, причиною яких були відмови турбогенераторів ТВВ-1000-2УЗ, склала 3317,136 млн. кВт-години [1].

Таким чином, за останні п'ять років втрати через недовиробництво електроенергії склало близько 17 млн. грн. (при вартості 1 кВт-години в 27,28 коп. станом на січень 2015 року) і це відноситься лише тільки до витрат, пов'язаних з простоем, без урахування додаткових витрат на ремонтні роботи та матеріали.

Основні причини порушення роботи турбогенератора ТВВ-1000-2УЗ наступні:

виникнення течій водяного тракту обмотки статора;

виникнення тріщин у зварних з'єднаннях колекторів водяного охолодження обмотки статора;

порушення цілісності кріплення лобових частин обмотки;

порушення герметичності систем водяного охолодження обмоток статора.

Встановлення передумов порушення у роботі турбогенераторів є підставою для розробки організаційно-технічних профілактичних заходів по підвищенню надійності експлуатації турбогенераторів типу ТВВ-1000-2УЗ. Перехід до організації ремонтів щодо технічного стану для турбогенераторів потребує широкого впровадження методів та засобів контролю і діагностики, які дозволять об'єктивно оцінювати технічний стан турбогенераторів, планувати обсяги та терміни ремонтів за результатами цієї оцінки [2].

Однією з передумов порушення роботи потужних ТГ з водяним охолодженням є підвищена небезпека засмічення каналів охолодження. Найбільш небезпечні порушення пов'язані з частковою або повною закупоркою водяних каналів одного чи декількох гідравлічних стрижнів систем водяного охолодження статора.

Виклад основного матеріалу

Гідравлічний розрахунок є основною складовою процесу при русі середовища в трубопроводах. Метою даного розрахунку є проведення порівняльного аналізу отриманих в ході вимірювань значень витрати охолоджуючої води в контурі охолодження стрижнів обмотки статора ТГ з розрахунковими (теоретичними) даними та результатами попередніх вимірювань для подальшого визначення динаміки зміни стану внутрішніх поверхонь каналів охолодження стрижнів обмотки статора, а також порожнистих провідників стрижнів обмотки. У разі від-

сутності даних попередніх вимірювань результати поточного вимірювання при розрахунках будуть вважатися вихідними.

Гідрравлічний розрахунок залежить від режиму течії, типу рідини, її температури, а також від шорсткості труби. Розрахунок тертя описується одним рівнянням з варіацією його параметрів і введенням поправочних коефіцієнтів.

Вихідними рівняннями класичної гідродинаміки [3] визначаються втрати напору, пов'язані з подоланням сил тертя при течії рідини в трубі, які визначаються рівнянням:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \vartheta^2}{2}, \quad (1)$$

де l і d – довжина трубопроводу та його внутрішній діаметр, м;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

ϑ – середня швидкість руху потоку, м/с;

λ – коефіцієнт гідрравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі), безрозмірна величина, що характеризує співвідношення сил тертя та інерції. Коефіцієнт тертя залежить від режиму течії та різний для ламінарного та турбулентного потоку.

Середня швидкість ϑ розраховується за допомогою об'ємної витрати Q , м³/с і визначається за допомогою рівняння:

$$\vartheta = \frac{4Q}{\pi d^2}. \quad (2)$$

Безрозмірне число Рейнольдса необхідне для визначення режиму руху:

$$Re = \frac{\vartheta d}{\nu}, \quad (3)$$

де ϑ – середня швидкість рідини;

d – діаметр труби;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості є відношенням динамічного коефіцієнта в'язкості μ до щільності рідини ρ :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (4)$$

Для ламінарного (в'язкого режиму течії) коефіцієнт тертя λ визначається теоретично у відповідності з рівнянням Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (5)$$

де Re – число Рейнольдса. Рівняння (5) справедливе для чисел Рейнольдса, які менше 2320.

Шорсткість стінки труби впливає на гідрравлічний опір тільки при турбулентному потоці, але і в цьому випадку, за наявності ламінарного прикордонного шару, істотно позначається тільки при числах Рейнольдса, що перевищують деяке значення,

залежне від відносної шорсткості k_e/d , м.

Для турбулентного потоку коефіцієнт Дарсі є функцією числа Рейнольдса та відносної шорсткості:

$$\lambda = f\left(Re, \frac{k_e}{d}\right), \quad (6)$$

де k_e – абсолютна величина еквівалентної рівномірно-зернистої шорсткості.

У зоні чисел Рейнольдса $2320 < Re < 3000$ процес є перехідним і коефіцієнт Дарсі дорівнює

$$\lambda = \frac{2.7}{Re^{0.53}}. \quad (7)$$

При перевищенні цього значення виникає турбулентність. На першому етапі розвитку турбулентності ($2320 < Re < 10 \cdot \frac{d}{k_e}$) коефіцієнт тертя визначається рівнянням Блазіуса:

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0.25}. \quad (8)$$

Для режиму руху рідини в зоні чисел Рейнольдса $10 \cdot \frac{d}{k_e} < Re < 500 \cdot \frac{d}{k_e}$ коефіцієнт Дарсі визначається по формулі А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_e}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0.25}, \quad (9)$$

або для турбулентного режиму $Re > 500 \cdot \frac{d}{k_e}$ коефіцієнт Дарсі визначається по формулі Шіфрінсона:

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{k_e}{d}\right)^{0.25}. \quad (10)$$

Динамічний коефіцієнт в'язкості води залежить від температури та для його розрахунку застосовують емпіричну формулу Пуазейля:

$$\mu = \frac{0,000183}{1 + 0,0337 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2}, \quad (11)$$

де t – температура води.

Охолодження стрижнів обмотки статора турбогенератора здійснюється подачею води через кільцевий колектор в провідники прямокутного перерізу [2]. При розвиненій турбулентній течії з достатнім ступенем точності при визначенні λ можна користуватися формулами для круглої труби з заміною діаметра d на чотири гідрравлічних радіусу потоку R_r ($d = 4R_r$). Поняття «гідрравлічний радіус» [6], незважаючи на свою назву, не дорівнює половині гідрравлічного діаметру і обчислюється за формулою:

$$R_r = \frac{w}{c}, \quad (12)$$

де w – площа «живого» перетину потоку; c – «змашений» його периметр (периметр «живого» перетину по контакту рідини – тверде тіло).

Площа «живого» перетину потоку визначається по периметру прямокутного перетину визначається за допомогою $\frac{ab}{2(a+b)}$.

Число Рейнольдса дорівнює:

$$Re = \frac{29ab}{v(a+b)} \quad (13)$$

Для ламінарного режиму коефіцієнт гідравлічного опору, таким чином, буде мати такий вигляд:

$$\lambda = \left(\frac{64}{Re}\right) \cdot \left(8 \frac{a}{b}\right) / \left(K \cdot \left(1 + \frac{a}{b}\right)^2\right), \quad (14)$$

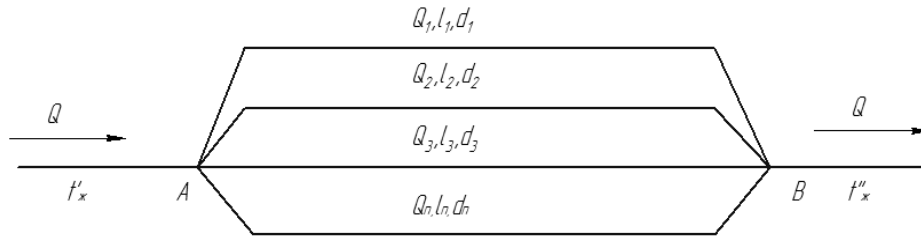


Рис. 1. Схематичне представлення течії рідини у вигляді з'єднаних каналів, що мають вузлові точки на початку A та кінці B

Оскільки довжини каналів та їх діаметри однакові, то витрати на цих ділянках однакові. Звідси

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n \quad (16)$$

Витрати в кожному каналі дорівнюють:

$$Q_k = \frac{Q}{n}, \quad (17)$$

де n – кількість каналів.

Для швидкості потоку рідини в каналі v_k представимо вираз для втрати напору по довжині у вигляді:

$$h_k = \lambda \frac{l}{d_w} \cdot \frac{v_k^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{Q_k^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d_w^4}, \quad (18)$$

де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя, що залежить від відносної шорсткості Δ/d та числа Рейнольдса;

де коефіцієнт K визначається залежно від відношення a/b [7].

На рис. 1 представлено схему течії рідини у вигляді з'єднаних каналів, що мають вузлові точки на початку та кінці. У точці розгалуження каналів A для всіх паралельних ділянок напір H_A буде однаковим, так як в одній точці тиск рівний по всіх напрямках, також напір однаковий і в точці B, тому витрати напору у всіх паралельних ділянках буде також однаковий:

$$h_k = H_A - H_B \quad (15)$$

l – довжина каналу;

d_w – гідравлічний діаметр каналу;

v_k – швидкість потоку в каналі;

g – прискорення вільного падіння;

π – лудольфово число;

Q_k – витрата в каналі.

Розрахував втрати напору по довжині каналу, визначимо швидкість руху в кожному каналі

$$v_k = \sqrt{h_k \cdot 2g \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{d_w}{l}} \quad (19)$$

В табл. 1 представлено вихідні дані для розрахунку швидкості потоку рідини для ТГ енергоблоку №2 ВП ХАЕС.

Таблиця 1

Вихідні дані для розрахунку швидкості потоку рідини для ТГ енергоблоку №2 ВП ХАЕС

Об'ємні витрати $Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	Довжина каналу $l, \text{ м}$	Периметр каналу $P, \text{ м}$	Прискорення вільного падіння $g, \text{ м}/\text{с}^2$	Лудольфово число Π	Кінематичний коефіцієнт в'язкості $\nu, \text{ м}^2/\text{с}$	Шорсткість k_e	Середньо арифметична температура $t, \text{ }^\circ\text{C}$	Число каналів n
119,12	8	$1,2 \cdot 10^{-1}$	9,81	3,14	$6,58 \cdot 10^{-7}$	$4 \cdot 10^{-2}$	37,4	84

Згідно формули (17) знаходимо об'ємні витрати в каналі:

$$Q_k = \frac{119,12}{84} \approx 1,418 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Розрахуємо секундні витрати :

$$Q_k = 1,418 \text{ м}^3/\text{ч} = \frac{1,418}{3600} \text{ л}/\text{с} \approx 3,939 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахуємо середню швидкість згідно (2):

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 3,939 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot (2,8 \cdot 10^{-2})^2} \approx 0,64 \text{ м}/\text{с}$$

Знайдемо критерій Рейнольдса по формулі (12):

$$Re = \frac{29ab}{v(a+b)} = \frac{2 \cdot 0,64 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 4 \cdot 10^{-2}}{6,58 \cdot 10^{-7} \cdot (2 \cdot 10^{-2} + 4 \cdot 10^{-2})} \approx 25937,$$

де $a = 0.04$ м – висота каналу; $b = 0.02$ м – ширина каналу.

Виходячи із того, що $Re = 25937$, режим руху рідини є турбулентним, тому для розрахунку коефіцієнта Дарсі скористаємося рівнянням Блазіуса (8):

$$\lambda = 0.3164 \cdot 25937^{-0.25} \approx 2.4931 \cdot 10^{-2}$$

Втрати напору (18):

$$h_k = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_k^2}{2g} = 2.4931 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{8}{2.66 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{0.64^2}{2 \cdot 9.81} = 0.1565 \text{ м.}$$

Гідрравлічний діаметр для прямокутного перерізу дорівнює:

$$d_w = 2 \cdot ab / (a+b)$$

Визначаємо розрахункову швидкість та отримуюмо (19):

$$\rho_k = \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 0.157 \cdot \frac{1}{2.493 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{2.66 \cdot 10^{-2}}{8}} = 0.63 \text{ м/с.}$$

Розрахувавши теоретичну швидкість руху рідини, ми можемо провести порівняння з дослідними даними провівши вимірювання в кожному каналі. Зниження швидкості в каналі говорить про появу в каналі додаткового тертя або зменшення діаметра каналу через відкладення.

Висновки

Для підвищення надійності експлуатації турбогенераторів типу ТВВ-1000-2УЗ необхідно проводити періодичну перевірку стану системи водяного

охолодження статора з подальшим розрахунком гідрравлічних характеристик каналів охолодження для своєчасного запобігання порушень роботи та зниження втрат від простою турбогенераторів типу ТВВ-1000-2УЗ.

Список літератури

1. Підвищення надійності навантажувальної здатності турбогенераторів ТВВ-1000-2УЗ українських АЕС та доведення до техніко-економічних показників їх експлуатації до вимог документу EUR:/ Заключний звіт про НДР / ІПБ АЕС НАН України, № держреєстрації 0209U001218. – К., 2008.
2. Виговський О.В. Оцінка впливу дефектів в обмотці та осерді статора потужного турбогенератора на максимальні температури та показання штатної системи теплового контролю / О.В. Виговський // Техн. електродинаміка. – 2010. – №3. – С. 52-58.
3. Френкель Н.З. Гидравлика / Н.З. Френкель. – М.: Госэнегоиздат, 1947. – 456 с.
4. СНиП 2.04.01-85. Внутренний водопровод и канализация зданий.
5. ISO/TR 10501:1993. Thermoplastics pipes for the transport of liquids under pressure -- Calculation of head losses.
6. Мала гірнича енциклопедія. В 3-х т. /За ред. В.С. Білецького. – Донецьк: Донбас, 2004.
7. Вильнер Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов. – Мінськ: Вышэйшая школа, 1976. – 416 с.

Надійшла до редколегії 2.04.2015

Рецензент: д-р техн. наук, доц. А.Г. Чухрай, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», Харків.

РАСЧЕТ РАСХОДА ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ОБМОТКИ СТАТОРА МОЩНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ БЛОКОВ АЭС

К.И. Мазорчук, М.П. Гиря, А.С. Кипоренко, С.М. Полищук

В статье дается анализ видов повреждений и причин выхода из строя мощных турбогенераторов, которые эксплуатируются на АЭС. Одним из важных факторов, влияющих на надежность работы является охлаждение статора генератора. Приведены результаты расчетных исследований распределения скорости движения воды в элементах охлаждения обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2УЗ. Экспериментальные данные и дальнейший расчет позволяют определить охлаждающие стержни с отложениями, в которых уменьшается расход воды, что в свою очередь может влиять на надежность работы генератора.

Ключевые слова: АЭС, турбогенератор, система охлаждения обмотки статора, безопасность, надежность, состояние стержней охлаждения статора.

CALCULATION OF COOLING WATER CONSUMPTION IN THE COOLING SYSTEM OF THE STATOR WINDING POWERFUL TURBOGENERATOR FOR OPERATIONAL SAFETY OF NPP UNITS

K.I. Mazorchuk, M.P. Giray, A.S. Kiporenko, S.M. Polishchuk

The article provides an analysis of failure kinds and its causes in the powerful turbo-generators that is operating on nuclear power plants. One of the important factors affecting the reliability is cooling of generator stator. The results of computational studies of the velocity distribution of water movement in the stator winding cooling elements of the turbo-generator ТВВ-1000-2УЗ have shown. The experimental data and further calculations allows to determine the cooling rods with deposits, which is reducing water consumption, that in turn can affect to the reliability of the generator.

Keywords: nuclear power plant, turbo-generator, cooling system of the stator winding, safety, reliability, state of the stator cooling rods.