

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВІВ ПАРАМЕТРІВ ЧИСТОТИ ВОДНЮ НА МЕХАНІЧНІ ВТРАТИ В ТУРБОГЕНЕРАТОРІ З БЕЗПОСЕРЕДНІМ ВОДНЕВИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ ТИПУ ТВВ-1000-2УЗ

Г.М. Федоренко¹, докт. техн. наук, О.М. Давидов², канд. техн. наук, М.В. Дудченко³, студентка

1 – Інститут електродинаміки НАН України,
пр. Перемоги, 56, Київ-57, 03680, Україна;

2, 3 – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
пр. Перемоги, 37, Київ-56, 03056, Україна

Розглянуто моделювання впливів параметрів чистоти водню на механічні втрати в турбогенераторі з безпосереднім водневим охолодженням типу ТВВ-1000-2УЗ. Запропоновано метод визначення втрат у вентиляційних каналах ротора турбогенератора. Наведено результати розрахунків сумарних втрат турбогенераторів ТВВ-1000-2УЗ. Бібл. 9, рис. 3.

Ключові слова: турбогенератор, пошкодження, чистота водню, вентиляційні втрати, аеродинамічний опір.

Аналіз інцидентів на АЕС України, пов'язаних з незапланованими відключеннями енергоблоків від мережі та зниженням навантаження, свідчить, що значна їх частина (від 30 до 70 %) спричинена недостатньою надійністю електротехнічного устаткування. Зокрема, найчастіше причини недовироблення електроенергії за рахунок електротехнічного устаткування припадають на турбогенератори (до 70...80 %), пристрої релейного захисту і автоматики (до 15 %), вимірювальні трансформатори (до 7,5 %), електроприводи (5,8 %) і силові трансформатори (до 2,5 %). Тобто найненадійнішим елементом у технологічному ланцюжку «реактор – турбіна – турбогенератор – трансформатор» на сьогодні є турбогенератор [3]. З аналізу технічного стану існуючих турбогенераторів видно, що близько 40 % енергоблоків відпрацювали понад 200 тис. год, тобто перебувають за межею фізичного зносу; 28 % – перевищують граничний ресурс у 170 тис. год; 29 % відпрацювали понад 100 тис. год, тобто розрахунковий ресурс; лише 3 % не виробили свій розрахунковий ресурс.

Як показує досвід експлуатації, найефективніший спосіб унеможливлення виникнення та розвитку аварій має базуватися на засобах моніторингу режимних параметрів та діагностування стану обладнання: виявлення зміни параметрів дає змогу своєчасно вивести його в ремонт, не допустивши пошкодження і розвитку аварії. Тому впровадження в електроенергетику України сучасних систем моніторингу та діагностування є важливою і актуальною науково-технічною проблемою, спрямованою на підвищення їх надійності та навантажувальної здатності, на збереження та подовження їх експлуатаційного ресурсу. Щоб задовольнити найважливіші вимоги сучасності, необхідна нова технологія контролю, діагностування і прогнозування.

Потужність турбогенераторів з водневим охолодженням, встановлених на ТЕС і АЕС України, становить 40,5 млн кВт. Тільки за останні роки на електростанціях України, Росії та країн СНД відбулося 28 аварій з руйнуванням турбогенераторів, що охолоджуються воднем. Однією з причин аварій є високий вміст вологи в газовому об'ємі генератора [1].

Чистота водню, що охолоджує, істотно впливає на енергетичні показники і надійність роботи вузлів машини (механічна і корозійна стійкість металів, електрична міцність ізоляції). При цьому особливо шкідлива наявність парів води. Наприклад, для охолодження турбогенератора типу ТВВ 1000-2УЗ повинен використовуватися водень марки Б чистотою не менше 98 % з вмістом кисню не більше 1,2 % і відносною вологістю при + 40 °С (номінальна температура холодного газу) не більше 20 %.

Підвищення чистоти водню в турбогенераторах для АЕС істотно зменшує механічні втрати, що є одним із основних економічних показників турбогенераторів при визначенні його коефіцієнта корисної дії (ККД). У загальному вигляді їх можна представити як

$$\sum Q = Q_{\text{лідш}} + Q_{\text{рот}} + Q_{\text{вент}} \quad (1)$$

Втрати на тертя об водень бочки ротора $Q_{\text{рот}}$ і бандажів $Q_{\text{б}}$ можуть бути визначені за залежністю:

$$Q_{\text{рот}} = 57,3 \cdot 10^{-5} \frac{1}{p^3} (D_p) \cdot l_p P_{H_2} \cdot \gamma; \quad (2)$$

$$Q_{\text{б}} = 57,3 \cdot 10^{-5} \frac{1}{p^3} (D_p) \cdot l_{\text{б}} P_{H_2} \cdot \gamma. \quad (3)$$

Для розрахунку втрат на вентиляцію необхідно знати витрату газу, що охолоджує, і натиск вентилятора:

$$Q_{\text{вент}} = \frac{qH_{\text{вент}}}{\eta_{\text{вент}}} \cdot 10^{-3}. \quad (4)$$

У результаті вивчення регламентних вимірювань, виконаних персоналом лабораторій хімічних цехів, був складений перелік домішок, що потрапляють у корпус генератора, забруднюючи водень (табл. 1).

Внаслідок експериментальних досліджень був вибраний найбільш небезпечний інгредієнт домішок в електролізному водні – вода та кисень. Встановлено, що найбільш відповідальною зоною з підвищеною концентрацією води в турбогенераторі є зона ущільнення валу генератора, де як ущільнююче середовище застосовується турбінне масло.

Таблиця 1

№ з/п	Найменування домішки	Критерії якості водню
		Максимальна концентрація при експлуатації, г/м ³
1	Вода	25–30
2	Масло турбінне	5,0
3	Кисень	0,2
4	Водомасляна аерозоль у корпусі генератора	0,15

Для розрахунку сумарних механічних витрат у турбогенераторі ТВВ-1000-2У3 використано тиск газу 0,5 МПа та концентрації домішок у 1 м³ газу. З урахуванням показників табл. 1, де наведено перелік забруднюючих домішок, що надходять у газовий об'єм турбогенератора, та питомої густини домішок знаходиться одинична об'ємна доля кожної речовини в корпусі.

Густина кисню становить $\gamma_{\text{кисню}} = 1,3 \text{ кг/м}^3$, а одинична об'ємна доля цієї речовини в корпусі турбогенератора становить за табл. 1 $\Delta V_{\text{кисню}} = \frac{0,0002 \text{ кг/м}^3}{1,3 \text{ кг/м}^3} = 0,000154 \text{ м}^3$.

Аналогічно знаходимо одиничні об'ємні долі водомасляної аерозолі, води та масла, використовуючи значення питомих густин. Густина масла $\gamma_{\text{масла}} = 830 \text{ кг/м}^3$, густина води – $\gamma_{\text{води}} = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Об'єм водню в 1 м³ з урахуванням домішок у турбогенераторі дорівнює

$$\begin{aligned} \Delta V_{\text{водню}} &= 1 - (\Delta V_{\text{води}} + \Delta V_{\text{кисню}} + \Delta V_{\text{водомаслян. аер.}} + \Delta V_{\text{масла}}) = \\ &= (2,5 \cdot 10^{-5} + 0,000154 + 7,5 \cdot 10^{-8} + 9 \cdot 10^{-8} + 6,02 \cdot 10^{-6}) = 0,998 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Оскільки густина ідеально чистого водню в корпусі турбогенератора становить $\gamma_{\text{водню}} = 0,09 \text{ кг/м}^3$, густина водню в даному об'ємі складає $\gamma_{\text{водню}} = 0,09 \cdot 0,9981 = 0,08982 \text{ кг/м}^3$.

Густина водню з урахуванням домішок дорівнює $\sum \gamma = \gamma_{\text{водню}} + \gamma_{\text{доміш.}} = 0,08982 + 0,03035 = 0,1203 \text{ кг/м}^3$.

Вихідні дані, прийняті при розрахунках, наведено у табл. 2.

Таблиця 2

Параметр	Величина
Діаметр ротора D_p , м	1,2
Довжина ротора L_p , м	7,2
Витрата газу q , м ³ /с	104
Натиск вентилятора $H_{вент}$, Па	$(5-7)10^{-2} \gamma P_{H_2}$
ККД вентилятора $\eta_{вент}$	0,3 – для відцентрового
Діаметр бандажного кільця D_b , м	1,36
Довжина бандажного кільця L_p , м	0,75

ційних каналах ротора з урахуванням домішок. Для знаходження втрат вентиляційної потужності в каналах турбогенератора необхідно розглянути схему заміщення вентиляційного каналу паза ротора турбогенератора (рис. 2). Схема, зображена на рис. 3, включає в себе такі елементи: $z_{вх.}$ – аеродинамічний опір при вході водню в клин паза ротора; $z_{нов.1}$ – аеродинамічний опір при куті повороту водню $\alpha = 120^\circ$ у клині паза; $z_{кл.}$ – аеродинамічний опір у клині паза ротора; $z_{нов.2}$ – аеродинамічний опір при куті повороту водню $\alpha = 60^\circ$ у клині паза; $z_{підк.пр. (розш.)}$ – аеродинамічний опір підклинової прокладки; $z_{нов.3}$ – аеродинамічний опір при куті повороту водню $\alpha = 120^\circ$ в пазу; $z_{звуж.}$ – аеродинамічний опір при різкому звуженні струменя через зменшення перетину каналу паза ротора; $z_{кан.}$ – аеродинамічний опір каналу паза ротора; $z_{нов.4}$ – аеродинамічний опір при куті повороту водню $\alpha = 90^\circ$ в пазу ротора; $z_{нов.5}$ – аеродинамічний опір при куті повороту водню $\alpha = 120^\circ$ в пазу ротора; $z_{нов.6}$ – аеродинамічний опір при куті повороту водню $\alpha = 60^\circ$ в пазу; $z_{нов.7}$ – аеродинамічний опір при куті повороту водню $\alpha = 120^\circ$ в пазу; $z_{вих.}$ – аеродинамічний опір при виході водню з клина паза ротора.

У табл. 4 наведено результати розрахунків аеродинамічного опору для ідеально чистого водню з урахуванням домішок у роторі турбогенератора ТВВ-1000-2У3.

Таблиця 3

Втрати, кВт	P_{H_2} , МПа	0,2		0,3		0,4		0,5	
		$\gamma_{100\% \text{ водню}}$	$\gamma_{\text{водню дом.}}$	$\gamma_{100\% \text{ водню}}$	$\gamma_{\text{водню дом.}}$	$\gamma_{100\% \text{ водню}}$	$\gamma_{\text{водню дом.}}$	$\gamma_{100\% \text{ водню}}$	$\gamma_{\text{водню дом.}}$
	Густина, кг/м ³	0,09	0,1203	0,09	0,1203	0,09	0,1203	0,09	0,1203
	$Q_{рот}$	153,98	207,19	230,98	310,79	307,97	414,39	384,96	517,99
	Q_b	26,46	35,60	39,7	53,41	52,92	71,21	66,15	89,01
	$Q_{вент}$	374,4	503,776	561,6	755,664	748,8	1007,55	936	1259,22
	$\sum Q$	554,85	746,58	832,27	1119,87	1109,70	1493,16	1387	1866,45

Втрати на вентиляцію при 100 %-вому ідеально чистому водні в одному каналі турбогенератора визначаються з формули

$$Q_{вент.кан.1} = \frac{Q \cdot H_{вент} \cdot 10^{-3}}{\eta_{вент}} = \frac{0,000051 \cdot 5459 \cdot 10^{-3}}{0,3} = 0,093 \text{ кВт},$$

де натиск вентилятора дорівнює $H_{вент} = \sum z \cdot Q^2 = 103171 \cdot 10^3 \cdot 0,0051^2 = 5459 \text{ Па}$.

У табл. 3 наведено результати розрахунку механічних втрат з урахуванням рівнянь (2)...(4) для різних величин тиску та густини водню в турбогенераторі.

На рис. 1 показано залежності $\sum Q = f(\gamma_{водню})$ для розглянутих випадків.

Далі спробуємо оцінити вентиляційні втрати у вентиля-

Втрати на вентиляцію у всіх каналах ротора турбогенератора $Q_{\text{вент.кан.}} = n \cdot z_2 \cdot Q_{\text{вент.кан.1}} = 45 \cdot 32 \cdot 0,093 = 134,79$ кВт, де $z_2 = 32$ – число пазів ротора.

Результати розрахунків втрат на вентиляцію в усіх каналах ротора турбогенератора залежно від чистоти водню в роторі турбогенератора представлені в табл. 5.

У зв'язку з зазначеним можна зробити висновок, що враховуючи високі вимоги до чистоти водню (майже 98 %) проведено оцінку впливу домішок водню на одну із складових вентиляційних втрат у роторі (табл. 5), які є важливими енергетичними показниками та обумовлюють надійну роботу турбогенератора, зміна суми втрат $\sum Q$ залежно від чистоти водню має лінійний характер, видно, що при збільшенні чистоти водню від 0,1203 до 0,03 втрати в роторі турбогенератора можуть бути зменшені майже на 500 кВт, що складає 25 % при тиску 0,5 МПа; додатково проведені розрахунки щодо оцінки вентиляційних втрат в каналах обмотки збудження, яка охолоджується воднем; при збільшенні чистоти водню від 0,1203 до 0,09 втрати в каналах ротора турбогенератора можуть бути зменшені майже на 7 %.

Висновки

Враховуючи рекомендації по експлуатації з чистотою водню 98 % величина вентиляційних втрат у порівнянні з проведеними розрахунками збільшується. Такий висновок витікає з того, що чистота водню за результатами лабораторних даних станції з урахуванням складових домішок складає 99,81 %. Розрахунки можуть бути уточнені при наявності відомості про співвідношення домішок у водні, який охолоджує ротор турбогенератора при чистоті 98 %. У зв'язку з цим цілком зрозуміла необхідність моніторингу вологості охолоджуючого водню.

Окремо слід зазначити необхідність проведення супровідних досліджень щодо впливу втрат у вентиляційних каналах ротора на електричну, термічну та механічні міцності ізоляції обмоток турбогенератора. Присутність домішок у водні призводить до зволоження ізоляції, а присутність парів водомасляної аерозолі змащує поверхні обмоток, що в свою чергу сприяє збільшенню перегрівання обмоток (фоулінг ефект) [9].

Таблиця 4

Аеродинамічний опір, $\cdot 10^3 \frac{\text{Па} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^6}$, $z_i = \xi / S_i$	Густина водню в корпусі турбогенератора, кг/м ³	
	0,09	0,1203
$z_{\text{вх.}}$	1509	1509
$z_{\text{пов.1}}$	11590	11590
$z_{\text{кл.}}$	1509	1509
$z_{\text{пов.2}}$	5191	5191
$z_{\text{нідк.пр.}}$	140	140
$z_{\text{пов.3}}$	19840	19840
$z_{\text{звуж.}}$	4546	4546
$z_{\text{кан.}}$	6190	8329
$z_{\text{пов.4}}$	14466	14466
$z_{\text{кан.}}$	4650	6256
$z_{\text{пов.5}}$	3538	3538
$z_{\text{нідк.пр.}}$	295	398
$z_{\text{звуж.}}$	2052	2052
$z_{\text{пов.6}}$	5191	5191
$z_{\text{кл.}}$	5433	7310
$z_{\text{пов.7}}$	11590	11590
$z_{\text{вих.}}$	5433	7310
$z_{\text{сум}}$	95971	103171
$\sum z$	206342	221548

Таблиця 5

$\gamma_{\text{дом.}}$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$H, \text{ Па}$	$Q_{\text{вент.кан.1}}, \text{ кВт}$	$Q_{\text{вент.кан.}}, \text{ кВт}$
0,09	0,005143	5459	0,093	134,79
0,1203	0,005143	5861	0,100	144

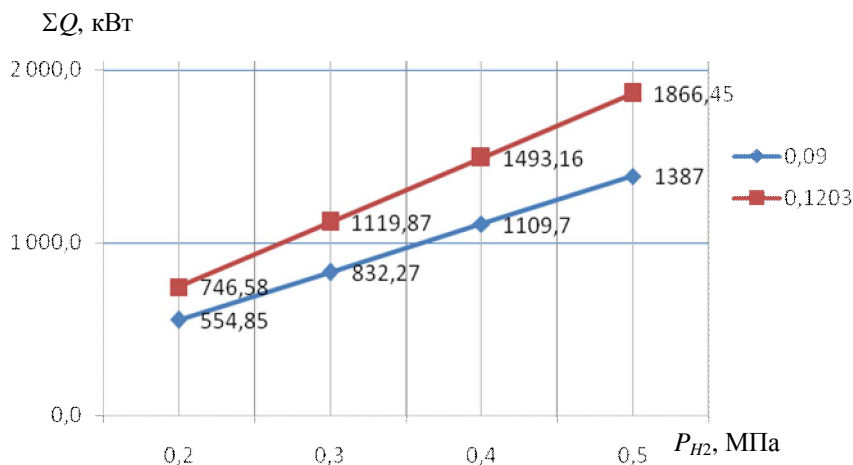


Рис. 1

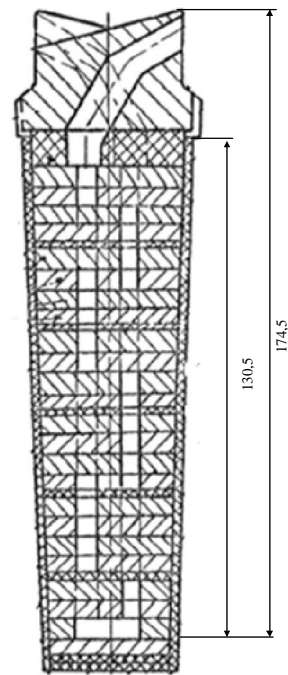


Рис. 2

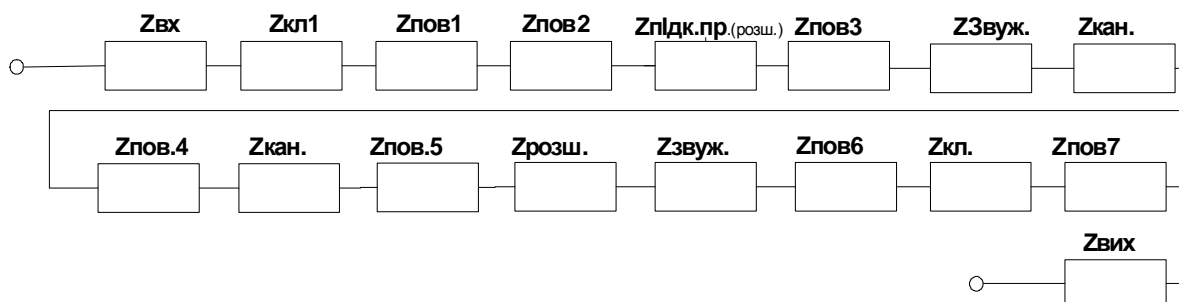


Рис. 3

1. Горбатина Л.П., Жуков Д.В., Кади-Оглы И.А. Двухполюсные и четырехполюсные турбогенераторы мощностью 1000 МВт для АЭС. Описание конструкции, опыт эксплуатации и пути совершенствования. – С-Пб.: Электросила. – 2003. – № 42. – С. 16–22.
2. Груздев В.Б. Разработка комплексной системы мониторинга осушки водорода в электроэнергетике: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Казань, 2008. – 16 с.
3. Жуков Д.В., Козлов А.А., Сергеева М.В. Опыт эксплуатации и пути усовершенствования уплотнения вала турбогенераторов с водородным охлаждением. – С-Пб.: Электросила. – 2003. – № 42. – С. 102–108.
4. Ключников А.А., Кучинский К.А., Федоренко Г.М. Термомеханическое состояние элементов стержня обмотки статора турбогенератора типа ТВВ-1000-2У3 при снижении расхода охладителя // Проблемы безопасности атомных электростанций і Чернобиля. – 2009. – Вип.12. – С. 49–59.
5. Копылов И.П. Проектирование электрических машин. – М.: Энергия, 1970. – 489 с.
6. Сергеев П.С. Проектирование турбогенераторов. – М.: Изд-во МЭИ, 1961. – 108 с.
7. Федоренко Г.М., Саратов В.А., Дубик Г.А. Снижение потерь в мощных турбогенераторах с водородным охлаждением // Новини енергетики. – 2003. – № 1–2. – С. 31–35.
8. Федоренко Г.М., Соловей В.В., Зевін Л.І., Кенцицький О.Г., Остапчук Л.Б., Дубік Г.О. Підвищення енергоефективності потужних турбогенераторів з водневими системами охолодження // Техн. електродинаміка. – 2008. – № 4. – С.51–56.
9. Филиппов И.Ф. Теплообмен в электрических машинах. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 256 с.

УДК 621.3.0015:621.313.3

Г.М. Федоренко¹, докт. техн. наук, А.Н. Давыдов², канд. техн. наук, М.В. Дудченко³, студентка

1 – Институт электродинамики НАН Украины,
пр. Победы, 56, Киев-57, 03680, Украина;

2, 3 – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»,

пр. Победы, 37, Киев-56, 03056, Украина

Моделирование влияний параметров чистоты водорода на механические потери в турбогенераторе с непосредственным охлаждением типа ТВВ-1000-2УЗ

Рассмотрено моделирование влияний параметров чистоты водорода на механические потери в турбогенераторе с непосредственным охлаждением типа ТВВ-1000-2УЗ. Предложен метод изучения потерь в вентиляционных каналах ротора турбогенератора. Приведены результаты расчетов суммарных потерь турбогенераторов ТВВ-1000-2УЗ. Библ. 9, рис. 3.

Ключевые слова: турбогенератор, повреждения, чистота водорода, вентиляционные потери, механические потери, аэродинамическое сопротивление.

G.M. Fedorenko¹, O.M. Davydov², M.V. Dudchenko³

1 – Institute of Electrodynamics National Academy of Science of Ukraine,
Peremogy, 56, Kyiv-57, 03680, Ukraine;

2,3 – National Technical University of Ukraine “Kyiv polytechnic institute”,
Peremogy, 37, Kyiv-56, 03056, Ukraine

Simulation of the parameters of hydrogen purity on the mechanical losses in the turbine with a direct hydrogen-cooled type ТВВ-1000-2УЗ

Article is devoted to modeling the impact parameters of purity hydrogen on the mechanical losses in the turbogenerator with a direct hydrogen-cooled type ТВВ-100-2УЗ. The method for determining of losses in duct rotor turbine generators was proposed. The article shows losses of turbogenerator ТВВ-1000-2УЗ. References 9, figures 3.

Key words: turbogenerator, injury, purity hydrogen, air loss, aerodynamic resistance.

Надійшла 11.02.2011

Received 11.02.2011