

7. Lampart, P. Validation of 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow / P. Lampart, A. Rusanov, S. Yershov // J. of Fluids Eng. – 2005. – Vol. 127. – P. 83–93.
8. Lampart, P. Increasing flow efficiency of high-pressure and low-pressure steam turbine stages from numerical optimization of 3D blading / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // Engineering Optimization. – 2005. – Vol. 37. – P. 145–166.
9. REFPROP, National Institute of Standards and Technology Standard Reference Database Number 23. – Available from: <http://www.nist.gov/srd/nist23.htm>.
10. Русанов, А. В. Интерполяционно-аналитический метод учета реальных свойств газов и жидкостей / А. В. Русанов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 3/10 (63). – С. 53–57.
11. IAPWS, Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. – Available from: <http://www.iapws.org>.
12. Younglove, B. A., Thermophysical Properties of Fluids II Methane, Ethane, Propane, Isobutane, and Normal Butane / B. A. Younglove, J. F. Ely // J. Physical and Chemical Reference Data. – 1987. – Vol. 16, No. 4. – P. 577–798.
13. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. – М.: Высш. шк., 1980. – 496 с.
14. Opracowanie kanału przepływowego turbiny osiowej ORC na czynnik roboczy MDM 500 kW i 1 MW z łopatkami kształtowanymi wzdłuż wysokości kanału / R. Rusanov, M. Szymaniak, Ł. Jędrzejewski, P. Bagiński. – Nr arch. 1063/2014, Gdańsk, IMP PAN.

Поступила в редакцию 20.06.17

Е. А. Овсянникова

ГП завод «Электротяжмаш»,
г. Харьков,
Национальный аэрокосмический университет
им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»,
e-mail:
olena.ovsyanykova@gmail.com

Ключові слова: турбогенератор, обмотка ротора, тепловий стан, метод скінченних елементів.

УДК 621.1.016.7

К ВОПРОСУ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА МОЩНОСТЬЮ 550 МВт, ОХЛАЖДАЕМОГО ВОДОРОДОМ

Виконано моделювання теплового стану вузлів ротора синхронного турбогенератора потужністю 550 МВт з безпосереднім охолодженням обмоток воднем. Температурне поле ротора досліджено за допомогою методу скінченних елементів у тривимірній постановці. Наведено кореляції для визначення коефіцієнтів теплопередачі, що були отримані різними вченими під час проведення серії експериментів і обрано ту, що забезпечує відповідність розрахункового розподілу температур у роторі до випробувального.

Введение

Турбогенератор мощностью 550 МВт относится к генераторам большой мощности. Схема охлаждения представлена на рис. 1.

Основные узлы ротора турбогенератора: вал, обмотка возбуждения, уложенная в продольные пазы в теле ротора, бандажные кольца, удерживающие лобовые части обмотки от действия центробежных сил, центробежные компрессоры с двух сторон вала, обеспечивающие непосредственное принудительное охлаждение обмотки ротора водородом.

Ротор исследуемого генератора мощностью 550 МВт двухполюсный, обмотка возбуждения уложена в 36 пазов и выполнена из 18 концентрических катушек (по 9 катушек на каждый полюс). На каждом полюсе имеется по одной малой катушке, состоящей из 5 витков. Остальные катушки – большие, выполнены из 7 витков. Виток состоит из двух медных проводников П-образной формы, образующих канал для прохождения водорода.

© Е. А. Овсянникова, 2017

Напор и расход охлаждающей среды обеспечиваются центробежными компрессорами, расположенными на валу ротора. Ротор охлаждается симметрично относительно центра. Охлаждающая среда – водород поступает в обмотку через торцевые отверстия в витках и разделяется на два потока. Один поток охлаждает лобовую часть, другой – пазовую часть обмотки: В малой катушке водород проходит до середины пазовой части ротора (на длине 3м) и выпускается через радиальные отверстия в проводниках в зазор между ротором и статором. В больших катушках поступивший с торцевых отверстий водород проходит ¼ пазовой части витка. Для дальнейшего охлаждения холодный газ подается из подпазовых каналов.

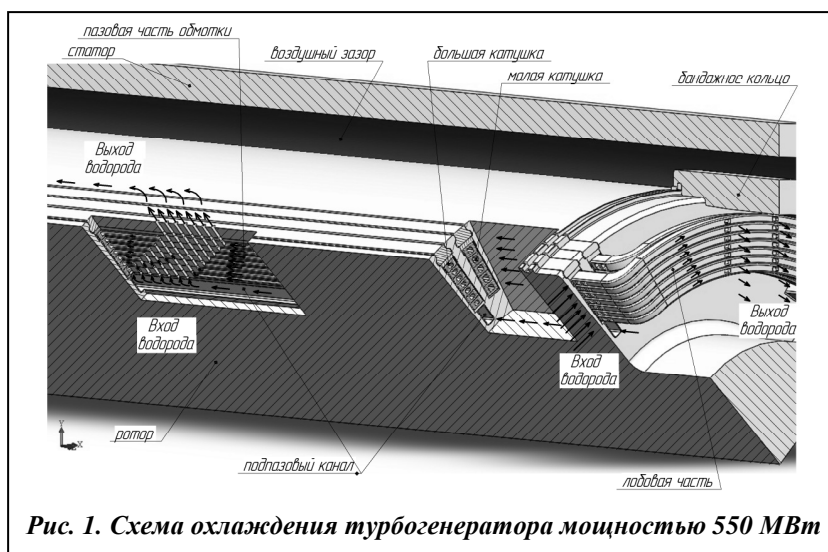


Рис. 1. Схема охлаждения турбогенератора мощностью 550 МВт

При проектировании турбогенераторов большой мощности (свыше 300 МВт) особое внимание уделяется оценке теплового состояния ротора [1, 2]. Стандартная методика определения теплового состояния ротора основана на методе развернутых эквивалентных схем замещения [3]. Однако этот метод позволяет оценить только среднюю температуру узлов ротора. Метод не учитывает сложную пространственную геометрию элементов турбогенератора, различие в условиях теплопередачи по участкам. Таким образом, в настоящее время отсутствуют результаты анализа теплового состояния ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом, который бы учитывал пространственное распределение тепловыделения и пространственную неравномерность условий теплопередачи. Проведение более точного исследования с учетом тепловыделений в обмотке ротора и распределения коэффициентов теплоотдачи по длине охлаждающего канала обмотки позволит повысить производительность и эффективность генератора.

Цель исследования, постановка задачи

Целью исследования является моделирование теплового состояния ротора с учетом пространственного тепловыделения и различной интенсивности теплопередачи по участкам обмотки; повышение эффективности турбогенератора. Для достижения цели необходимо решить задачи:

- разработать математические модели теплового состояния элементов ротора турбогенератора в трехмерной стационарной постановке;
- выбрать корреляции для определения коэффициентов теплопередачи для водорода на базе экспериментальных данных и их на основе сформировать граничные условия на различных участках ротора;
- численно исследовать тепловое состояние элементов ротора с использованием предложенных моделей, граничных условий на номинальном режиме работы;
- на основе анализа теплового состояния разработать способы повышения эффективности системы охлаждения.

Анализ состояния проблемы

Пространственное стационарное распределение температуры в теле ротора и в его узлах описывается нелинейным дифференциальным уравнением Пуассона в частных производных [2]

$$\lambda_x \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + w = 0,$$

где θ – разность температур, К; w – объемная плотность тепловыделения, Вт/м³; λ – теплопроводность, Вт/(м·К).

Решение уравнения Пуассона в трехмерной постановке возможно только с применением специальных численных методов. Наиболее распространенным является метод конечных элементов, реализованный в компьютерной среде SolidWorks. Достоинствами метода являются высокая точность расчёта и наглядность; возможность сформулировать задачу в трехмерной постановке [4].

Решением уравнения является температура как функция координат. Для замыкания уравнения используют граничные условия, как правило, III рода, характеризующие условия теплопередачи на границах системы с охлаждающей средой. Условия теплопередачи однозначно задаются распределением коэффициентов теплоотдачи на поверхности ротора и на внутренних стенках каналов проводников с током и значением температуры охлаждающей среды.

В качестве охлаждающей среды используется водород в газообразном состоянии при температуре $40 \div 45$ °С и избыточном давлении в системе охлаждения 0,5 МПа. Центробежный вентилятор обеспечивает скорость водорода на выходе из вентилятора порядка 180 м/с. Для водорода число Прандтля $Pr \approx 0,7$ и слабо зависит от изменения температуры. Порядок критерия Рейнольдса $Re \approx 104$. Режим установившегося течения в охлаждающих каналах ротора турбулентный. В данной работе охлаждающий канал витка имеет прямоугольное сечение, в связи с этим расчет числа Рейнольдса произведен по эквивалентному гидравлическому диаметру.

Для расчета коэффициентов теплоотдачи водорода использовались экспериментальные корреляции, полученные разными учеными в 1959–1970 гг. Серия опытов была проведена для изучения теплопередающих свойств жидкого и газообразного водорода. Следует отметить, что критическая точка водорода соответствует температуре -240 °С (33 К) и давлению 1,3 МПа. Т. е. при температуре выше -240 °С водород переходит из жидкого состояния в газообразное, а выше 1,3 МПа находится в сверхкритическом состоянии.

В экспериментах авторами варьировались различные параметры: внутренний диаметр трубы (D), отношение длины трубы к внутреннему диаметру трубы в исследуемом сечении (x/D), давление водорода (p) и температура водорода по объему (T_b), температура внутренней стенки трубы (T_s), поверхностный тепловой поток (Q/S), где Q – тепловыделения, переданные газу; S – поверхность теплопередачи; число Рейнольдса (Re_b), определенное по теплофизическим свойствам водорода при температуре водорода по объему. Здесь индекс b – с англ. bulk – объем, индекс s – с англ. surface – поверхность, стенка.

Так как охлаждающая среда водород на выходе из газоохладителей имеет температуру $T_b = 40$ °С, а на входе в обмотку $T_b \sim 45$ °С т. е. находится в газообразном состоянии, то для описания конвективного отвода тепла от стенок охлаждающих каналов обмотки ротора были отобраны только корреляции, описывающие интенсивность теплообмена для газообразного водорода [4, 5, 6].

В 1960 г. McCarthy J. R. и Wolf H. провели эксперимент для газообразного водорода в электрически нагреваемой стальной трубе и предложили уравнение [5]

$$Nu_b = 0,025 \cdot Re_b^{0,8} \cdot Pr_b^{0,4} \cdot (T_s / T_b)^{-0,55}.$$

Taylor M. F. в 1965 г. получил критериальное уравнение, позволяющее описать теплопередачу газообразного водорода (и гелия) с учетом параметра x/D [6]

$$Nu_b = 0,021 \cdot Re_b^{0,8} \cdot Pr_b^{0,4} \cdot (T_s / T_b)^{-(0,29 + 0,0019 \cdot x/D)}.$$

В 1968–1970 Taylor, работая над программами по разработке ядерных ракетных двигателей NERVA и Phoebus-2, объединил корреляции, полученные Dalle Donne и Bowditch; Miller и Taylor; Petukhov, Kirillov и Maidanik, и вывел уравнение [7]

$$Nu_b = 0,023 \cdot Re_b^{0,8} \cdot Pr_b^{0,4} \cdot (T_s / T_b)^{-0,57 - 1,59 \cdot D/x}.$$

Основные параметры испытательных установок и начальные условия при проведении вышеперечисленных экспериментов представлены в табл. 1.

Таблиця 1. Умовія проведення експериментів для водорода

Имя	год	D , мм	x/D	T_s , °C, (°R)	T_b , °C (°R)	T_s/T_b	p , МПа	Q/S , МВт/м ²	Re_b
McCarthy & Wolf	1960	4,93÷10,93	5,8÷50,2	188÷971 (830÷2240)	-198÷38 (135÷560)	1,5÷11,1	0,22÷9,3	0,059÷24,2	7800÷ 1,5·10 ⁶
Taylor	1965	2,92	11,6÷77	-79÷2671 (350÷5300)	-133,1÷-92,59 (252÷325)	1,4÷8	0,26÷0,47	1,37÷3,92	5700÷ 48400
Taylor	1968	2,92	2÷252	-209,8÷2855 (114÷5630)	-248,1÷45,2 (45÷573)	1,1÷23	0,124÷17,2	0,06÷45,7	7500÷ 13,8·10 ⁶

Выбор предложенных уравнений для описания конвективного отвода тепла от стенок охлаждающих каналов обмотки ротора в качестве возможного обоснован тем, что параметры водорода в системе охлаждения проектируемого турбогенератора ($p = 0,5$ МПа; $T_b = 40\div45$ °C) входят в диапазоны давлений водорода для всех уравнений и в диапазоны температур водорода на входе для уравнений [5] и [7]. Уравнение [6] справедливо в области низких температур водорода, однако учитывая, что существенное влияние на интенсивность теплоотдачи водорода оказывает изменение давления, уравнение также может быть рассмотрено в качестве расчетного.

Результаты моделирования. Анализ результатов

Тепловыделения в витках прямо пропорциональны квадрату тока и имеют наибольшее значение при номинальном режиме работы. Поэтому рассмотрен номинальный режим работы, характеризуемый наибольшими температурными показателями.

Пазовая часть обмотки была разбита на участки с постоянным значением коэффициента теплоотдачи вдоль участка (рис. 2).

Расчет α проводился по среднему значению скорости на расчетном участке. Расчетные значения α согласно формулам [5–7] представлены в табл. 2.

Для номинального режима работы (ток возбуждения 4650 А) объемные тепловыделения пазовой части одного витка малой катушки при протекании по нему постоянного тока составляют ~3500 Вт, большой катушки ~ 4900 Вт.

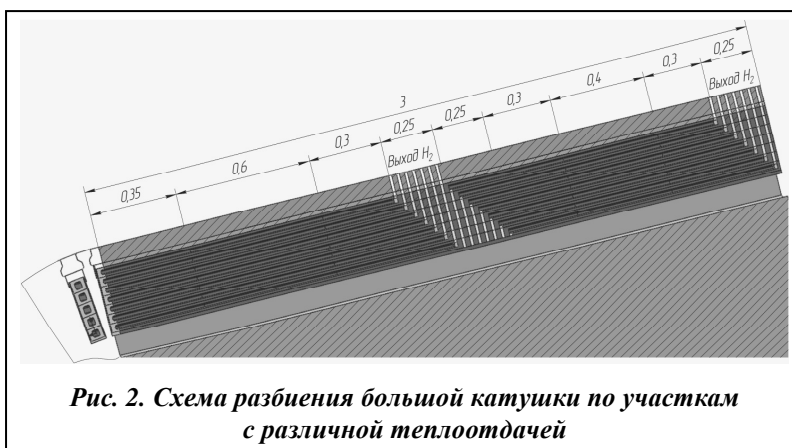


Рис. 2. Схема разбиения большой катушки по участкам с различной теплоотдачей

Таблиця 2. Значения коэффициентов теплоотдачи по участкам

Параметры	Большая катушка				Большая катушка				Малая катушка				
	0,35	0,6	0,3	0,25	0,25	0,3	0,4	0,3	0,25	0,9	0,9	0,95	0,25
$\alpha_{[5]}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	2177	1647	1309	818	1969	1647	1424	1191	946	2074	1537	1191	818
$\alpha_{[6]}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	2059	1524	1243	780	1879	1565	1341	1131	903	1868	1384	1073	780
$\alpha_{[7]}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	1917	1470	1146	711	1712	1443	1259	1043	823	1863	1380	1070	711

Результаты расчёта

Результаты расчета теплового состояния ротора вдоль пазовой части большой катушки при номинальном режиме работы, полученные методом конечных элементов, представлены на рис. 3, 4.

По результатам расчета максимальная температура в наиболее теплонапряженном месте – середине ротора – при номинальном режиме работы составляет 78 °C, что не превышает допустимых пределов по нагреву для изоляционных материалов. Установлено, что наибольшее соответствие расчетного распределения температуры к экспериментальному дает корреляция [7]. Повышение темпе-

ратуры обмотки к середине ротора при равномерном тепловыделении объясняется ростом температуры охлаждающей среды при движении по каналу проводника.

На ГП «Завод «Электротрясмаш» проведены тепловые испытания генератора мощностью 550 МВт в режиме холостого хода и короткого замыкания. В результате была получена зависимость температуры обмотки ротора от тепловыделений, представленная на рис. 5.

Температура обмотки ротора определялась по изменению сопротивления проводников при прохождении по ним постоянного тока, измеренного методом вольтметра-амперметра [8–10].

Максимальная температура обмотки ротора в номинальном режиме составила 74,7 °С, в режиме короткого замыкания 65,2 °С. Допустимая предельная температура нагрева изоляции обмотки ротора по требованию Заказчика составляет 125 °С.

Выводы

Исследовано тепловое состояние ротора турбогенератора мощностью 550 МВт с непосредственным охлаждением обмотки водородом. Задача решена в трехмерной постановке. Учтено изменение интенсивности теплопередачи при движении водорода вдоль охлаждающих каналов в витках обмотки. По результатам расчета методом конечных элементов температура пазовой части катушки в номинальном режиме не превышает 78°С. Сравнение расчётных данных и результатов испытаний показывает, что погрешность расхождения расчётных температур с результатами измерений составляет не более 10%, что подтверждает адекватность модели и замыкающего соотношения для коэффициентов теплоотдачи. Тепловое состояние ротора не накладывает ограничений

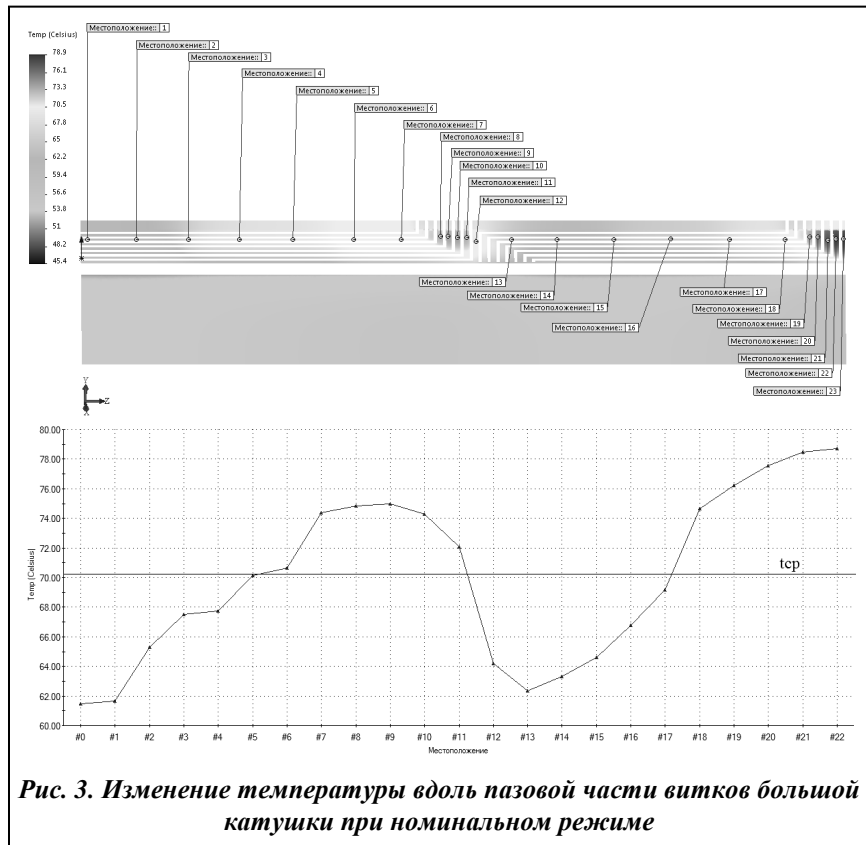


Рис. 3. Изменение температуры вдоль пазовой части витков большой катушки при номинальном режиме

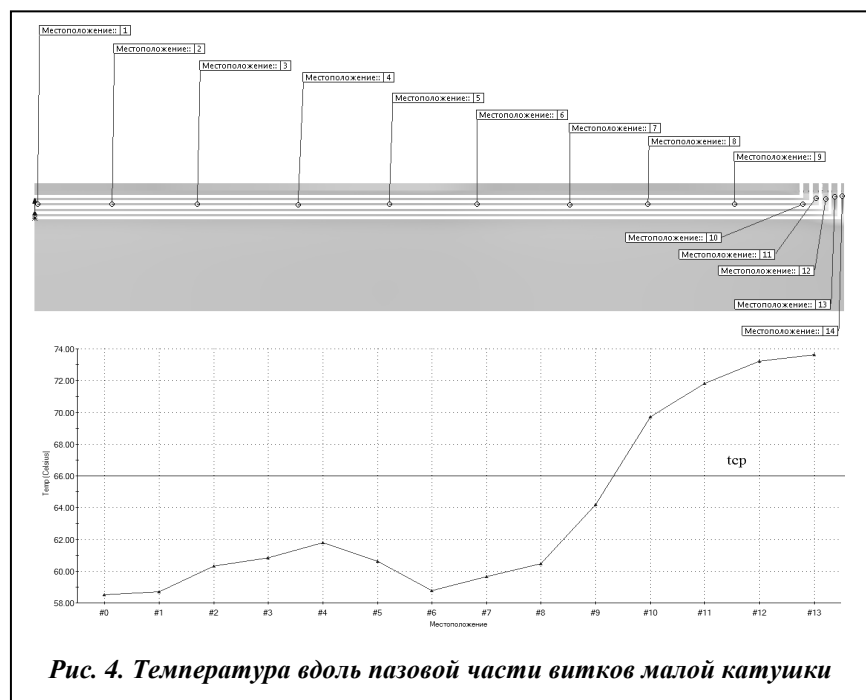
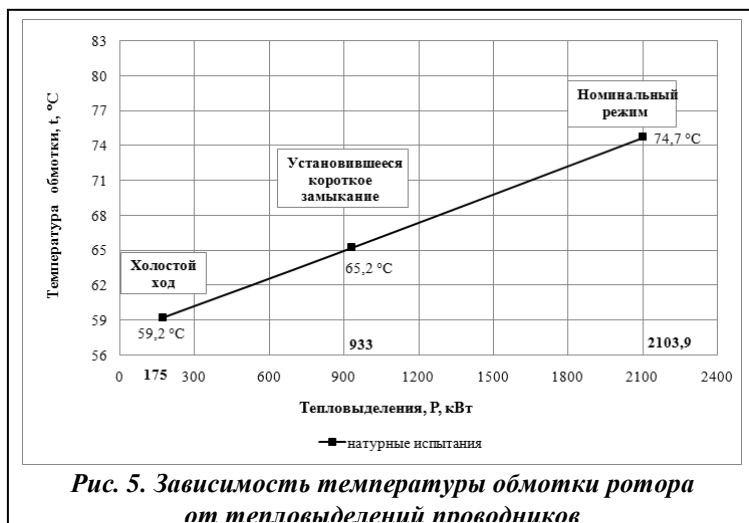


Рис. 4. Температура вдоль пазовой части витков малой катушки



на величину номинальной мощности генератора. Наличие запасов по нагреву дает возможность повысить мощность генератора при сохранении температуры и давления охлаждающей среды.

Одним из возможных вариантов интенсификации охлаждения может быть увеличение поверхности охлаждения (площади теплосъема) за счет «выскабливания» продольных канавок на стенках внутренних охлаждающих каналов проводников, выполненных из мягкого медного материала, перед сборкой их в виток.

Литература

1. Аврух, В. Ю. Теплогидравлические процессы в турбо- и гидрогенераторах / В. Ю. Аврух, Л. А. Дугинов. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 208 с.
2. Извехов, В. И. Проектирование турбогенераторов / В. И. Извехов, Н. А. Серихин, А. И. Абрамов. – М.: Моск. энерг. ин-т, 2005. – 440 с.
3. Przybysz, J. Metoda wyznaczania rozkładu temperatur w uzwojeniu wirnika turbogeneratora / J. Przybysz // Archiwum elektrotechniki. – 1973. – Vol. XXII. – S. 767–777.
4. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, Н. Б. Пономарев]. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
5. Dzedzic, W. M. Analytical Comparison of Convective Heat Transfer Correlations in Supercritical Hydrogen / W.M. Dzedzic, S.C. Jonest, D.C. Gould, D.H. Petley // AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer. – 1993. – Vol. 7, No. 1.
6. Locke, J. M. Uncertainty Analysis of Heat Transfer to Supercritical Hydrogen in Cooling Channels / J. M. Locke, D. V. Landrum // AIAA 2005-4303. – 2005.
7. Taylor, M. F. Correlation of Local Heat-Transfer Coefficients for Single-Phase Turbulent Flow of Hydrogen in Tubes With Temperature Ratios to 23 / M. F. Taylor // NASA TN D-4332. – 1968.
8. Гуревич, Э. И. Тепловые испытания турбогенераторов большой мощности / Э. И. Гуревич. – Л.: Энергия, 1969. – 168 с.
9. Коварский, Е. М. Испытание электрических машин / Е. М. Коварский, Ю. И. Янко. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 320 с.
10. Klemptner, G. Operation and Maintenance of Large Turbo-generators / G. Klemptner, I. Kerszenbaum. – New York: IEEE, 2004. – 560 p.

Поступила в редакцию 27.06.17