

## Improving Heat Exchange Systems of Turbogenerators for Increase of their Efficiency

Minko A.N.<sup>1</sup>, Shevchenko V.V.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>PRD company «Ankor-Teploenergo»,

<sup>2</sup>National Technical University «Kharkov Polytechnical Institute»  
Kharkov, Ukraine

**Abstract.** The goal of this work is to define parameters that characterize turbogenerator heat exchanger efficiency and to develop recommendations for its increase by improving the heat exchanger design in different modes and ranges of electromagnetic loads for different cooling medium types (air, hydrogen, water). The paper uses the results of studies of the thermal state of turbogenerators of foreign and domestic authors, where it is noted that the global economic crisis has complicated the possibility of timely replacement of turbine generators that have expired, therefore partial replacement and/or modernization is most often used. At the same time, in all the electrical engineering plants of the world, the task of increasing the power of turbogenerators is solved without changing their dimensions, which is possible only with the improvement of cooling systems. Therefore, the outer dimensions of the heat exchanger and its connection node to the turbogenerator were preserved in our studies. Gas coolers with different sections and moves number of cooling medium and heat-removing elements arrangement were reviewed. Data of TGV-200-550, TA-35-120 turbogenerators were used in calculations. The regime coefficients, that allow to consider the type of cooling medium, thermophysical parameters, temperature changes, coolant rate, inlet cooler pressure, number of gas strokes inside the heat exchanger, cooler tubes' heat exchange surface area and finning type were introduced. The heat exchanger thermal stresses were determined depending on the cooler tubes' geometry and heat exchange surface area in the working temperature range.

**Keywords:** turbogenerator, cooling system, heat exchanger efficiency, mode parameter, electromagnetic loads, optimal layout.

**DOI:** 10.5281/zenodo.2650425

### Îmbunătățirea sistemelor de schimb de căldură ale turbogeneratoarelor în scopul creșterii eficienței acestora

Minko A.N.<sup>1</sup>, Shevchenko V.V.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ChNPP "Ankor-Teploenergo",

<sup>2</sup>Universitatea Tehnică Națională "Institutul Politehnic Kharkiv"  
Kharkov, Ucraina

**Rezumat.** Scopul acestei lucrări este de a determina parametrii care caracterizează eficiența schimbătorului de căldură al turbogeneratorului și de a elabora recomandări pentru îmbunătățirea acestuia prin îmbunătățirea designului și a dispunerii interne a schimbătorului de căldură în diferite condiții de funcționare, banda de schimbare a sarcinilor electromagnetice pentru diferite tipuri de medii de răcire (aer, hidrogen, apă). Lucrarea folosește rezultatele studiilor privind starea termică a de turbogeneratoarelor obținute de cercetătorii din străinătate, precum și de cercetătorii din țară. Se menționează, că criza economică mondială a condus la dificultăți privind înlocuirea în timp util a turbogeneratoarelor la care a expirat timpul de exploatare, de aceea, cel mai frecvent se utilizează opțiunea de înlocuirea parțială și / sau modernizare. În același timp, la toate întreprinderile constructoare de mașini electrice din lume, problema de majorare a puterii de generare turbogeneratoarelor este rezolvată fără a schimba dimensiunile lor, ceea ce este posibil numai prin îmbunătățirea sistemelor de răcire. Urmare a acestei tendințe, studiile noastre au fost realizate cu condiția conservării dimensiunilor exterioare ale schimbătorului de căldură și a conexiunii sale cu turbogeneratorul. Au fost luate în considerare modelele de răcitoare de gaz cu un număr diferit de secțiuni și direcții de curgere ale mediului de răcire (gaz sau apă), cu un aranjament diferit ale elementelor de cedare a căldurii. S-au propus coeficienți de regim și geometrii care permit luarea în considerare tipul mediului de răcire și parametrii lui termofizici, intervalul de variație a temperaturii și debitul de lichid de răcire, presiunea de admisie la răcitor, etc.

**Cuvinte-cheie:** turbogenerator, sistem de schimb de căldură, eficiență schimbătorului de căldură, parametru de funcționare, sarcini electromagnetice, amplasament optim.

## Совершенствование теплообменных систем турбогенераторов с целью повышения их эффективности

Минко А.Н.<sup>1</sup>, Шевченко В.В.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ЧНПФ «Анкор-Теплоэнерго»,

<sup>2</sup>Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Харьков, Украина

**Аннотация.** Целью настоящей работы является определение параметров, характеризующих эффективность работы теплообменника турбогенератора, и разработка рекомендаций по ее повышению за счет совершенствования конструкции и внутренней компоновки теплообменника при разных режимах эксплуатации, диапазонах изменения электромагнитных нагрузок при разных видах охлаждающей среды (воздух, водород, вода). В работе использованы результаты исследований теплового состояния турбогенераторов зарубежных и отечественных авторов, где отмечено, что мировой экономический кризис усложнил возможность своевременной замены турбогенераторов, отработавших срок эксплуатации, поэтому наиболее часто применяется частичная замена и/или модернизация. При этом на всех электромашиностроительных заводах мира задача повышения мощности турбогенераторов решают без изменения их габаритов, что возможно только при совершенствовании систем охлаждения. Поэтому наши исследования выполнялись с условием сохранения наружных габаритов теплообменника и узла его соединения с турбогенератором. Были рассмотрены конструкции газоохладителей с разным числом секций и ходов движения охлаждающей среды (газа или воды), с различным расположением теплоотводящих элементов. Все расчеты выполнялись на базе турбогенераторов ТГВ 200-550 и ТА 35-120. Были предложены режимные и геометрические коэффициенты, которые позволяют учитывать вид охлаждающей среды и ее теплофизические показатели, диапазон изменения температуры и расход теплоносителя, давление на входе в охладитель, число ходов газа внутри теплообменника, площадь теплообменной поверхности трубок охладителя и вид их оребрения. Получены значения тепловых напряжений в корпусе теплообменников в зависимости от геометрии трубок охладителя и площади их поверхности на рабочем интервале температур. В результате исследований была достигнута поставленная в работе цель: получены режимные коэффициенты, которые могут служить критерием эффективности отвода тепла в теплообменнике при разных электромагнитных нагрузках турбогенераторов, при разных рабочих температурах и видах охлаждающей среды.

**Ключевые слова:** турбогенератор, теплообменная система, эффективность теплообменника, режимный параметр, электромагнитные нагрузки, оптимальная компоновка.

### ВВЕДЕНИЕ

Вопрос охлаждения мощных электрических машин (ЭМ), в частности турбогенераторов (ТГ), всегда был актуальным, т.к. возможность увеличения мощности в единице исполнения на всех этапах развития электромашиностроения определялась уровнем развития систем охлаждения. Мировой экономический кризис существенно затрудняет выполнение замены электрооборудования, которое отработало паспортный срок эксплуатации. Поэтому на всех тепловых, в том числе и атомных, электростанциях мира обычно проводят только частичную замену и/или модернизацию изношенного оборудования, [1—17]. При этом во всех исследованиях ставится задача повышения мощности ТГ в единице исполнения без изменения его габаритов, что возможно только при совершенствовании систем охлаждения. В проведенных исследованиях рассмотрены номинальные режимы работы ТГ и работа с кратковременными перегрузками, вызванных

аварийными отключениями работающих рядом на ту же энергосистему ТГ. В настоящее время для компенсации дневных пиков и ночных провалов энергопотребления в течение суток ТГ маневренного диапазона мощности (200—550 МВт с водородным и водородно-водяным охлаждением, 60—120 МВт с полным воздушным охлаждением) дважды переводят в ненормальные режимы, что отрицательно сказывается на их надежности. Исследования особенностей работы ТГ в постоянно повторяющихся переходных режимах практически не проводились. Увеличение мощности при модернизации ТГ приводит к увеличению их электромагнитных нагрузок, к увеличению потерь и, соответственно, тепла, которое нужно отводить из внутреннего объема ТГ. Наши исследования показали, [5, 6], что при частой работе в ненормальных режимах снижается надежность не только элементов конструкций ТГ, но и всех обеспечивающих систем, в том числе и теплообменников. К современным мировым тенденциям

турбогенераторостроения также следует отнести замену в ТГ мощностью до 300—350 МВт водорода, как охлаждающей среды, на воздух, что требует совершенствования систем охлаждения. Поэтому исследования работы теплообменных систем ТГ актуальны и имеют практическую направленность.

В ТГ используется воздушное, водородное и комбинированное охлаждение: водяное охлаждение обмотки статора и газовое охлаждение сердечника статора, ротора и внутреннего объема машины. Вопросам анализа, расчета, проектирования наиболее распространенных видов систем охлаждения мощных ТГ посвящены работы многих исследователей, [1—4, 7—26]. Также следует отметить исследования, посвященные моделированию теплообменных процессов и особенностям проектирования и оптимизации работы теплообменного оборудования электрических машин, где приводятся результаты анализа теплового состояния ТГ в зависимости от выбранной системы охлаждения и типа теплоносителя, [16—19, 23]. Многие работы посвящены совершенствованию диагностики теплового состояния современных ТГ, особенностям проведения ремонтов и модернизации ТГ в состоянии износа, [5—7, 21, 24]. Но комплексного исследования влияния электромагнитных нагрузок, режима работы, внутренней компоновки, типа охлаждающей среды ТГ на эффективность работы теплообменного узла, проведено не было.

Поэтому целью настоящей работы стала разработка рекомендаций по повышению эффективности работы теплообменников ТГ с учетом особенностей их эксплуатации, диапазона изменения электромагнитных нагрузок при использовании разных типов охлаждающей среды (воздух, водород, вода).

## МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

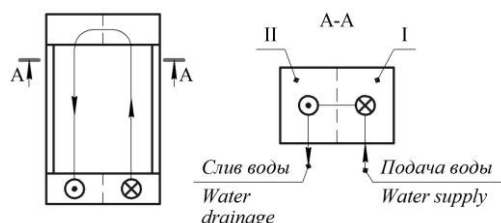
**Методы исследования.** Определение эффективности работы теплообменного узла мощного ТГ было выполнено для разных вариантов его компоновки теплоотводящими трубками, но при неизменных значениях наружных габаритов, материале трубок и количестве ходов газа (по «горячей» стороне). Такие условия необходимы для обеспечения возможности присоединения теплообменника к ТГ без внесения конструктивных изменений.

В современных ТГ используют составные конструкции охладителей с разным числом секций. Для ТГ с наиболее распространенной полной водородной системой охлаждения используют двухсекционных конструкции охладителей с последовательным соединением. Такие турбогенераторы (ТГВ—200, ТГВ—200М, ТГВ—235, ТГВ—250) установлены на ТЭС Украины, Беларуси, Российской Федерации, Алжира, Индии, Ирана, Египта, Сирии, Польши, Казахстана, Китая, Индонезии и на ТЭС многих других стран Европы и Азии. Для «воздушных» турбогенераторов (ТА—120 и ТА—35) используют четырехсекционные охладители, у которых также все секции соединены последовательно.

Шестисекционные охладители, у которых ни одна секция не имеет последовательного соединения, применяются в турбогенераторах мощностью от 300 до 550 МВт серии ТГВ с водородно-водяным охлаждением. Схемы компоновки многосекционных охладителей представлены на рис. 1—3.

Теплообменники устанавливаются горизонтально или вертикально, имеют разное число ходов охлаждающего газа, что определяет их внутреннюю компоновку трубками, по которым проходит охлаждающая среда (воздух, водород, вода). Для турбогенераторов с водородной и водородно-водяной системами охлаждения (ТГВ—200 ТГВ—250 ТГВ—320, ТГВ—300, ТГВ—325, ТГВ—330 и ТГВ—550) применяются одно- и двухходовые охладители, (рис. 4); для ТГ с воздушной системой охлаждения (ТА—35 и ТА—120) - одноходовые газоохладители (рис. 5).

В ранее проведенных исследованиях [5, 6] нами получена математическая модель, позволяющая изменять величину площади теплосъема в зависимости от вида хладагента при обеспечении требования сохранения габаритов охладителя:



I, II - номер секции; ⊗ - уходящий поток; ⊙ - входящий поток;  
I, II - section number; ⊗ - outgoing flow; ⊙ - incoming stream;

Рис. 1. Двухсекционный газоохладитель.<sup>1</sup>

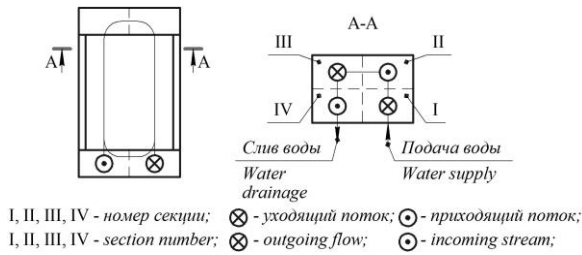


Рис. 2. Четырехсекционный газоохладитель.<sup>2</sup>

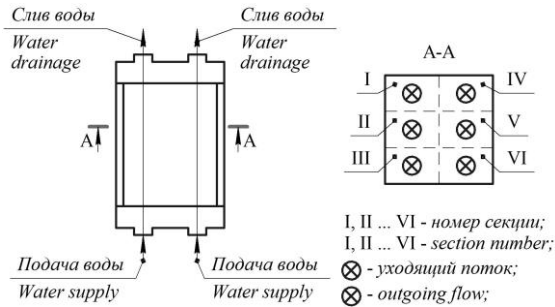


Рис. 3. Шестисекционный газоохладитель.<sup>3</sup>

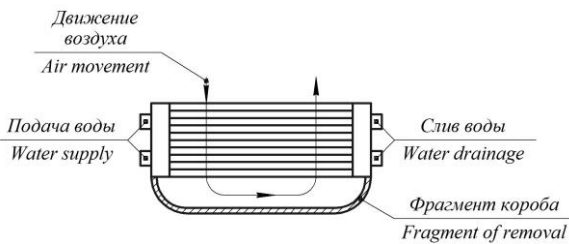


Рис. 4. Газоохладитель с двухходовым движением газа.<sup>4</sup>

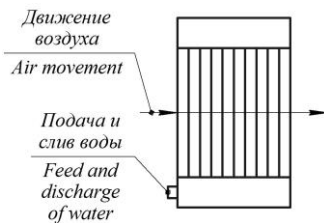


Рис. 5. Газоохладитель с одноходовым движением газа.<sup>5</sup>

$$D = \left[ 0,41 \cdot \left( \frac{V_B \cdot l_T}{v_B} \right)^{0,6} \cdot \left( \frac{v_B}{a_B} \right)^{0,33} \cdot \left( \frac{a_B}{a_T} \right)^{0,25} \right] \cdot \lambda_B \cdot C$$

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot (a \cdot b) - (1 - k) \cdot (a \cdot b)}{n \cdot \pi}}$$

$$\frac{0,5 \cdot k^{0,75} + k^2}{(k - 1)} = \frac{\left( Z_{ABC} - 0,0134 \cdot \delta \cdot \frac{\rho_B}{2 \cdot (a \cdot b)^2} \right) \cdot (a \cdot b)^2}{0,5 \cdot \rho_B}$$

где,  $D$  — гидравлический диаметр трубки охлаждения, с учетом выбранного типа

оробрения, м;  $V_B$  — скорость газа на входе в охладитель, м/с;  $l_T$  — эффективная длина трубки охлаждения, м;  $v_B$  — коэффициент кинематической вязкости газа, м<sup>2</sup>/с;  $\alpha_B$  и  $\alpha_T$  — коэффициенты теплопроводности газа и материала стенки трубки охлаждения, соответственно, м<sup>2</sup>/с;  $C, k$  — коэффициенты подобия;  $\rho_B$  — плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $a$  и  $b$  — ширина и глубина охладителя, м;  $n$  — количество трубок охлаждения в охладителе, шт;  $\delta$  — угол поворота канала газа внутри охладителя, рад;  $Z_{ABC}$  — аэродинамическое сопротивление участка  $A-B-C$ , кг/м<sup>2</sup>;

Схематическая модель и схема аэродинамического сопротивления, по которым строилась математическая модель теплообменника, представлены на рис. 6 и рис. 7, соответственно, [6].

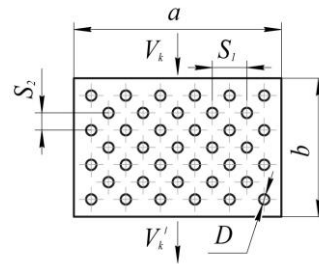


Рис. 6. Схематическая модель теплообменника.<sup>6</sup>

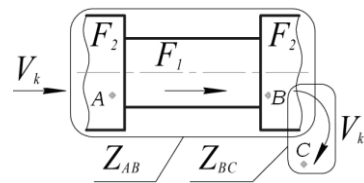


Рис. 7. Схема для расчета аэродинамического сопротивления.<sup>7</sup>

На рис. 6 и рис. 7 приняты обозначения:  $S_1$  — расстояние между трубками в ряду, м;  $S_2$  — расстояние между рядами трубок, м;  $F_1$  — эффективное сечение теплообменника, м<sup>2</sup>;  $F_1$  — сечение теплообменника на входе и выходе, м<sup>2</sup>;  $V_B'$  — скорость воздуха на выходе из охладителя, м/с;  $Z_{AB}, Z_{BC}$  — аэродинамические сопротивления участков  $A-B$  и  $B-C$ , кг/м<sup>2</sup>.

**Результаты исследований.** В расчетах для учета нагруженности ТГ был введен условный режимный параметр работы  $R$ , значение которого определяется видом

трубок в теплообменнике, рабочей температурой и расходом теплоносителя, а также давлением на входе в охладитель, (с «горячей» стороны). Принято, что в случае, когда все составляющие, входящие в определение условного режимного параметра  $R$ , являются номинальными, он равен единице ( $R=1$ ). При изменении любого фактора режимный параметр снижается пропорционально их изменению. В табл. 1 приведены значения  $R$  и режимные параметры  $R_1$  (вход, «горячая» сторона) и  $R_2$  (выход, холодная сторона) в зависимости от числа ходов газа внутри теплообменника.

Таблица 1<sup>8</sup>  
Значения условного режимного параметра  $R$  теплоносителей при различной компоновке газоохладителей

Количество ходов газа	Режимный параметр		Условный режимный параметр, $R$
	с горячей стороны, (газ), $R_1$	с холодной стороны (вода), $R_2$	
1	2500	2500	1,0
2	2500	5000	0,5
3	2500	7500	0,33
4	2500	10000	0,25

Безразмерные режимные параметры  $R_1$  и  $R_2$  учитывают вид течения охлаждающей среды (турбулентное или ламинарное) и ее теплофизических показателей (число Рейнольдса, кинематическая вязкость, плотность, теплопроводность и т.д.).

В проведенных расчетах использование  $R$ ,  $R_1$  и  $R_2$  позволило определять длину и диаметр трубок охлаждения, подбирать наиболее оптимальный температурный и аэродинамический режим работы, учитывать разные теплофизические характеристик охлаждающей среды, значений температуры и суммарной теплоотводящей площади поверхности трубок теплообменника, число ходов охлаждающего газа в газоохладителе [2, 5]. Критерием выбора оптимальной компоновки было принято минимальное значение режимного параметра  $R$ . Подробные результаты расчетов приведены в [5]. При проведении расчетов изменения температуры охлаждающего газа на входе в теплообменник («горячая» сторона) в интервале 0—500 °С с шагом 50 °С.

По результатам расчетов построены графики (диаграммы) зависимости

эквивалентных тепловых напряжений в теплообменных узлах ТГ в зависимости от относительной площади теплообменной поверхности трубок газоохладителя  $l$  на указанном интервале температур, рис. 8. Под эквивалентным тепловым напряжением следует понимать максимально допустимое механическое напряжение (определяется пределом текучести материала), которое создается в материале теплообменника на каждом шаге значения температуры. Построение не конкретных графиков, а указание границ возможных изменений, вызвано тем, что в газодинамике используют коэффициенты теплообмена в некотором диапазоне их изменений (число Рейнольдса, кинематическая вязкость, плотность, теплопроводность и т.д.).

Кроме условного режимного параметра  $R$  в расчетах был использован геометрический параметр охладителя ( $R_{geom}$ ), который позволял учитывать геометрию и материал теплоотводящих трубок, и вид их оребрения. Параметр  $R_{geom}$  является функцией от теплопроводности трубки и оребрения, длины оребрения на трубке, соотношению толщины стенки трубки к ее внутреннему диаметру и т.д. Для каждого конкретного теплообменника (или серии) параметр  $R_{geom}$  определяется индивидуально.

Для элементов охладителя используют разные материалы, с разными коэффициентами линейного расширения, что не позволяет теплоотводящим трубкам свободно расширяться внутри корпуса. В разных режимах в трубках возникают напряжения сжатия, которые изменяются в зависимости от разных режимов. Механические и тепловые напряжения в трубках теплообменника приводят к изменению их прочности и упругости, меняют теплопроводность материалов, из которых они сделаны, что необходимо учитывать при проведении расчетов [6]. В расчетах увеличение геометрического фактора  $R_{geom}$  свидетельствовало о повышении эффективности теплоотводящих элементов.

При определении необходимой поверхности трубок теплообменника предельной границей нагрева были выбраны максимальные для данного теплообменника

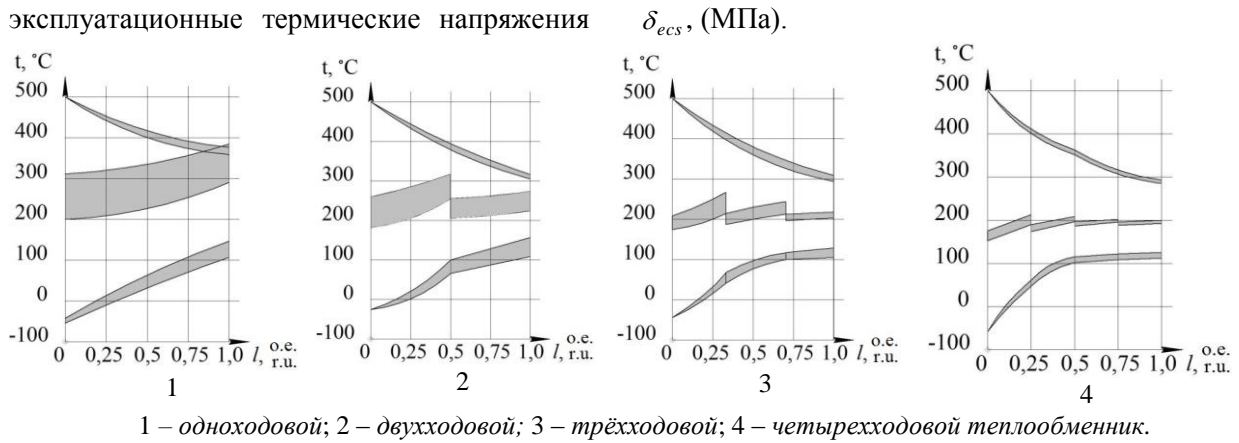


Рис. 8. Влияние компоновки теплообменного узла турбогенератора на распределение температур по теплообменной поверхности трубок его газоохладителя.<sup>9</sup>

В результате расчетов установили, что при увеличении числа ходов теплоносителя (с холодной стороны) от одного до четырех эквивалентные термические напряжения уменьшаются от 475 до 275 МПа. Результаты расчетов представлены на рис. 9.

Там же показано, что при увеличении числа ходов внутри теплоносителя перепад температуры на теплообменной поверхности аппарата уменьшается более чем в два раза (от 150 до 60 °С), значение максимальной температуры на поверхности теплообменной трубки уменьшается примерно от 350 до 230 °С.

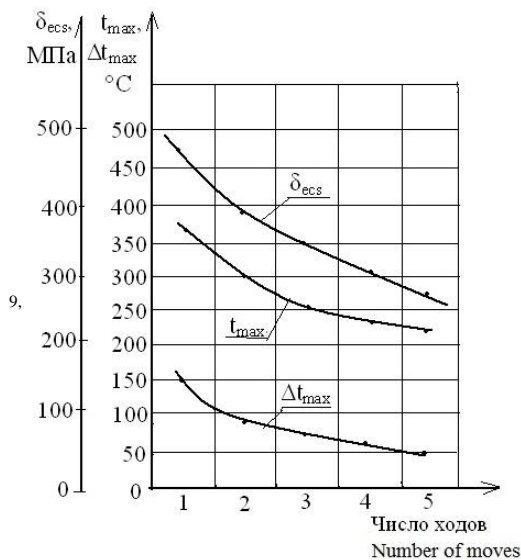


Рис. 9. Влияние числа ходов охлаждающего газа в теплообменнике ТГ на эксплуатационные термические напряжения ( $\delta_{esc}$ ), на распределение максимальной температуры ( $t_{max}$ ) и ее перепад на теплообменных поверхностях трубок ( $\Delta t_{max}$ ).<sup>10</sup>

Для учета одновременного влияния температурных и механических факторов при определении необходимой площади поверхности (и компоновки) трубок охладителей в расчетах был использован обобщенный фактор  $R_R = R \cdot R_{geom}$ , который фактически является характеристикой эксплуатационной надежности теплообменника.

Поэтому при выборе решения по его компоновке принимали тот вариант, у которого  $R_R$  был минимальный.

Связь между факторами, влияющими на  $R_R$ , можно описать системой уравнений:

$$R_R = \begin{cases} k = \frac{\beta}{\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1} + \frac{\tau_s}{\lambda_s}}, \\ F_{np} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}, \\ \chi = \frac{F_s + f_s}{2 \cdot m \cdot f_s}. \end{cases} \quad (1)$$

где принято:  $k$  — коэффициент теплопередачи с поверхности трубки,  $Вт/м^2 \cdot ^\circ С$ ;  $\beta$  — коэффициент, учитывающий ухудшение теплопередачи с поверхности трубки из-за термического сопротивления отложений, образовавшихся в процессе работы;  $\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи от нагретого газа к стенке трубки,  $Вт/м^2 \cdot ^\circ С$ ;  $\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи от нагретого стенки трубки к воде,  $Вт/м^2 \cdot ^\circ С$ ;  $\tau_s$  — толщина стенки трубки, мм;  $\lambda_s$  —

коэффициент теплопроводности стенки, Вт/м·°С;  $F_s$  — площадь теплообменной поверхности, м<sup>2</sup>;  $Q$  — производительность теплообменного аппарата, кг/с;  $\Delta t$  — среднее логарифмическое значение температуры охлаждающей среды при противотоке, °С;  $\chi$  — число ходов с «холодной» стороны;  $f_s$  — теплообменная поверхность одной трубки, м<sup>2</sup>;  $m$  — количество трубок, по которым протекает вода.

Установлено, что увеличение количества ходов с холодной стороны соответствует снижению фактора  $R_R$  и что внутренняя компоновка теплообменника существенно влияет на перепад температуры на теплообменной поверхности трубок охладителя: при увеличении количества ходов этот перепад уменьшается, а температура в теплообменнике и на теплообменных поверхностях распределяется более равномерно.

Также была установлена зависимость  $R_R$  и эквивалентных термических напряжений  $\delta_{ecs}$  от компоновки теплообменного узла ТГ. В расчетах был заложен запас 5,3 % по обеспечению отвода тепла при выборе компоновки теплообменника, что удовлетворяет требованиям ГОСТ EN 305-2001 (не менее 5 %).

Отдельно был рассмотрен вопрос использования теплообменника с переменным оребрением по длине с холодной и с горячей стороны, что применяется для повышения эксплуатационной надежности.

Такое изменение (фактически, изменение геометрического фактора  $R_{geom}$ ) при одноходовой конструкции охладителя и фиксированном значении режимного фактора  $R$  позволяет задавать любой закон распределения термических сопротивлений и получить практически любой вариант распределения температуры по теплообменной поверхности в конкретных эксплуатационных условиях. В работе [5] представлены алгоритм и результаты расчетов охладителей, трубки которых имеют проволочное оребрение [5]. На рис. 10 представлен фрагмент трубки газоохладителя с проволочной навивкой.

Для применения результатов исследований на практике необходимо определить связь производительности теплообменника, величина которой

выбирается в зависимости от величины отводимых потерь мощности в ТГ  $P$ , кВт:

$$P = P_m \cdot (1 - \eta) - \Delta P_m \quad (2)$$

где  $P_m$  — электрическая мощность ТГ, кВт;  $\eta$  — коэффициент полезного действия ТГ, о.е.,  $\Delta P_m$  — механические потери мощности в подшипниках, которые вынесены за объем ТГ и охлаждаются от другой системы, кВт.

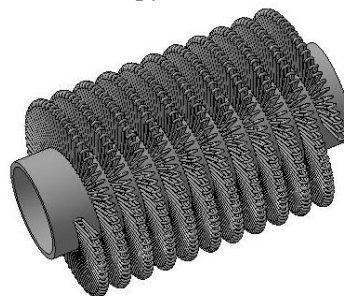


Рис. 10. Фрагмент трубки газоохладителя с проволочной навивкой.<sup>11</sup>

Расход охлаждающей среды (в м<sup>3</sup>/с), необходимый для отвода тепла из ТГ, равен:

$$V = \frac{P}{c \cdot \Theta_B} \quad (3)$$

где  $c$  — удельная объемная теплоемкость охлаждающей среды, Дж/(град·м<sup>3</sup>);  $\Theta_B = t_r - t_c$  — превышение температуры выходящей из генератора нагретой охлаждающей среды  $t_r$  над температурой охлаждающей среды  $t_c$ , поступающей в генератор, °С. Результаты экспериментального исследования теплообменника при разных геометрических размерах, расположении и количестве трубок, при разных типах, величине и материале оребрения, подробно изложены в [27].

**Пример.** При воздушном охлаждении  $c = 1100$  Дж/(град·м<sup>3</sup>). Величина  $\Theta_B$  в зависимости от системы вентиляции, конструкции ТГ и его мощности изменяется в пределах 12—30° С. Тогда на 1 кВт потерь в воздушном ТГ расход воздуха:

$$V = \frac{1000}{1100 \cdot (12...30)} = 0.03...0.075 \text{ м}^3/\text{с},$$

или 110...270 м<sup>3</sup>/ч.

Для водорода при атмосферном давлении  $c = 14270 \text{ Дж}/(\text{град} \cdot \text{м}^3)$ , и поэтому его объемный расход уменьшается и будет в 14.4 раза меньше расхода воздуха.

В процессе эксплуатации возможно снижение расхода охлаждающего газа, например, из-за засорения фильтров. Так для ТГ с воздушным охлаждением недостаточный расход воздуха в охладителе при номинальной нагрузке вызывает увеличение его температуры на выходе из охладителя для любой геометрии, °C:

$$\Delta t_{air} = \frac{P}{1.1 \cdot Q_{air}} \quad (4)$$

где  $P$  — суммарные потери в ТГ, отводимые охлаждающим воздухом, кВт; 1,1 — коэффициент, значение которого является произведением удельного веса воздуха на его теплоемкость при 35 °C;  $Q_{air}$  — объем воздуха, циркулирующего через генератор, м<sup>3</sup>/с.

При охлаждении обмотки статора водой были зафиксированы случаи засорения трубок илом, грязью, инородными предметами, что, как и при засорении фильтров «газовых» ТГ, приводило к снижению расхода воды и, соответственно, к увеличению превышения температуры  $\Delta t_{water}$ :

$$\Delta t_{water} = 0,86 \cdot \frac{P}{Q_{water}} \quad (5)$$

где  $Q_{water}$  — количество воды, проходящее через теплообменник, м<sup>3</sup>/ч. 0,86 — тепловой коэффициент.

При сервисном обслуживании ТГ, экспериментально определено, что среднее превышение температуры охлаждающей воды ( $\Delta t_{water}$ ) в засоренных охладителях ТГ над расчетной температурой составляло 2—3 °C. Это превышение необходимо учитывать при оценке теплового состояния ТГ при анализе полученных расчетных данных.

### Выводы

1. Допустимость повышения мощности ТГ в единичном исполнении определяется возможностями его систем охлаждения, обеспечивающими необходимый отвод тепла во внутреннем объеме ТГ. В зависимости от

этого должны рассчитываться параметры теплообменников.

2. Для оценки эффективности теплообменников с учетом их габаритов, вида охлаждающей среды, числа секций и ходов, режима движения охлаждающей среды, материала и вида оребрения трубок были введены режимные коэффициенты, каждый из которых объединяет группу факторов, влияющих на эффективность теплообменника: условный режимный параметр работы  $R$  учитывает количество трубок в теплообменнике, рабочую температуру и расход теплоносителя, давление на входе в охладитель, величину электромагнитных нагрузок, определяющих перепад температуры и равномерность ее распределения по поверхности трубок; режимные параметры учитывают число ходов газа внутри теплообменника со стороны входа ( $R_1$ ) и со стороны выхода из теплообменника ( $R_2$ ); геометрический параметр охладителя ( $R_{geom}$ ) позволяет учитывать геометрию, материал теплоотводящих трубок и вид их оребрения.

3. Установлены диапазоны изменения эквивалентных тепловых напряжений ( $\delta_{ecs}$ ) в теплообменниках ТГ в зависимости от площади теплообменной поверхности трубок в рабочем интервале температур. Наибольшее влияние на эквивалентное тепловое напряжение оказывает вид, рабочая температура и расход теплоносителя, а также давление на входе в охладитель с «горячей» стороны. Эти данные необходимо учитывать для предупреждения механических разрушений узлов теплообменника.

4. Установлено, что при увеличении количества ходов охлаждающей среды (с «холодной» стороны) режимный фактор  $R$  снижается, т.е. повышается эффективность отвода тепла в ТГ, не зависимо от используемой системы охлаждения.

5. Можно утверждать, что расположение трубок теплообменника внутри корпуса (т.е.  $R_{geom}$ ) не оказывает существенного влияния на их способность отводить тепло, и может быть выбрано в соответствии с конструкцией узла связи ТГ и теплообменника. Основное влияние на максимальную температуру теплообменных поверхностей и на величину возникающих напряжений оказывает вид, форма, высота и материал оребрения трубок.

6. Т.к.  $R_{geom}$  не оказывает существенного влияния на теплоотвод, то основным фактором, влияющим на эффективность теплообменника, можно считать изменения условного режимного параметра работы  $R$ , который в основном зависит от режима эксплуатации и электромагнитных нагрузок.

7. Полученные результаты исследований позволяют предложить в качестве критерия выбора оптимальной конструкции и компоновки теплообменника ТГ минимальное значение режимного коэффициента  $R$ , который учитывает вид охлаждающей среды (воздух, водород, вода), диапазон изменения нагрузки и рабочей температуры, а также количество, материал, расположение и способ оребрения трубок.

#### APPENDIX (ПРИЛОЖЕНИЕ)

**Fig. 1.** Two-section gas cooler

**Fig. 2.** Four-section gas cooler

**Fig. 3.** Six-section gas cooler

**Fig. 4.** Gas cooler with two-way gas movement

**Fig. 5.** Gas flow cooler

**Fig. 6.** Schematic model of the heat exchanger

**Fig. 7.** Scheme for calculating the aerodynamic resistance of the heat exchanger

**Fig. 8.** The influence of the layout of the heat exchange unit of a large electric machine on the temperature distribution over the heat exchange surface of the tube (plate): 1 — one-way; 2 — two-way; 3 — three-way; 4 — four-way heat exchanger.

**Fig. 9.** Influence of the number of coolant gas passages in the TG heat exchanger on the distribution ( $t_{max}$ ) and difference ( $\Delta t_{max}$ ) of the maximum temperature on the heat-exchange surfaces of the tubes and on the operating thermal stresses.

**Fig. 10.** Fragment of gas cooler tube with wire winding.

**Table 1.** Conventional gas coolers with different layouts of gas coolers. Number of gas strokes. Mode parameter: from the hot side, (gas)  $R_1$ ; from the cold side (water)  $R_2$ . Conditional parameter  $R$ .

#### Литература (References)

[1] Kumenko A.I., Kostyukov V.N., Kuz'minykh N.Yu., et al. Development of elements of the condition monitoring system of turbogenerators of thermal power stations and nuclear power plants. *Thermal Engineering*. 2017, volume 64, issue 8, pp. 559—567.

[2] Sedlazeck K., Richter C., Strack S., et al. Type testing a 2000 MW turbogenerator. *Electric*

*Machines and Drives Conference*, 2009. Miami, FL, USA, pp. 465—470.  
doi: 10.1109/LEMDC.2009.5075247.

- [3] Vasyaev A.V., Golovko V.F., Dmitrieva I.V., et al. Substantiation of the parameters and layout solutions for an energy conversion unit with a gas-turbine cycle in a nuclear power plant with HTGR. *Atomic Energy*, 2005, no. 98(1), pp. 21—31. doi: 10.1007/s10512—005—0164—z
- [4] Khrupach N. A., Lezhnev L.Y., Tatarnikov A.P., et al. Turbogenerators in energy recovery systems. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, vol. 9, issue 6, June 2018, pp. 1009—1018.
- [5] Shevchenko V.V., Minko A.N., Razvitie sistem ohlazhdeniya i optimizatsiya konstruksiy turbogeneratorov: monografiya. [Development of cooling systems and optimization of turbogenerator designs: monograph]. Kharkov: Izd. Ivanchenko I.S., 2013, 242 p. (In Russian).
- [6] Shevchenko Valentina V. Proposals for improving the technical state of turbogenerators in excess of the service life. *Modern Electrical and Energy Systems (MEES—2017 IEEE)*. 2017, p.p. 156—159.  
doi: 10.1109/MEES.2017.8248876.
- [7] Sedlazeck K., Adelman W., et al. Influence of Customers' Specifications upon Design Features of the EPR Turbogenerator. *CIGRE Report 11-106, 2002 Session. Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption. — MAN Diesel & Turbo (MAN Group)*, 32 p.
- [8] Anikina I.D., Sergeev V.V., Amosov N.T., et al. Use of heat pumps in turbogenerator hydrogen cooling systems at thermal power plant // *International Journal of Hydrogen Energy*. — 2017, volume 42, Issue 1, pp. 636—642.  
DOI: 10.1016/j.ijhydene.2016.04.256
- [9] Pham H.S. Mapping of the thermodynamic performance of the supercritical CO<sub>2</sub> cycle and optimisation for a small modular reactor and a sodium-cooled fast reactor. *Energy*, 2015, no. 87, pp. 412—424.
- [10] Anikina I.D., Sergeev V.V., Amosov N.T., et al. Use of heat pumps in turbogenerator hydrogen cooling systems at thermal power plant. *International Journal of Hydrogen Energy*. 5 January 2017, volume 42, issue 1, pp. 636—642.  
doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.04.256
- [11] Toshio Kitajima, Hiromichi Ito, Susumu Nagano, Yukihiro Kazao. The World's Largest Capacity Turbine Generators with Indirect Hydrogen-Cooling Toshiba Corporation (Japan). *Paris: Session 2004, A1—106*, pp.1—8.
- [12] Milman O.O., Shifrin B.A., Perov V.B, et al. The working medium for the megawatt class utilization heat and power complex based on Organic Rankine Cycle. *IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf.* 2018, series 1105, pp. 1—11.

- [13] Carl-Ernst S., Jürgen Baer, Hans Zimmermann, et al. New air-cooled turbogenerator in the 300-MVA class. *ABB Power Generation ABB Review*, 1/1996, pp. 20—28.
- [14] Ledukhovskiy G.V., Barochkin Yu.E., Zhukov V.P., et al. Water Deaeration in Water-Cooling Systems of the Stator Winding in a Turbogenerator with Hydrogen-Water Cooling. *Thermal Engineering*. 2018, vol. 65, Issue 10, pp. 751—755.
- [15] Kenichi Hattori, Kazumasa Ide, Fumihiko Goto, et al. Sophisticated Design of Turbine Generator with Inner Cooler Ventilation System. *Hitachi Review*. 2002, vol. 51, no. 5, pp. 148—152.
- [16] Miction M. Switched Reluctance Turbogenerator for Exhaust Gas Energy Recovery. // *Proc. IEEE Power Electron. Motion Control Conf. Portoroz, Slovenia*, 2006, pp. 1801—1807.
- [17] Nozhnitskiy Y.A., Kuevda V.K. Prevention of a dangerous failure of a gas turbine engine due to fracture, disconnection or displacement of the shafts. *An Engineering Journal, Proc. of the Scientific and Technical Congress of Engineering*. Moscow, 2018, pp.267—276.
- [18] Nozhnitskiy Y.A., Servetnik A.N. Prevention of Hazardous Failure of the Turbine Rotor Due to Its Overspeed. *IOP Publishing Ltd IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018, vol. 449, Conf. 1, pp. 1—10. DOI:10.1088/1757—899X/449/1/012025
- [19] Servetnik A.N. Load-carrying capability simulation of aviation gas turbine engine disc Handbook / *An Engineering Journal*, 2012, Vol. 187, № 10, pp.44—49.
- [20] Tartaglione Vincenzo. Tests on a 500 MVA Hydrogen Cooled Turbogenerator in Single Shaft Configuration. *Ansaldo Energia (Italy) CIGRE—2006*. — Paper A1 — 103.
- [21] Joho R., Baumgartner J., Stephan C. Type-tested Air-cooled Turbogenerator in the 500 MVA Range. *CIGRE Session*. — 2000, pp. 11—101.
- [22] Miction M. Modeling and Testing of a Turbogenerator System for Exhaust Gas Energy Recovery. // *Proc. Vehicle Power Electron and Propulsion Conf.*, Arlington. USA, 2007, pp. 544—550.
- [23] Zuomin Wang, Jiade Han. Numerical simulation of air flow distribution in large air-cooled turbogenerator rotor at different rotation speed and inlet pressure. *17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*. 2014, pp. 2352 — 2355. doi: 10.1109/ICEMS.2014.7013898.
- [24] Kitajima, T., Ito H., Nagano S., et al. The World's Largest Capacity Turbine Generators with Indirect Hydrogen-Cooling. *CIGRE 40th Meeting in Paris*. 2004.
- [25] Lindh Pia M., Petrov I., Scott Semken R., et al. Direct Liquid Cooling in Low-Power Electrical Machines. *Proof-of-Concept Energy Conversion IEEE*. 2016, vol. 31, no. 4, pp. 1257—1266. doi: 10.1109/TEC.2016.2597059.
- [26] Gray R., Montgomery L., Nelson J., et al, Designing the cooling systems for the world's most powerful turbogenerator. *IEEE Power Engineering Society General Meeting, Olkiluoto unit 3*. 18—22 June 2006, Montreal, Que., Canada. doi: 10.1109/PES.2006.1708951
- [27] Minko A.N., Shevchenko V.V., Gordienko V.U. Rezul'taty ispytaniy teploobmennogo ustroystva s uluchshennymi ekspluatatsionnymi kharakteristikami dlya turbogeneratorov s vozdushnoy sistemoy okhlazhdeniya [Test results of heat exchangers with improved performance characteristics for turbine generators with an air cooling system] / *Visnyk NTU«KHPI». Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya*. — Kharkov, 2013, №14(988), pp. 102—107. (In Russian). doi: [10.5281/zenodo.2545473](https://doi.org/10.5281/zenodo.2545473).

#### Сведения об авторах.



Минко Александр Николаевич, кандидат технических наук, начальник проектно-конструкторского отдела, ЧНПФ «Анкор-Теплоэнерго», e-mail: [alexandr.minko@i.ua](mailto:alexandr.minko@i.ua)



Шевченко Валентина Владимировна, канд. технических наук, доцент, профессор кафедры электрических машин, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», e-mail: [zurbagan8454@gmail.com](mailto:zurbagan8454@gmail.com).