

*А.Н. МИНКО*, аспирант, зав. сектором, ГП з-д "Электротяжмаш", Харьков

*В.В. ШЕВЧЕНКО*, канд. техн. наук, доц., НТУ "ХПИ"

**АНАЛИЗ ВЗАИМОСВЯЗИ ТЕПЛОВЫХ И  
АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ  
ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СРЕДЫ С ПОКАЗАТЕЛЯМИ МАССЫ И  
ГАБАРИТОВ НЕАКТИВНОЙ ЧАСТИ КОНСТРУКЦИИ  
ТУРБОГЕНЕРАТОРА**

Проведен анализ теплофизических и аэродинамических свойств охлаждающих сред турбогенераторов; сформулированы прямые и косвенные взаимосвязи показателей массы и габаритов неактивной части конструкции турбогенератора с параметрами его охлаждающей среды.

**Ключевые слова:** турбогенератор, вес, габаритные размеры, неактивная часть конструкции.

**Введение.** К числу ограничений, которые необходимо соблюдать при проектировании мощных электрических машин (турбогенераторов), наряду с максимально допустимыми механическими и электрическими нагрузками, уровнем допустимых температур активных элементов конструкций и возможностью осуществления технологических операций, следует отнести и массогабаритные параметры конструкций. Особо важным аспектом, на сегодняшний день, является выделение и исследование взаимосвязей тепловых и аэродинамических параметров охлаждающей среды, используемой в конструкции турбогенератора (ТГ) с показателями массы и габаритов его неактивной части конструкции и оценивается, как один из основных критериев конкурентоспособности, [1].

**Целью настоящего исследования** является проведение анализа теплофизических и аэродинамических свойств охлаждающей среды ТГ. Необходимо сформулировать функциональную взаимосвязь их показателей с параметрами массы и габаритов неактивной части конструкций ТГ.

**Основной материал.** Наиболее распространённой средой охлаждения в современных ТГ являются воздух, водород и вода (последняя – в обмотке статора и в трубках газоохладителей). В первую очередь необходимо учитывать физические свойства хладагента и технические параметры условий его эксплуатации (т.е. давление, разность темпера-

© Минко А.Н., Шевченко В.В., 2013

тур, направление потоков и др.). При этом главными показателями системы охлаждения ТГ являются:

- геометрия вентиляционного тракта всего ТГ (т.е. схема вентиляции);
- конструкция нагнетательного устройства (вентилятора, компрессор и т.д.);
- конструкция теплообменников (газо- или воздухоохлаждателей).

Два последних показателя математически связаны термогидравлической величиной расхода охлаждающего газа  $Q_A$ , ( $m^3/c$ ) и значением общего превышения температуры газа в ТГ,  $\Delta t$ , ( $^{\circ}C$ ), [2].

Для ТГ, работающего в номинальном режиме, необходимо обеспечить, [3]:

- допустимое значение превышения температуры активных элементов и охлаждающего газа или жидкости;
- оптимальные условия теплоотдачи и минимальный коэффициент неравномерности местного распределения температур;
- соответствие общего гидравлического сопротивления ТГ, определяющего расход охлаждающей среды, с напорными характеристиками нагнетательных устройств;
- герметичность ТГ, термодинамическая стойкость и др.

В [4] изложен сравнительный анализ массогабаритных показателей ТГ с воздушной и водородной системами охлаждения. Приоритетным направлением совершенствования системы охлаждения для ТГ среднего класса мощности (150-350 МВт) является отказ от водородного охлаждения и замена его воздухом.

Рассмотрим более подробно термогидравлические параметры применяемых хладагентов в ТГ и проанализируем связь показателей массы и габаритов с применяемой средой охлаждения. Расчет характеристик хладагентов в первом приближении может быть проведен:

для воздуха:

$$\rho_K = 1,2928 \cdot H \cdot (273 \cdot \beta_K); \quad (1)$$

$$\beta_K = \frac{1}{273 + T_{CPK}}; \quad (2)$$

$$v_K = \frac{17,08 \cdot 10^{-6}}{\rho} \cdot \sqrt{\frac{1}{273 \cdot \beta_K}} \cdot \frac{1,391}{1 + 106,8 \cdot \beta_K}; \quad (3)$$

$$\lambda_K = 0,02442 \cdot e^{0,00272 \cdot T_{CPK}}; \quad (4)$$

$$C_{PK} = 1002,8 + 0,07 \cdot T_{CPK}; \quad (5)$$

для водорода:

$$\rho_K = 0,08987 \cdot H \cdot (273 \cdot \beta_K); \quad (6)$$

$$\beta_K = \frac{1}{273 + T_{CPK}}; \quad (7)$$

$$\nu_K = \frac{8,4 \cdot 10^{-6}}{\rho} \cdot \sqrt{\frac{1}{273 \cdot \beta_K}} \cdot \frac{1,267}{1 + 73 \cdot \beta_K}; \quad (8)$$

$$\lambda_K = 0,174 \cdot (1 + 0,0024 \cdot T_{CPK}); \quad (9)$$

$$C_{PK} = 14179 + 2,62 \cdot T_{CPK}; \quad (10)$$

для воды:

$$\rho_K = 1000 \cdot e^{(4 - T_H) \cdot 0,00041}; \quad (11)$$

$$\beta_K = 3,21 \cdot 10^{-4} \cdot [1 + 0,01942 \cdot (T_{CPK} - 30)]; \quad (12)$$

$$\nu_K = \frac{1,78 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot T_{CPK} + 0,00021 \cdot T_{CPK}^2}; \quad (13)$$

$$\lambda_K = 0,5513 \cdot (1 + 0,0026 \cdot T_{CPK}); \quad (14)$$

$$C_{PK} = 4178 \cdot e^{-0,00014(35 - T_{CPK})}, \quad (15)$$

где  $\rho$  – плотность теплоносителя,  $\text{кг/м}^3$ ;  $H$  – давление охлаждающего газа (воды), о.е.;  $\nu$  – кинематическая вязкость охлаждающей среды,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\beta$  – коэффициент объемного расширения охлаждающей среды, о.е.;  $\lambda$  – удельная теплопроводность,  $\text{Вт/м} \cdot \text{°C}$ ;  $C_p$  – удельная теплоемкость при постоянном давлении,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ ;  $T_{CPK}$  – средняя температура хладагента  $k$ -го участка,  $\text{°C}$ .

Циркулирующий в ТГ хладагент имеет несколько прямых и косвенных связей с показателями массогабаритных параметров турбоустановки. Эти отношения определяются физическими характеристиками охлаждающей среды, параметры которой рассмотрены выше.

Проведем оценку взаимосвязи теплофизических и аэродинамических свойств для воздушной и водородной сред охлаждения.

Прямые связи:

– теплопроводность водорода больше теплопроводности воздуха на 30-35 %. Следовательно, поверхность теплообмена при воздушном охлаждении необходимо увеличивать, что требует увеличения габаритов машины или компенсации этой разницы за счет более эффективно использования системы охлаждения неактивной части ТГ, применения конструктивных материалов с более высокими показателями теплопроводности (в том числе и изоляции обмоток);

– удельная теплоемкость воздуха примерно, в 14 раз меньше, чем у водорода, что увеличивает превышение температуры газа, и, как следствие, диктует необходимость использования увеличенного количества трубок в охладителях (либо число самих охладителей). Это также влечет за собой увеличение габаритов и веса станины ТГ. Однако использование более совершенной конструкции теплообменников и компоновки торцевой зоны (коробов, наружных щитов и пр.) ТГ позволяет добиться оптимального соотношения массогабаритных показателей неактивной части ТГ;

– кинематическая вязкость водорода при постоянной величине температуры и давления примерно в 7-7,5 раз больше, чем кинематическая вязкость воздуха. Эта особенность положительно сказывается при конвективном теплообмене и создает лучшие показатели для водорода, как охладителя. Однако конвективный теплообмен в ТГ составляет около 10-12 % от общей доли теплообменных процессов и меньшая эффективность за счет конвекции при воздушном охлаждении выравняется применением более эффективного варианта обрешетки трубок воздухоохладителей и способа прохождения охлаждающего газа. При этом не наблюдается увеличения массогабаритных параметров ТГ;

– плотность воздуха примерно в 14 раз превышает плотность водорода, что, в свою очередь, выравняет величину превышения температуры газа из-за меньшей величины удельной теплоемкости. Превышение температуры газа в ТГ составляет:

$$\Delta T = \frac{P}{C_A \cdot \rho_A \cdot Q_A} ; \quad (16)$$

где  $P$  – количество отводимых потерь, кВт;  $C_A$  – удельная теплоемкость, Дж/(кг·°C);  $\rho_A$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $Q_A$  – расход охлаждающего газа, м<sup>3</sup>/с.

Аэродинамическое сопротивление потока газа прямо пропорционально его плотности. Отсюда следует, что система каналов и перепусков в сложной термогидравлической системе вентиляции ТГ, при

использовании воздушной среды охлаждения, должна быть конструктивно несложной и функционально точной.

Решение такой задачи возможно реализовать путем эффективного проектирования неактивной части ТГ, которая главным образом влияет на конструкцию и параметры воздушной системы вентиляции ТГ. Одновременно необходимо осуществлять оптимизацию массогабаритных показателей проектируемых узлов в соответствии с современными критериями качества, предъявляемыми к эксплуатационным показателям турбогенератора;

– необходимость обеспечения избыточного давления водорода (0,3-0,4 МПа) в системе охлаждения ТГ. Это обстоятельство вынуждает выполнять конструкцию корпусных деталей ТГ с водородной системой охлаждения с большим запасом по механической прочности, а в некоторых случаях конструкция статора имеет даже двухкорпусный вид исполнения. В связи с этим конструкция неактивной части ТГ имеет высокие массогабаритные показатели, и конструкция ТГ становится неконкурентоспособной.

ТГ с воздушной системой охлаждения имеют более легкую корпусную конструкцию и по массогабаритным показателям значительно превосходят водородные машины.

К косвенным связям используемого хладагента с массогабаритными показателями ТГ следует отнести:

– особенности производства и технологичность элементов конструкции. Так, например, при расчете механической прочности ТГ с водородной системой охлаждения с учетом вероятности взрыва, ряд деталей выполняются из поковок из высоколегированной углеродистой стали (втулки, бандажи, опоры и др.), что заметно увеличивает вес конструкции и повышает технологическую трудоемкость изготовления. Кроме того, этиковки имеют высокую стоимость, что увеличивает себестоимость ТГ.

Турбогенераторы с воздушной системой охлаждения не содержат таких массивных и трудоемких элементов конструкции;

– масляное "хозяйство", обеспечивающее функционирование водородной системы охлаждения, увеличивает габариты машины, её вес и повышает сложность эксплуатации;

– у ТГ с разомкнутой воздушной системой охлаждения часто необоснованно завышены габариты модулей воздухоподготовки и камер фильтров отчистки. Такую особенность конструкции необходимо решать путем применения замкнутой системы охлаждения и оптимизацией систем отчистки воздуха в разомкнутой системе.

**Выводы.** Из вышеизложенного следует, что применение воздушной системы охлаждения позволяет оптимизировать показатели массы турбогенераторов и снизить уровень материальных затрат на производство конструкции. В будущем вероятно возможность применения воздушной системы охлаждения в турбогенераторах мощностью до 450-500 МВт, что приведет к получению высокого экономического эффекта при изготовлении и комплектации ТГ, снижению материалоемкости конструкции и габаритных показателей.

**Список литературы:** 1. Кузьмин В.В., Шевченко В.В., Минко А.Н. Оптимизация массогабаритных параметров неактивных частей турбогенераторов: монография. – Харьков: Монограф СПДФД Частышев А.В., 2012. – 244 с. ISBN 978-966-8766-25-1. 2. Шевченко В.В., Минко А.Н. Развитие систем охлаждения и оптимизация конструкций турбогенераторов: монография. – Харьков: Монограф., 2013. – 242 с. ISBN 978-617-7033-20-1. 3. Минко А.Н. Методы и модели оптимизации массогабаритных параметров конструкций крупных электрических машин: 3б. наук. праць XI Міжнародної наук.-техн. конф., м. Кременчук 09-11 квітня 2013 р. / Кременчук, КрНУ, – 2013. – 386 с. 4. Шевченко В.В., Минко А.Н. Сравнительная оценка массогабаритных параметров турбогенераторов с воздушной и водородной системами охлаждения // Вестник НТУ "ХПИ", 2010, № 3. – С. 108-112.

*Поступила в редколлегию 01.10.2013*



**Минко Александр Николаевич**, аспирант, в 2009 г. закончил Украинскую инженерно-педагогическую академию, инженер-электрик, магистр по специальностям "Профессиональное обучение. Электроэнергетика" и "Педагогика высшей школы", заведующий сектором отдела проектирования турбогенераторов, (ГП завод "Электрогидромаш"). Область научных интересов – параметрическая оптимизация конструкций турбогенераторов, повышение эффективности систем охлаждения, компоновка неактивной части генераторов



**Шевченко Валентина Владимировна**, кандидат технических наук, доцент кафедры "Электрические машины" НТУ "ХПИ". В 1977 г. в ХПИ защитила диплом инженера-физика. В 1981 г. защитила диссертацию в Ленинградском политехническом институте по специальности электрические машины и аппараты. Область научных интересов электроэнергетика, оптимизация параметров и технических характеристик турбогенераторов, нетрадиционная энергетика, сверхпроводимость.

### УДК.621.322.313

**Анализ взаимосвязи тепловых и аэродинамических показателей охлаждающей среды с показателями массы и габаритов неактивной части конструкции турбогенератора / Минко А.Н., Шевченко В.В. // Вісник НТУ "ХП". Серія: Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. Теорія і практика. – Х.: НТУ "ХП", 2013. – № 51 (1024). – С. 59-65. Бібліогр.: 4 назв.**

Проведено аналіз теплофізичних і аеродинамічних властивостей охолоджуючих середовищ турбогенераторів; сформульовані прямі і непрямі взаємозв'язки показників маси і габаритів неактивній частині конструкції турбогенератора з параметрами його охолоджуючого середовища.

**Ключові слова:** турбогенератор, вага, габаритні розміри, неактивна частина конструкції.

The analysis of thermal and aerodynamic properties of the media, which cool turbogenerators, is carried out. Direct and indirect indicators of the relationships of mass and dimensions of inactive part of turbogenerator design with its coolant parameters were formulated.

**Keywords:** turbogenerator, weight, dimensions, inactive part of construction.