

На правах рукописи

Антонюк Олег Викторович



РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ МОЩНЫХ
ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ГАЗОВЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Специальность 05.09.01 – Электромеханика и электрические аппараты

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2016

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» на кафедре «Теоретической электротехники и электромеханики»

Научный руководитель: доктор технических наук
Гуревич Эльрих Иосифович

Официальные оппоненты: Антипов Виктор Николаевич
доктор технических наук, ведущий научный
сотрудник Учреждения Российской Академии наук
Ордена Трудового Красного Знамени Института
химии силикатов имени И.В. Гребенщикова РАН

Сокур Павел Вячеславович
кандидат технических наук, начальник Центра
«Электрические машины» ОАО «Научно-
технический центр Федеральной сетевой компании
Единой энергетической системы» (ОАО «НТЦ ФСК
ЕЭС»)

Ведущая организация: Публичное акционерное общество энергетики и
электрификации «Мосэнерго» (ПАО «Мосэнерго»)

Защита состоится «20» мая 2016 г. в 12-00 часов на заседании
диссертационного совета Д 212.229.11 при ФГАОУ ВО «СПбПУ» по адресу:
195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д.29, Главный учебный корпус,
ауд. 118. С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке и
на сайте ФГАОУ ВО «СПбПУ»: <http://www.spbstu.ru>

Автореферат разослан « » 2016 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Попов Максим Георгиевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Современное электромашиностроение обращается к концепции полного газового охлаждения турбогенераторов большой мощности исходя из соображений надежной эксплуатации генерирующего оборудования на электростанциях. Полное воздушное или водородное охлаждение предполагает косвенный способ отвода тепла от обмотки статора и непосредственный – от обмотки ротора. Исключение из конструкции мощного турбогенератора непосредственного водяного охлаждения обмотки статора приводит к снижению интенсивности отвода тепла из статора и требует поиска новых технических решений, связанных с выполнением оптимизации конструкции еще на стадии проектирования с высокой степенью достоверности.

Приведенные соображения показывают **актуальность** настоящей работы, направленной на совершенствование и строгое обоснование конструкций турбогенераторов большой мощности с полным газовым охлаждением.

Целью настоящей диссертации является совершенствование конструкций современных турбогенераторов с газовым охлаждением в направлении повышения их единичной мощности и надежное обоснование новых проектных решений, касающихся теплового состояния активной зоны, эксплуатационных и конструктивно-технологических свойств таких турбогенераторов.

Для достижения этой цели требуется решение следующих **задач**:

- 1) разработка, обоснование и опытное изучение интенсивности отвода тепла единой для воздуха и водорода схемы косвенного газового охлаждения обмотки статора с использованием аксиальных щелевых каналов в зубцах статора;
- 2) создание высокоэффективной системы вентиляции турбогенераторов с воздушным охлаждением мощностью до 400 МВт;
- 3) создание эффективной системы вентиляции турбогенератора мощностью до 700 МВт с водородным охлаждением;
- 4) совершенствование системы вентиляции обмотки ротора применительно к мощным турбогенераторам с воздушным и водородным охлаждением;
- 5) разработка концепции повышения предельной мощности

турбогенератора при воздушном охлаждении за счет внутреннего охлаждения обмотки статора сжатым воздухом.

Для обоснования разработанных конструкций в диссертации применен *современный аппарат научного исследования*, в состав которого входят методы *расчетно-теоретической* проработки конструкций и *экспериментальные* методы, включающие лабораторное и физическое моделирование, результаты тепловых испытаний и исследований турбогенераторов на стенде завода и на местах эксплуатации.

Научная новизна работы заключается в следующем.

1) Разработан ряд новых конструкций турбогенераторов предельной мощности с полным воздушным и водородным охлаждением, защищенных российскими и международными патентами.

2) Впервые изучен средствами математического и физического моделирования механизм течения хладагента и теплопередачи в радиально-аксиальной системе газового охлаждения пазовой зоны статора турбогенератора.

3) Выполнено объективное сопоставление по ряду не принятых во внимание предыдущими исследователями конструктивных признаков двух исполнений обмотки статора – при трех и четырех параллельных ветвях – применительно к проекту турбогенератора мощностью 660 МВт с водородным охлаждением.

4) Впервые выполнены аэродинамические полевые расчеты для исследования влияния геометрии подбандажной зоны ротора на распределение потоков газа по пазам ротора с самовентиляцией обмотки возбуждения из подпазового канала в мощных турбогенераторах с воздушным охлаждением, благодаря чему оптимизирована конструкция данного ответственного узла.

5) Разработана и применена на практике оригинальная методика опытного определения коэффициентов теплоотдачи в аксиальных каналах статора при водородном охлаждении турбогенератора.

6) Предложена и запатентована новая конструкция турбогенератора с воздушным охлаждением мощностью 500 МВт с форсированным охлаждением обмотки статора сжатым воздухом.

Практическая ценность работы заключается в том, что при проектировании и производстве мощных турбогенераторов на заводе «Электросила» ОАО «Силовые машины» реализованы следующие результаты диссертационной работы:

1) с использованием радиально-аксиальной системы воздушного охлаждения со щелевыми каналами в зубцах статора изготовлены и успешно эксплуатируются 4 турбогенератора мощностью 225 МВт, подобная система принята в рабочем проекте для турбогенератора мощностью 350 МВт;

2) завершается проектирование турбогенератора мощностью 660 МВт с полным водородным охлаждением, построенном на схеме снабжения статора газом из зазора при наличии аксиальных щелевых каналов в зубцах статора;

3) внедрено в практику конструирования роторов с самовентиляцией из подпазовых каналов типовое исполнение проточной части в подбандажной зоне ротора, разработанное в диссертации и использованное при реконструкции ротора с воздушным охлаждением генератора мощностью 320 МВт - наибольшей достигнутой отечественным электромашиностроением мощности для указанного конструктивного типа.

Достоверность полученных результатов определяется большим объемом экспериментального материала в диапазоне от лабораторных исследований физических моделей до полномасштабного натурного эксперимента на действующих турбогенераторах, представленным в диссертационной работе.

На защиту выносятся следующие основные положения:

1) оценка эффективности новой радиально-аксиальной системы косвенного газового охлаждения обмотки статора для мощных турбогенераторов с воздушным и водородным охлаждением;

2) методика и результаты экспериментального определения коэффициентов теплоотдачи в аксиальных щелевых каналах статора при воздушном и водородном охлаждении;

3) сравнение по конструктивным и эксплуатационным признакам исполнений обмотки статора с тремя и четырьмя параллельными ветвями в

турбогенераторе наибольшей мощности с водородным охлаждением;

4) оптимизация геометрии подбандажного пространства ротора мощных турбогенераторов с воздушным и водородным охлаждением для достижения требуемой производительности и равномерного газоснабжения пазов в системе самовентиляции обмотки возбуждения из подпазового канала;

5) применение в конструкции турбогенератора предельной мощности с воздушным охлаждением внутреннего охлаждения обмотки статора сжатым воздухом.

Апробация работы. По теме диссертации выполнены и обсуждены доклады на 12 научно-технических конференциях: Power-Gen Russia, Москва, Россия в 2007, 2009, 2012, 2014, 2015 годах; Power-Gen Europe 2009, Cologne, Germany; Power-Gen Europe 2010, Amsterdam, Holland; Power-Gen India & Central Asia 2014, New Delhi, India; Power-Gen Asia 2012, Bangkok, Thailand; CIGRE 2007, Joint Colloquium, Korea; CIGRE 2008, Paris, France; а также на ряде заседаний НТС завода «Электросила».

Публикации. По теме диссертации опубликовано 24 печатных работы, в том числе в периодических рецензируемых российских изданиях, входящих в список ВАК - 5 работ и 9 патентов на изобретения.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация общим объемом 183 страницы состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы (98 наименований). Работа содержит 83 рисунка и 18 таблиц.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении сформулированы основные задачи диссертационного исследования и намечены направления их решения, показана актуальность и новизна диссертационной работы, её научная и практическая значимость.

В первой главе выполнен анализ современных технических решений лидеров рынка (SIMENS, ALSTOM, TOSHIBA, ANSALDO, завод «Электросила», GE) по конструкциям турбогенераторов с газовым охлаждением мощностью до 700 МВт, рассмотрены «узкие места» в существующих конструкциях и выяснены основные проблемы, связанные с повышением эффективности газового

охлаждения обмотки статора при отказе от непосредственного водяного.

Для освоения предельных мощностей генераторов с газовым охлаждением, в диссертации уделено большое внимание изучению условий конвективного теплообмена в пазовой зоне статора с целью повышения эффективности охлаждения, разработке схемы обмотки с увеличенным числом параллельных ветвей, совершенствованию самонапорной системы вентиляции обмотки ротора из подпазового канала.

Вторая глава посвящена вопросам повышения эффективности косвенного газового охлаждения статора мощного турбогенератора. Важнейшим фактором, ограничивающим мощность турбогенератора с косвенным газовым охлаждением статора, является нагрев обмотки статора, который определяется внутренним температурным перепадом в корпусной изоляции и нагревом зубцовой зоны статора. Снижение температурного перепада в корпусной изоляции достигается применением новых электроизоляционных материалов с повышенной теплопроводностью и напряженностью электрического поля. Задача уменьшения нагрева зубцовой зоны статора может быть решена за счет совершенствования системы газового охлаждения указанной зоны. Базовая схема вентиляции статора с U-образными каналами, разработанная для турбогенераторов с воздушным охлаждением на заводе «Электросила», обеспечивает равномерное газоснабжение каналов. Однако данной схеме присущи определенные ограничения, связанные с

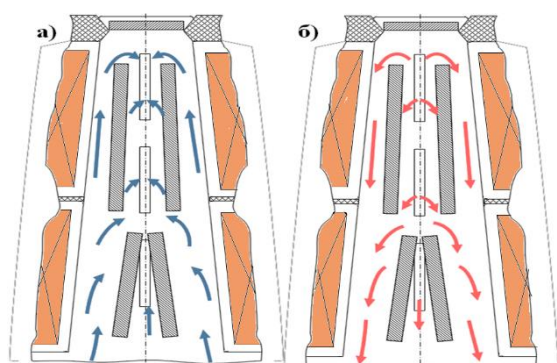


Рисунок 1. Схема вентиляции U-образного радиально- аксиального канала: а – нагнетательный канал; б – вытяжной канал.

соседними радиальными каналами через щелеобразные аксиальные каналы, выполненные в зубцах. Применение новой схемы позволило увеличить

начальным подогревом воздуха при входе в зубцовую зону из-за уравнивающего тангенциального перетока тепла в ярме статора. В развитие базовой схемы в настоящей работе предложена схема (рисунок 1), сохраняющая идею U-образного канала, но с организацией перепуска воздуха между

поверхность охлаждения, сократить путь теплового потока от обмотки к охлаждающим каналам, исключить тангенциальный переток тепла в ярме и зубцах сердечника, обеспечить высокие коэффициенты теплоотдачи в аксиальных каналах, а также повысить коэффициенты теплоотдачи в радиальных каналах в 1,5...1,6 раза. Последний эффект достигается за счет турбулизации и срыва пограничного слоя вследствие ответвления потока воздуха в аксиальные каналы. Средствами физического моделирования исследована теплопередача в радиально-аксиальной системе воздушного охлаждения пазовой зоны статора (рисунки 2 и 3), что обеспечивает необходимыми исходными данными проектирование мощных турбогенераторов с полным газовым охлаждением.

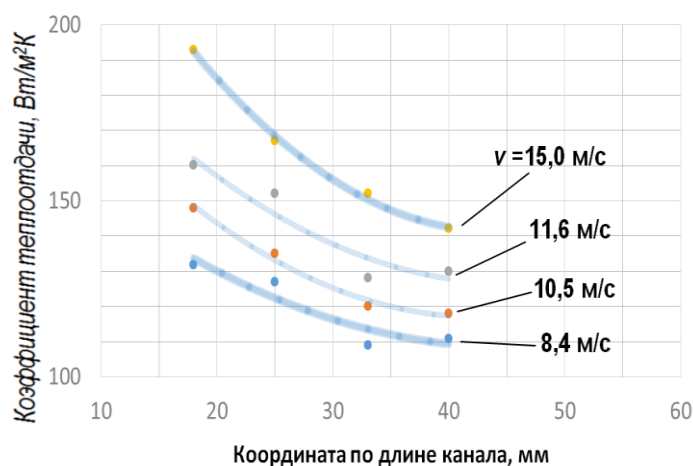
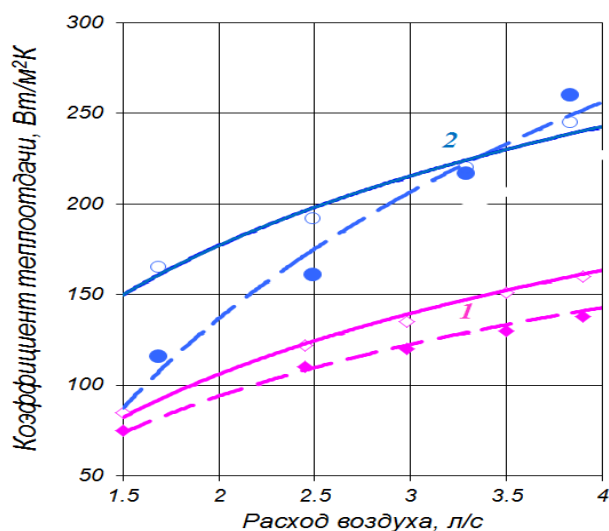


Рисунок 3. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине аксиального щелевого канала

Математическое моделирование

потоков воздуха и температурных полей в активной зоне статора,

подтвержденное лабораторным и натурным экспериментом, показало, что радиально-аксиальная система воздушного охлаждения зубцовой зоны статора заметно превосходит альтернативные варианты конструкции по эффективности охлаждения. Расчеты для турбогенератора мощностью 225 МВт показали, что нагрев зубца в радиально-аксиальной схеме ниже на 17°C по сравнению с U-образными каналами. Испытание четырех турбогенераторов мощностью 225 МВт в условиях эксплуатации подтвердили высокую эффективность охлаждения статора. Новая схема охлаждения позволила спроектировать турбогенератор с

воздушным охлаждением мощностью 350 МВт, который размещается на фундаменте серийного турбогенератора аналогичной мощности с водородно-водяным охлаждением.

Показано, что применение радиально-аксиальной системы охлаждения статора совместно с использованием высокотеплопроводной изоляции обмотки и увеличенного числа параллельных ветвей в обмотке дает возможность существенно повысить мощность турбогенераторов с воздушным охлаждением. Обмотка статора перестает быть лимитирующим звеном по нагреву до мощности 400 МВт.

С целью определения коэффициентов теплоотдачи в аксиальных каналах при водородном охлаждении (рисунок 4) был выполнен эксперимент с встраиванием активного датчика теплоотдачи, имитирующего аксиальный канал, в контур вентиляции статора турбогенератора с водородным охлаждением на время его стендовых испытаний. Для использования полученных данных в турбогенераторах с водородным охлаждением на рисунке 5 приведена

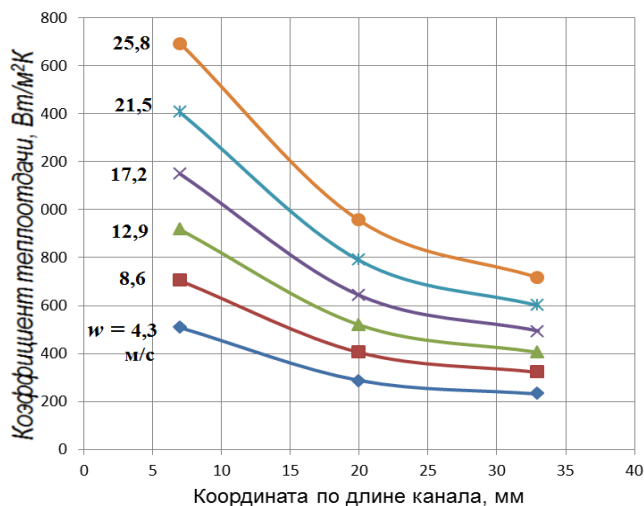


Рисунок 4. Распределение коэффициентов теплоотдачи по длине канала при давлении водорода 5,5 ата

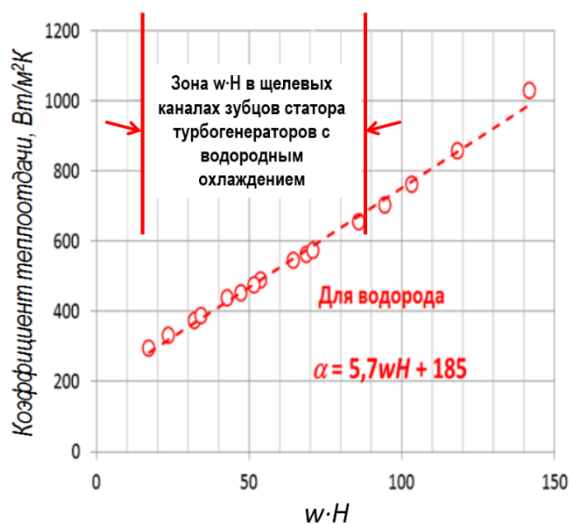


Рисунок 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи от произведения скорости водорода на его абсолютное давление

простейшая форма зависимости коэффициентов теплоотдачи от произведения скорости w (м/с) на абсолютное давление водорода H (ата). Получение и обобщение экспериментальной информации по теплоотдаче в каналах статора позволяет повысить качество проектирования мощных турбогенераторов с радиально-аксиальной системой

воздушного и водородного охлаждения.

В третьей главе рассмотрены условия эффективной работы системы самовентиляции ротора из подпазового канала (рисунок 6) для турбогенераторов предельной мощности с непосредственным воздушным и водородным охлаждением. Производительность такой системы определяется, в первую очередь, сечением подпазового канала, которое является результатом компромисса между электромагнитным и механическими расчетами. В настоящей работе выполнено исследование теплового поля пазовой части ротора с целью оптимизации геометрии обмотки и подпазового канала.

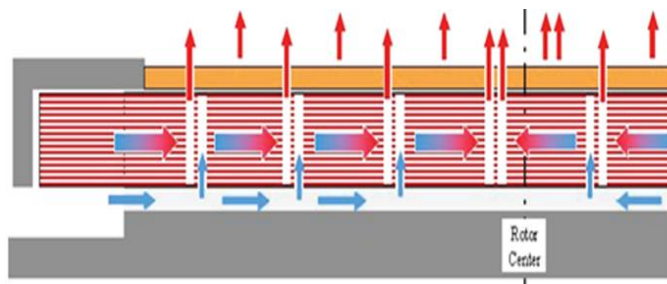


Рисунок 6. Газоснабжение обмотки ротора из подпазового канала

Результаты исследования показывают, что при оптимальной конструкции пиковые превышения температуры обмотки возбуждения превосходят соответствующую среднюю величину менее чем на 15% при водородном охлаждении и 25% - при воздушном.

В генераторах с воздушным охлаждением используется исключительно конструкция с подпазовым каналом, поскольку применение ротора с заборниками и дефлекторами в воздушной среде связано с чрезмерными вентиляционными потерями и низкой эффективностью охлаждения.

В главе 3 выполнено детальное сравнение теплового состояния обмотки ротора для водородного охлаждения с самовентиляцией из зазора и из подпазового канала. Первая система обеспечивает независимость эффективности охлаждения от длины ротора и по собственному превышению температуры обмотки имеет двукратное преимущество, но из-за наличия начального подогрева газа при входе в заборники итоговый нагрев обмотки ротора двух систем становится равноценным. Для ротора наибольшей длины система самовентиляции из подпазового канала предпочтительнее, поскольку она легче согласуется с системой охлаждения статора и требует меньших затрат мощности на вентиляцию. В главе рассмотрено влияние конструкции подбандажной зоны

ротора на неравномерность распределения расхода охлаждающего газа по подпазовым каналам и, как следствие, на тепловой небаланс ротора. Построен численный эксперимент, позволивший объяснить лавинообразное нарастание вибрации ротора с воздушным охлаждением мощностью 320 МВт при эксплуатации на электростанции с номинальным током при среднем превышении температуры обмотки, находящемся в пределах нормы.

Результаты аэродинамических расчетов показали, что при существующей геометрии газоразделительных перегородок в подбандажной области ротора наблюдается дефицит газоснабжения сбегаящих по вращению ротора подпазовых каналов, близлежащих к большому зубу ротора (рисунок 7). Прогрев

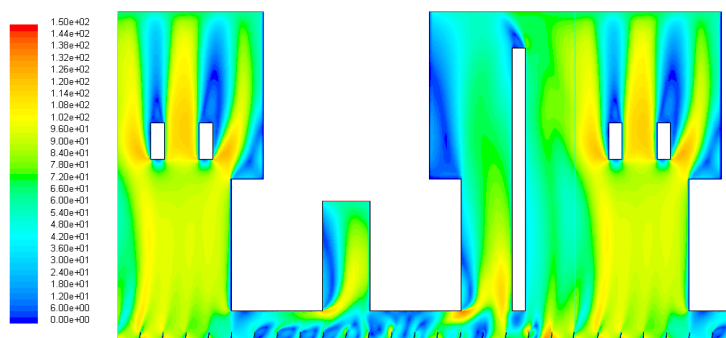


Рисунок 7. Относительная скорость воздуха в подбандажном пространстве за вращающимся направляющим аппаратом в исходной конструкции

воздуха по мере его продвижения вдоль этих подпазовых каналов приводит к формированию опасного градиента плотности воздуха вдоль оси ротора. Под действием силы плавучести нагретый воздух пытается переместиться по направлению к продольной оси ротора, т.е. против направления движения охлаждающего потока воздуха в радиальном канале. Это приводит к дополнительному нагреву обмотки и, как следствие, к еще большему локальному нагреву охлаждающего воздуха в перегретом канале. При некотором критическом соотношении скорости воздуха на входе в подпазовый канал и тепловыделения в обмотке входного давления воздуха оказывается недостаточно для преодоления встречного действия силы плавучести. В итоге происходит запираание радиальных каналов в пазах, обедненных охлаждающим воздухом. Этим и объясняется локальный перегрев обмотки и лавинообразное нарастание вибрации ротора.

За счет модернизации вращающегося направляющего аппарата достигнуто выравнивание распределения расходов воздуха по подпазовым каналам (рисунок 8) и ликвидированы локальные температурные аномалии в обмотке ротора.

Выработанные требования к конструкции подбандажной зоны применимы при проектировании турбогенераторов с воздушным и водородным охлаждением.

Обработкой теплового эксперимента на действующих турбогенераторах в

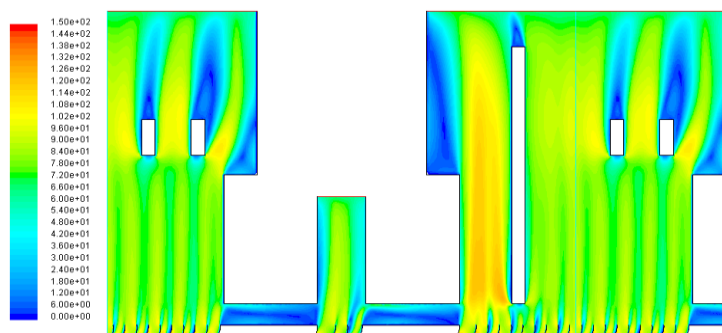


Рисунок 8. Относительная скорость воздуха в подбандажном пространстве за модернизированным вращающимся направляющим аппаратом

главе 3 показано, что для воздушного и водородного охлаждения при проектировании роторов с радиальными каналами может быть использована единая критериальная зависимость для расчета коэффициентов теплоотдачи: $Nu = 0,03Re^{0,8}$.

В четвертой главе рассмотрены конструктивные мероприятия, позволяющие разработать турбогенератор предельной мощности 660 МВт с полным водородным охлаждением: использование высокотеплопроводной изоляции обмотки статора, применение схемы обмотки с увеличенным числом параллельных ветвей (а) и аксиально-радиальной системы охлаждения зубцовой зоны статора.

Результаты детальных тепловых расчетов при коэффициентах теплопроводности изоляции обмотки $\lambda = 0,45$ Вт/м·К (достигнутый уровень) и $\lambda = 0,6$ Вт/м·К (ближайшая пер-

спектива), представленные в таблице 1, показывают, что исполнение обмотки с 4-мя параллельными ветвями имеет преимущество перед исполнением с 3-мя параллельными ветвями в отношении нагрева: различие максимальных превы-

шений температуры меди при номинальных условиях составляет $12,6^\circ\text{C}$. Практически весь этот выигрыш достигается за счет меньшего температурного

Таблица 1

Превышение температуры, $^\circ\text{C}$:	Вариант исполнения			
	$a=3$		$a=4$	
	Коэф. теплопр-ти, Вт/м·К			
	0,45	0,6	0,45	0,6
Среднее для зубцов	36,8		37,8	
Среднее для верхнего стержня	80,5	69,5	69,3	61,3
Максимальное для верхнего стержня	84,8	73,1	72,2	63,7
Перепад температуры по толщине изоляции верхнего/нижнего стержня	48,2/ 45,3	36,2/ 3,9	35,0/ 31,6	26,7/ 24,2

перепада по толщине корпусной изоляции.

Такой результат связан с меньшим объемом тока в пазу статора с 4-мя параллельными ветвями, а также с меньшей толщиной корпусной изоляции (благодаря принципиально более низкому номинальному напряжению).

Температурное поле зубцовой зоны статора с 4-мя параллельными ветвями и $\lambda = 0,45$ Вт/м·К показано на рисунке 9.

Исходными данными для выполнения тепловых расчетов являются результаты аэродинамического расчета зубцовой зоны статора с радиальными и аксиальными каналами запатентованной конструкции. Поле скоростей газа представлено на рисунке 10 для варианта с 4-мя параллельными ветвями.

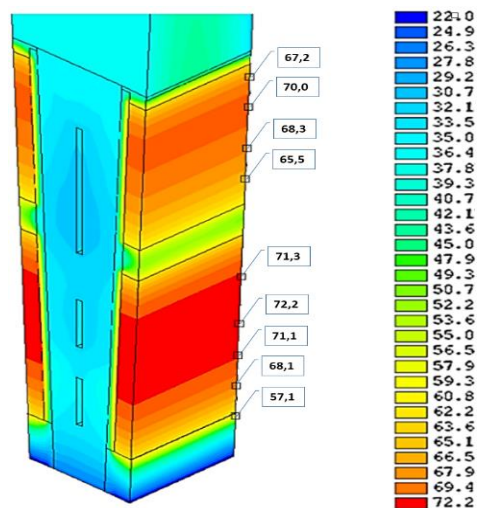


Рисунок 9. Трехмерное температурное поле статора

В данной работе, в отличие от работ Жерве Г.К. и Хуторецкого Г.М., было уделено

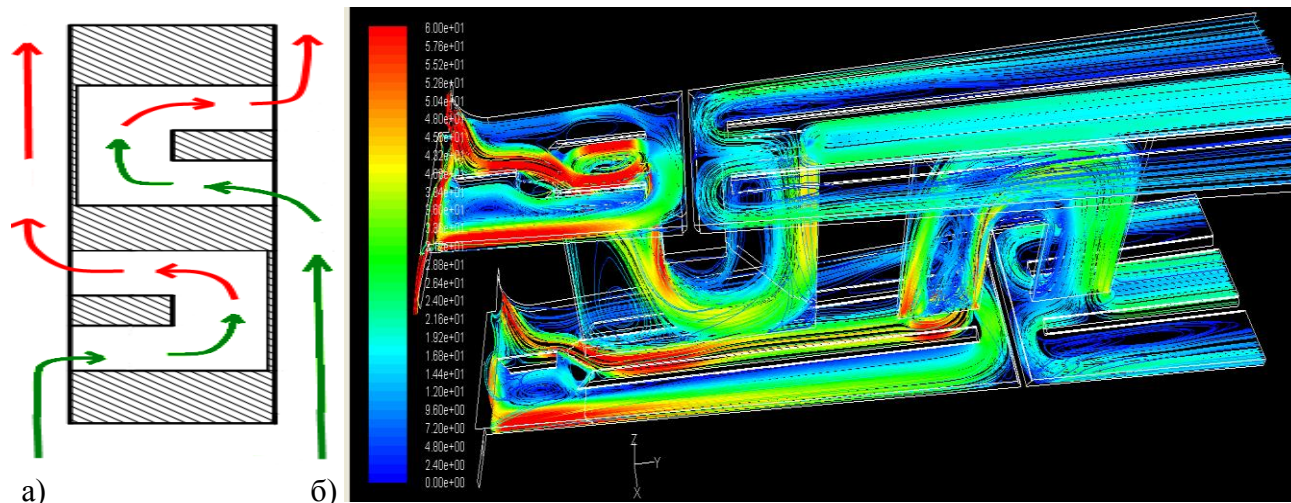


Рисунок 10. Схема питания газом зубца статора по толщине пакета сердечника (а) и распределение скоростей охлаждающего газа в каналах зубцовой зоны статора (б).

внимание уменьшению разновидностей форм лобовых частей стержней обмотки, простоте их изготовления, а также минимизации количества и форм соединительных шин, которое может увеличить размеры и усложнить конструкцию торцевой зоны статора. Из множества вариантов схем обмотки статора были выбраны два с близкими значениями относительной разницы ЭДС

$\Delta E=0,53\%$ и $0,56\%$ для исполнения с $a=3$ и $a=4$ соответственно. У варианта с $a=4$ количество рядов шин соединительных и выводных равно трем против двенадцати для варианта с $a=3$, что наряду с преимуществом по тепловому состоянию обмотки предопределило выбор в пользу обмотки статора с четырьмя параллельными ветвями.

В главе 4 показано, что наиболее эффективной системой вентиляции для генератора с полным водородным охлаждением предельной мощности является одноструйная нагнетательная схема вентиляции статора с аксиальными каналами в зубцах, питаемых газом из зазора генератора, в сочетании с системой самовентиляции ротора из подпазового канала. Предложено компенсировать недостаток газа для охлаждения центральной зоны статора за счет подпитки холодным газом через пазы, выполненные в большом зубе ротора.

В конструкции ротора с подпазовым каналом ступенчатого сечения достигается высокая степень равномерности температурного поля и значительный термический запас, что обеспечивает благоприятные термомеханические условия при работе турбогенератора в нормальных режимах и при кратковременных перегрузках по току возбуждения. Достоверность расчета подтверждена тепловыми исследованиями подобного ротора турбогенератора с водородным охлаждением мощностью 500 МВт на электростанции.

Поскольку повышению мощности турбогенераторов с косвенным воздушным охлаждением препятствует термическое сопротивление корпусной изоляции обмотки статора, а использование водяного охлаждения снижает надежность, в **главе 5** рассмотрена возможность замены воды сжатым воздухом на примере генератора мощностью 500 МВт. Использование непосредственного воздушного охлаждения обмотки статора с фактическим повторением конструкции, принятой для водяного охлаждения, делает его пригодным для быстрого освоения в производстве.

Выполнены гидравлические расчеты распределения давления воздуха по длине стержня обмотки статора для абсолютного давления воздуха при входе в канал 6 ата и 10 ата и определена мощность компрессора. Обосновано, что

вариант конструкции статора со щелевыми каналами в зубцах и давлении воздуха на входе в обмотку 10 ата является оптимальным: затраты мощности на циркуляцию воздуха в обмотке статора составят 83 кВт, а КПД генератора снизится менее чем на 0,02%. Расчеты показали, что систему непосредственного охлаждения статора сжатым воздухом необходимо включать лишь при достижении нагрузки на статоре порядка 3/4 от номинальной. При меньшей нагрузке возможно косвенное охлаждение обмотки.

В главе приведена принципиальная схема питания обмотки статора сжатым воздухом с системой подготовки и компенсации утечек сжатого воздуха. Для улучшения охлаждения ротора большой длины кроме подачи воздуха из подпазовых каналов предложено дополнительно использовать в центральной зоне машины диагональные каналы, питаемые воздухом из зазора с помощью «утопленных» заборников и дефлекторов, а также перепада давления зон нагнетания и разрежения, создаваемых вентиляторами (рисунок 12).

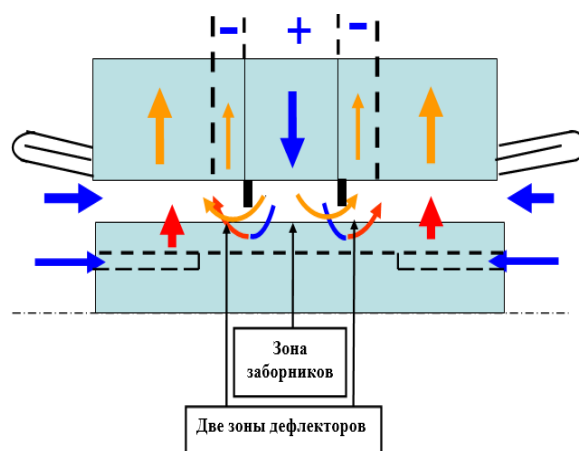


Рисунок 12. Гибридная система воздушного охлаждения турбогенератора

Выполнено сравнение генератора рассматриваемой конструкции с серийным турбогенератором типа ТВВ-500-2, имеющего водяное охлаждение обмотки статора и водородное – обмотки ротора и сердечника статора. При практически равных эксплуатационных параметрах, в том числе и КПД, новая конструкция обладает повышенной надежностью, ценой которой является несколько большая материалоемкость.

Показано, что применение внутреннего охлаждения обмотки статора сжатым воздухом, щелевых каналов в зубцах статора и гибридной системы вентиляции ротора, сочетающей самовентиляцию из подпазовых каналов с питанием центральной зоны ротора из воздушного зазора, позволяет повысить мощность турбогенераторов с воздушным охлаждением до 500 МВт.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации разработан ряд новых конструкций турбогенераторов большой мощности с полным газовым охлаждением и представлено научное обоснование их жизнеспособности по признаку теплового состояния активных частей с учетом требований надежности и экономичности конструкций.

В работе получены следующие основные результаты.

1. Выработана концепция единого конструктивного типа турбогенератора большой мощности с газовым охлаждением, предусматривающая отвод тепла от обмотки статора при посредстве аксиальных щелевых каналов в зубцах статора, а от обмотки ротора – путем самовентилиации из подпазовых каналов. Адаптация данного конструктивного типа к воздушному охлаждению осуществляется за счет организации автономных контуров циркуляции воздуха в статоре и роторе, тогда как при водородном охлаждении целесообразно применение общего газового тракта с одноструйной нагнетательной схемой вентиляции.

2. За счет оптимизации геометрии каналов в активной зоне статора с косвенным газовым охлаждением достигнут требуемо низкий уровень нагрева зубцов и обмотки статора, что обеспечило успешную реализацию проектов турбогенераторов с воздушным охлаждением мощностью до 350 МВт и с водородным охлаждением мощностью 660 МВт.

3. Сравнительным анализом параметров двухполюсного турбогенератора предельной мощности с косвенным водородным охлаждением обмотки статора показаны конструктивно-технологические преимущества и меньший нагрев для электрической схемы обмотки статора с четырьмя параллельными ветвями по сравнению с тремя.

4. Средствами математического и физического моделирования исследованы параметры течения охлаждающего газа и теплопередачи в радиально-аксиальной системе газового охлаждения пазовой зоны статора, что обеспечивает необходимыми исходными данными проектирование мощных турбогенераторов с

полным газовым охлаждением.

5. Для обеспечения равномерного распределения температуры по длине пазовой части обмотки статора наиболее мощных турбогенераторов с водородным охлаждением предложена и расчетно обоснована схема дополнительного газоснабжения зазора в центральной зоне машины путем подачи газа через аксиально-радиальные каналы в большом зубе ротора.

6. Многовариантное исследование картины течения охлаждающего воздуха в подбандажной зоне ротора, верифицированное натурным экспериментом на турбогенераторе мощностью 320 МВт, позволило добиться равномерности газоснабжения пазов ротора данного ответственного узла с присущей ему затесненностью газового тракта.

7. Для повышения достоверности проектных тепловых расчетов обмотки ротора турбогенераторов с газовым охлаждением получены экспериментальные критериальные зависимости теплоотдачи для радиальных каналов.

8. Обоснована возможность повышения предельной мощности турбогенератора с воздушным охлаждением за счет применения системы внутреннего охлаждения обмотки статора сжатым воздухом, сочетаемой с радиально-аксиальной схемой вентиляции с щелевыми каналами в зубцах статора.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Азизов, А.Ш. Problems of manufacture and factory control of insulating systems of high voltage rotating machines / А.Ш. Азизов, А.М. Андреев, О.В. Антонюк, А.А. Ким, А.М. Костельов // Proceeding of CIGRE SC A1&D1 Joint Colloquium. – Korea. – 2007. С. 40 - 47.
2. Антонюк, О.В. Асинхронизированный турбогенератор со смешанной системой охлаждения мощностью 380 МВА / О.В. Антонюк // доклад на конференции POWER-GEN Russia 2007. - 2007.
3. Антонюк, О.В. Турбогенераторы с воздушным охлаждением мощностью до 350 МВт / О.В. Антонюк // Доклад на конференции Russian Power. - 2009.
4. **Антонюк, О.В. Современная проблематика и перспективы развития газового охлаждения турбогенераторов / О.В. Антонюк, Э.И. Гуревич, Т.Н.**

Карташова // «Электрические станции». – 2014. - №5. - С.41-47.

5. Антонюк, О.В. Крупные отечественные генераторы для современной энергетики / О.В. Антонюк, Э.И. Гуревич, В.Ю. Новожилов // «Электрические станции», - 2015, - №2, - С. 53-62.

6. Антонюк, О.В. Экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи в щелеобразных каналах статора турбогенератора при воздушном и водородном охлаждении / О.В. Антонюк, Э.И. Гуревич, Ю.В. Пафомов // «Электрические станции». – 2014. - №4. с. 40-44.

7. Антонюк, О.В. Асинхронизированный турбогенератор мощностью 320 МВт со смешанной системой охлаждения / О.В. Антонюк, Е.Ф. Кади-Оглы // Журнал «Энергетик». – 2008. - №2.

8. Антонюк, О.В. Проектируемые и выпускаемые в ОАО «Силовые машины» асинхронизированные турбогенераторы / О.В. Антонюк, И.А. Кади-Оглы, Н.Д. Пинчук, А.В. Сидельников // Журнал «Электротехника». – 2010. - №2.

9. Антонюк, О.В. Модернизация с учетом особенностей / О.В. Антонюк, М.Б. Ройтгарц // «Энергонадзор». - 2014. - №8 (60). - С.28-29.

10. Антонюк, О.В. Повышение единичной мощности турбогенераторов с использованием новых материалов и технологий / О.В. Антонюк, Т.Н. Карташова, М.Б. Ройтгарц // "Новое в Российской электроэнергетике". – 2013. - №5. - С.5-17.

Патенты

11. Пат. 015583 ЕА. Статор электрической машины / О.В. Антонюк, Э.И. Гуревич, Т.Н. Карташова, Ю.В. Пафомов. - Оpubл. 04.06.2007.

12. Пат. 106055 РФ. Статор электрической машины высокого напряжения / А.Ш. Азизов, Н.Е. Андреева, О.В. Антонюк, Б.Д. Ваксер, А.Н. Прокофьев, А.Н. Чибриков. - Оpubл. 27.06.2011. Бюл. № 18.

13. Пат. 134715 РФ. Статор электрической машины с полным воздушным охлаждением / О.В. Антонюк, Э.И. Гуревич, Т.Н. Карташова, А.Ю. Прокофьев. - Оpubл. 20.11.2013. Бюл. № 32.

14. Пат. 2350006 РФ. Статор электрической машины / О.В. Антонюк, Э.И.

- Гуревич, Т.Н. Карташова, Ю.В. Пафомов. - Оpubл. 20.03.2009. Бюл. № 8.
15. Пат. 2396667 РФ. Статор электрической машины / О.В. Антонюк, Э.И. Гуревич, Т.Н. Карташова, Ю.В. Пафомов. - Оpubл. 10.08.2010. Бюл. № 22.
16. Пат. 2523444 РФ. Узел осевого вентилятора электрической машины / О.В. Антонюк, В.Ю. Афанасьев, А.Ю. Прокофьев, Р.С. Солдатов, С.М. Минич, Т.Н. Карташова, Д.М. Ильин, А.Г. Мигас. - Оpubл. 20.07.2014. Бюл №20
17. Пат. 2524160 РФ. Способ газового охлаждения электрической машины и электрическая машина / О.В. Антонюк, Д.М. Ильин, Т.Н. Карташова, А.Г. Мигас, А.Ю. Прокофьев, А.Г. Филин. - Оpubл. 27.07.2014. Бюл. № 21.
18. Пат. 2524168 РФ. Электрическая машина с газовым охлаждением и способ её охлаждения / О.В. Антонюк, Э.И. Гуревич, Т.Н. Карташова, А.Ю. Прокофьев. - Оpubл. 27.07.2014. Бюл. № 21.
19. Пат. 2560721 РФ. Электрическая машина с направляющими аппаратами в системе охлаждения ротора / О.В. Антонюк, Т.Н. Карташова, А.Ю. Прокофьев. - Оpubл. 20.08.2015. Бюл. № 23.
20. Antonjuk, O. Four-pole turbo-generators with an output capacity of 1200 MW and higher / O. Antonjuk, E. Gurevich // CIGRE. - 2008.
21. Antonjuk, O. Series of air-cooled turbogenerators of power up to 410 MVA / O. Antonjuk, T. Kartshova, M. Roytgarts // International Conference POWER-GEN Europe 2009 Cologne, Germany. – 2009.
22. Antonyuk, O.V. Modernisation of serial turbogenerators with changing of cooling system and using of new materials and technologies / O.V. Antonyuk, M.B. Roytgarts // Power Gen India & Central Asia 2014, 05-07 May 2014, Pragati Maidan, New Delhi, India. – 2014.
23. Pinchuk, N. Design and testing of the 210 MW air-cooled serial turbogenerator for the Juvaskyla CHP in Finland / N. Pinchuk, O. Antonyuk, M. Roytgarts // International Conference POWER-GEN Europe. – 2010.
24. Roytgarts, M. Experience of Development, Operation and Modernization of the Air-Cooled Turbogenerators Series / M. Roytgarts, O. Antonyuk / International Conference Power-Gen Asia. – 2012.