

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Верховцев Дмитрий Александрович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОВОГО ОХЛАЖДЕНИЯ РОТОРА
ТУРБОГЕНЕРАТОРА С САМОВЕНТИЛЯЦИЕЙ ИЗ ПОДПАЗОВОГО КАНАЛА**

Направление подготовки: 13.06.01 «Электро- и теплотехника»

Код и наименование

Направленность: 13.06.01_01 «Электромеханика и электрические аппараты»

Код и наименование

НАУЧНЫЙ ДОКЛАД

об основных результатах научно-квалификационной работы (диссертации)

Санкт-Петербург – 2021 г.

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» в «Институте энергетики» на «Высшей школе высоковольтной энергетики»

Научный руководитель: доктор технических наук
Коровкин Николай Владимирович

Официальные оппоненты:

С научным докладом можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования и степень проработанности. В современном тяжелом электромашиностроении основной тенденцией развития остается повышение единичной мощности турбогенераторов, что связано в первую очередь с необходимостью повышения экономичности блока турбины–турбогенератор. Увеличение единичной мощности повышает коэффициент использования турбогенератора и приводит к повышению конкурентоспособности продукции.

Важный фактор, ограничивающий мощность турбогенератора, — нагрев обмотки ротора. Большинство ведущих мировых производителей применяет газовое охлаждение: воздушное для машин мощностью до 400–500 МВт; водородно-водяное при мощности до 1300–1500 МВт и двухполюсном исполнении.

В течение долгих лет проблема эффективного газового охлаждения роторов остается одной из первоочередных в мировом турбогенераторостроении. Детальная проработка теоретических и практических вопросов теплообмена турбогенераторов отражена в работах отечественных ученых А.Е. Алексеева, Г.М. Хуторецкого, И.Ф. Филипова, Э.И. Гуревича, В.П. Анемподистова, Т.И. Альпер, И.С. Генендера, Л.А. Дугинова и др., а также зарубежных авторов С. Фейхгеймера, Й. Хака, Г. Готтера, Р. Йохо, А. Боглиетти, Ц. Юнгреутхмаера, Г. Трахлер-Самека, Г.-Х. Жоу, Т. Китайяма и др.

Принцип самовентиляции обмотки ротора с радиальными каналами, питаемыми из подпазовых каналов, получил широкое распространение в мировой практике при построении систем воздушного и водородного охлаждения турбогенераторов. Применение данной системы газового охлаждения должно обеспечивать минимизацию общего уровня температуры и ее локальных значений в пазовой части обмотки ротора. Важно, что удовлетворительного решения задачи о суммарном расходе газа, определяющей уровень средней температуры обмотки, недостаточно для успешного проектирования всей системы охлаждения. Это связано с тем, что различные варианты конструкции радиальных и пазовых каналов дают при практически одном и том же расходе газа существенно различные температурные поля в пазовой зоне ротора. Поэтому актуальна многофакторная задача исследования влияния параметров конструкции системы охлаждения ротора на температурное поле в его активной зоне.

Выявление физических эффектов, при детальном изучении условий течения газа в вентиляционной системе, позволяет уточнить тепловые характеристики конструкции, исключить температурные аномалии, в частности, обнаружить скрытые ее резервы в отношении сглаживания температурных разностей в пределах пазовой части обмотки ротора.

Неудачные конструктивные решения приводят к значительным разностям температуры (локальным перегревам) в пазовой зоне ротора. В современных конструкциях роторов снижение неравномерности распределения температуры обмотки ротора вдоль его длины достигается применением подпазового канала переменного сечения. Помимо этого, учет подогрева газа в подпазовом и радиальных каналах приводит к более достоверным результатам. Эффективность данных проектных приемов исследована недостаточно, поэтому поставленная в диссертации задача более строгого исследования вопроса является актуальной.

Цель работы: Целью работы является исследование эффективности газового охлаждения ротора турбогенератора с самовентиляцией из подпазового канала.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

— разработать методику численного моделирования для решения сопряженных задач теплопередачи охлаждения пазовой части ротора с учетом реальной геометрии конструкции, распределения внутренних источников тепла и характере течения охлаждающего газа.

— для повышения достоверности результатов моделирования выполнить сопоставление методики с использованием экспериментальных данных, полученных на физической модели ротора турбогенератора, и данных испытаний на нагревание турбогенераторов с воздушным и водородным охлаждением.

— изучить условия течения охлаждающего газа в системе вентиляционных каналов и определить детальную картину распределения газовых потоков в роторе.

— найти закономерности и установить особенности охлаждения медных проводников пазовой части обмотки ротора, в частности, оценить воздействие подогрева газа в подпазовом канале на распределение температуры обмотки ротора вдоль его длины.

— исследовать применение системы самовентиляции обмотки ротора из подпазовых каналов для турбогенераторов наибольшей мощности (двухполюсных свыше 300 МВт при воздушном охлаждении и четырехполюсных свыше 1200 МВт при водородно-водяном охлаждении) в зависимости от конструктивных параметров с достижением благоприятных показателей теплового состояния обмотки ротора.

Научная новизна работы соискателя заключается в следующем.

1. Разработана методика численного моделирования для решения сопряженных задач теплопередачи охлаждения пазовой части ротора, учитывающая все значимые геометрические параметры физической модели и газодинамические свойства процесса охлаждения.

2. Для сопоставления результатов численного моделирования с опытом используются данные эксперимента на полноразмерной физической модели пазовой части ротора турбогенератора и опытные данные испытаний генераторов, находящихся в эксплуатации.

3. На основе решений численного моделирования сопряженной задачи теплопередачи подробно изучены механизм течения охлаждающего газа и теплообмен в рассматриваемой системе газового охлаждения пазовой зоны ротора турбогенератора, что позволяет уточнить тепловые характеристики конструкции и обнаружить скрытые резервы с целью выравнивания температуры в пределах пазовой части обмотки ротора.

4. Выполнено объективное сопоставление конструкций численными методами по ряду не принятых во внимание предыдущими исследователями физических факторов, а именно: подогрев газа в подпазовых каналах; неодинаковая интенсивность конвективного теплообмена в радиальных каналах, по-разному удаленных от входа в подпазовый канал.

5. Изучена локальная интенсификация конвективного теплообмена в радиальных каналах, обусловленная характером течения газа внутри канала.

Теоретическая значимость.

В работе представлено дальнейшее развитие теории теплообмена, а именно, исследование системы охлаждения ротора турбогенератора с радиальными и подпазовыми каналами с использованием современных методов численного моделирования. Данная система охлаждения недостаточно изучена в общей теории теплообмена, поэтому теоретическую новизну представляет собой разработанная методика численного моделирования для решения сопряженных задач теплопередачи охлаждения пазовой части ротора.

Практическая значимость работы.

Практическая ценность работы заключается в уточнении инженерных методов расчета охлаждения пазовой части ротора турбогенератора посредством решения сопряженных задач теплопередачи современными численными методами, которые пригодны для применения в практике проектирования турбогенераторов и опробованы соискателем в инженерной работе на предприятии АО «Силовые машины» завод «Электросила». Использование данного метода позволит избежать чрезмерных термических резервов в проектных расчетах, что дает возможность повысить использование активного объема турбогенератора.

Реализация и внедрение результатов работы:

Исследования диссертационной работы проводились при поддержке научных программ: научный проект №19-38-90031 «Исследование эффективности газового охлаждения ротора турбогенератора с самовентиляцией из подпазового канала», финансируемый Федеральным Государственным Бюджетным Учреждением «Российский фонд фундаментальных исследований».

Методология и методы исследования.

Основные методы исследования, используемые в работе: использование современных численных методов расчета – метода конечных объемов (МКО), а также сравнительным анализом результатов, полученных в ходе данной работы, с имеющимися в литературе результатами эксперимента на полномасштабной физической модели ротора и результатами испытаний действующих турбогенераторов на электрических станциях.

В исследовании применены современные методы математического моделирования аэродинамических и температурных полей, реализованные в комплексной платформе ANSYS Workbench (Fluent), с использованием параметризации исходных параметров посредством написанного программного кода с последующей обработкой данных в системе The MathWorks Matlab. Для повышения достоверности расчетов в работе представлен имеющийся в литературе экспериментальный материал, содержащий результаты как полномасштабного физического моделирования, так и детальных тепловых исследований действующих турбогенераторов на месте эксплуатации.

На защиту выносятся следующие основные положения:

1. Концепция более объективного рассмотрения температурного поля обмотки ротора турбогенератора с самовентиляцией из подпазового канала, посредством решения сопряженных задач теплопередачи численными методами, которая позволяет избежать при проектировании избыточного термического резерва, существенно пополнить знание внутренних свойств конструкции и расширить возможность совершенствования системы охлаждения.

2. Результаты исследований, которые показали, что влияние неравномерности скорости газа в радиальных каналах на распределение температуры обмотки ротора вдоль длины пазовой части сглаживается встречным воздействием подогрева газа в подпазовом канале и интенсификации вынужденной конвекции в ближайших к началу системы радиальных каналах.

3. Выявленные физические эффекты, которые позволили обнаружить сглаживание разности температуры верхних и нижних проводников пазовой части обмотки ротора благодаря начальному возмущению газового потока при входе в радиальный канал и соответствующему усилению теплоотдачи с поверхности нижних проводников.

4. Применение системы самовентиляции ротора из подпазовых каналов для турбогенераторов наибольшей мощности (двухполюсных свыше 300 МВт при воздушном охлаждении и четырехполюсных свыше 1200 МВт при водородно-водяном охлаждении), которая позволяет получить благоприятные показатели теплового состояния обмотки ротора.

Степень достоверности результатов определяется использованием современных численных методов расчета – метода конечных объемов (МКО), а также сравнительным анализом результатов, полученных в ходе данной работы, с имеющимися в литературе результатами эксперимента на полномасштабной физической модели ротора и результатами испытаний действующих турбогенераторов на электрических станциях.

Апробация результатов.

По теме диссертации выполнены и обсуждены доклады на международных научно-технических конференциях: International Scientific Electric Power Conference ISEPC-2019, St. Petersburg, Russia, May 23-24, 2019; Scientific research of the SCO countries synergy and integration, International Conference, Beijing, China, September 16, 2020; 3rd 2021 International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering (REEPE), IEEE, Russia, Moscow, March 11-13, 2021.

Публикации.

По теме диссертации опубликовано 5 печатных работ, из них одна статья в рецензируемом научном издании, индексируемом в международной базе данных SCOPUS (Q1), одна статья, входящая в перечень ВАК. Три публикации в международных научных конференциях, две из которых, индексируются в международной базе данных SCOPUS.

Структура и объем диссертационной работы.

Диссертация общим объемом 149 страниц состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы (88 наименований). Работа содержит 49 рисунков, 19 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность данной работы, сформулированы основные задачи диссертационного исследования и намечены направления их решения, приводятся основные положения научных и практических результатов, полученных соискателем.

В первой главе сделан исторический экскурс в развитие систем охлаждения турбогенераторов, современное состояние и перспективы их развития.

Показано, что предпочтение ведущих производителей турбогенераторов, отдается применению многоструйных нагнетательных (TOSHIBA, SIEMENS, и ANSALDO) или вытяжных (GE) схем вентиляции (рисунок 1).

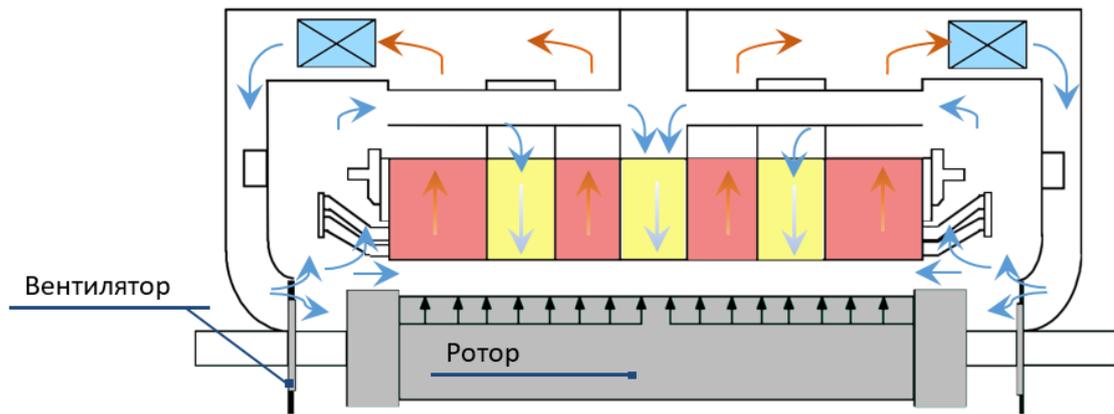


Рисунок 1 — Многоструйная схема вентиляции турбогенератора с системой охлаждения ротора из подпазового канала.

На основании анализа литературных данных определено современное состояние в области исследования охлаждения обмотки ротора из подпазового канала.

Отмечено, что применение системы охлаждения ротора из подпазового канала является приоритетным для мировой и отечественной энергетики не только для турбогенераторов с воздушным охлаждением максимальной мощности, но и с водородным охлаждением предельной мощности (рисунок 2). Отражены преимущества использования и показаны качественные картины физических процессов данной системы охлаждения обмотки ротора в не прекращаемой тенденции увеличения мощности турбогенератора.

Показано, что успешное решение задач охлаждения ротора возможно только при глубоком и тщательном изучении процессов течения газа и теплопередачи, установления определенных закономерностей и проработке способов по выравниванию температурного поля обмотки ротора. Решение этих задач позволит раскрыть внутренний потенциал конструкции ротора и сократить его термические резервы.

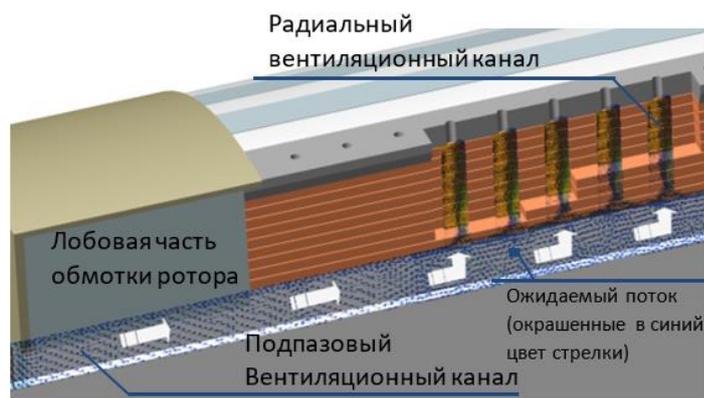


Рисунок 2 — Фрагмент радиальной системы охлаждения ротора турбогенератора.

Во второй главе приводится алгоритм разработки аэродинамической модели ротора с использованием численных методов расчета задач вычислительной гидродинамики (CFD). Отражены основные современные подходы для решения данного рода задач численно и показана адекватность использования этих широко применяемых методов в вопросах охлаждения ротора турбогенератора.

В главе показана методика расчета задач аэродинамики и сопоставление результатов расчета с имеющимися в литературе экспериментальными данными, которые были получены на полномасштабном физическом эксперименте (рисунок 4).

Рассмотрены стационарные уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу (RANS), которые решаются с использованием метода конечных объемов и подхода замороженного

ротора в программном комплексе ANSYS Workbench (Fluent). Рассматривается стационарное, изотермическое течение воздуха с постоянной плотностью.

Определение напряжения Рейнольдса $\tau_{ij} = \rho \overline{u'_i u'_j}$ осуществлено за счет использования широко применяемых в прикладных задачах моделей турбулентностей с двумя уравнениями, которые были использованы в исследовании: стандартная k-ε, реализуемая k-ε, стандартная k-ω, k-ω SST (Shear Stress Transport) Ментера (2003). Уравнения импульса и неразрывности связаны методом предиктора-корректора (SIMPLE) и решаются программным продуктом в неявной форме. Чтобы решить проблему несовместимости давления и скорости для совмещенного расположения переменных используется интерполяция Рхи-Чоу (Rhie-Chow). Дискретизированные уравнения относительно одного контрольного объема связаны со смежными контрольными объемами. Итак, чтобы получить решение, необходимо решить линейную систему уравнений. Из-за большого размера задействованных матриц решение не может быть найдено напрямую, и используются итерационные методы. Для достижения этой цели используют алгебраический многосеточный метод (AMG – Algebraic Multigrid), состоящий из итераций на линейных системах разного размера из-за наличия разных сеток. Для решения трех систем уравнений (по одной для каждой компоненты скорости и одна для давления) была использована релаксационная схема метода Гаусса-Зейделя (Gauss-Seidel Method). Кроме того, для более корректного численного решения системы уравнений давлений используется метод сопряженного градиента для улучшения скорости сходимости, тогда как для уравнений скорости это не требуется, поскольку по своей природе данные уравнения характеризуется высокой скоростью сходимости.

Осуществлена глубокая детализация и параметризация большого количества входных переменных. Подпазовый канал представлял собой продольное сечение имеющее возможность менять свою форму. Количество, смещение и рядность радиальных каналов осуществлялась за счет использования параметризации геометрических параметров.

Сеточная модель построена таким образом, чтобы безразмерное расстояние от первого узла сетки до стенки y^+ находилось в определенных интервалах в зависимости от применяемой модели турбулентности. Например, при использовании модели турбулентности k-ω SST с учетом улучшенной обработки стенки необходимо убедиться в нахождении в области ламинарного подслоя, где профили скорости считаются ламинарными и вязкими напряжениями и доминирует над сдвигом стены, что означает ($y^+ < 5$). По этой причине для k-ω SST модели, особенно на поверхностях радиальных и подпазовом каналах, y^+ остается ниже 5 для получения приемлемого решения (рисунок 3). Для моделей k-ε были выполнены общие рекомендации выше $y^+ > 11$, но не более 50. Теплофизические свойства воздуха заданы для температуры 40 °С.

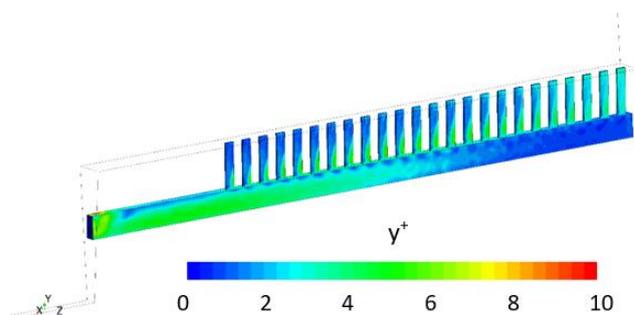


Рисунок 3 — Распределение y^+ для SST модели турбулентности.

В расчете приняты граничные условия и допущения:

- ✓ вход в подпазовый канал и выходы из радиальных каналов модели соединены областью, которая формирует замкнутый контур циркуляции воздуха. Это позволяет определить расход воздуха, создаваемый системой вращающихся каналов. (Данная область контурами показана на Рисунке 3);
- ✓ условия периодичности заданы на границах воздушного зазора и соединительной области;
- ✓ условия симметрии заданы в аксиальном направлении на поверхностях, находящихся в воздушном зазоре и подпазовом канале.

Выбранные модели турбулентности показывают хорошую корреляцию с экспериментом как по величине расхода воздуха через систему, так и по распределению скорости по радиальным каналам и имеют незначительный разброс значений между собой. Для дальнейших расчетов выбрана SST модель.

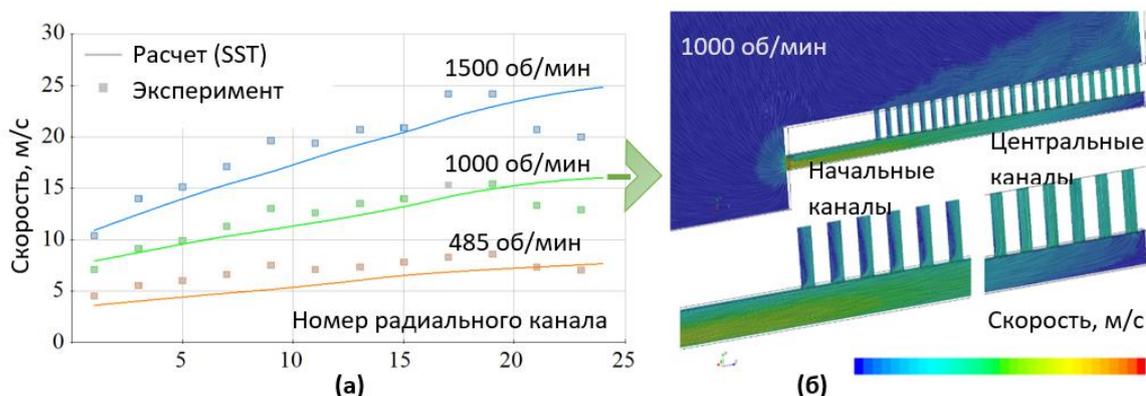


Рисунок 4 — а) Распределение скорости в радиальных каналах экспериментальной модели вдоль длины ротора при различной частоте вращения; б) Тангенциальная проекция вектора скорости в продольном сечении при частоте вращения 1000 об/мин.

Разработанная численная модель является основой для создания общей сопряженной задачи теплопередачи и позволяет детально изучить условия течения газа в вентиляционной системе.

В третьей главе приводится алгоритм разработки сопряженной задачи теплопередачи (СНТ) процесса охлаждения ротора с использованием численных методов. В главе показана методика расчета задач СНТ и сопоставление результатов расчета с опытными данными испытаний на нагревание турбогенераторов на электростанциях, полученными службами эксплуатации и отделом натурных испытаний АО «Силловые машины» завода «Электросила» (рисунок 5).

Решение сопряженной задачи теплопередачи проводилось с использованием уравнения неразрывности, RANS, и уравнение сохранения тепловой энергии на основе многогранной сетки методом конечных объемов в ANSYS Workbench. Напряжения Рейнольдса определяются по $k-\omega$ SST турбулентной модели.

$$\nabla(\rho \mathbf{u}) = 0.$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla(UU) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \Delta(U) + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial(-\rho \overline{u'^2})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right],$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \nabla(V\mathbf{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \Delta(V) + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial(-\rho \overline{u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'^2})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right],$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \nabla(W\mathbf{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \Delta(W) + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial(-\rho \overline{u'w'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right].$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(\mathbf{U}T) = \frac{\lambda}{\rho c_p} \Delta(T) + \frac{Q}{\rho c}$$

где $-\rho \overline{u'^2}$, $-\rho \overline{v'^2}$, $-\rho \overline{w'^2}$ — нормальные напряжения, Па;

$-\rho \overline{u'v'}$, $-\rho \overline{u'w'}$, $-\rho \overline{v'w'}$ — напряжения Рейнольдса (касательные напряжения), Па; t — время, с; ρ — плотность газа, кг/м³; ν — кинематическая вязкость, м²/с; T — температура, °С; Q — удельные объемные потери, Вт/м³.

Принципиальный вид расчетной модели ротора для исследуемых турбогенераторов представлен на рисунке 5 и включает: газ подпазового и радиальных каналов; обмотку, состоящей из проводников; корпусную изоляцию обмотки и магнитопровод. Для каждого типа генератора происходила актуализация геометрических и физических параметров.

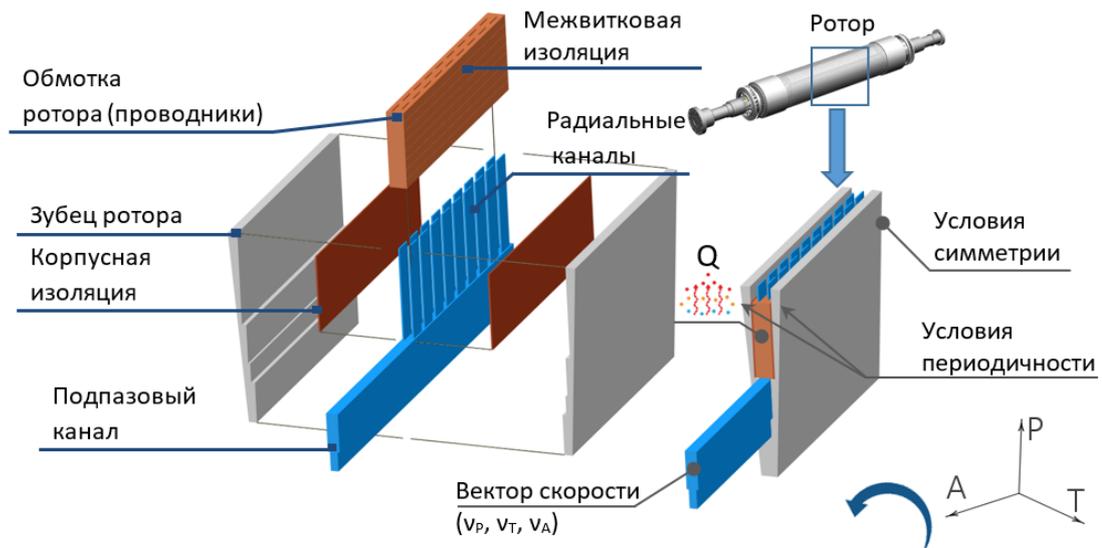


Рисунок 5 — Расчетная модель (часть) и граничные условия

Вращение задавалось методом вращающихся координат. Сеточная модель была построена таким образом, чтобы y^+ находилось в интервале от 1 до 5 в охлаждающих каналах.

В качестве граничных условий, допущений и источников потерь были заданы:

- на поверхности входа в расчетную область задана аксиальная составляющая скорости, которая рассчитывалась через расход, а температура охлаждающего газа была установлена 40 °С;
- расход рассчитывался отдельно на этапе моделирования газодинамической постановки задачи;
- на выходе из соединительной области задано условие выравнивания давления газа с окружающим газом;

- условия периодичности задаются на границе зазора между статором и ротором, и областью зубьев;
- условия симметрии (тепловой поток равен нулю) задаются в осевом направлении на поверхностях посередине длины ротора (смотреть рисунок 5);
- в области, близлежащей к торцам ротора, установлено нулевое граничное условие второго рода (тепловой поток равен нулю);
- в качестве источников тепловыделения в обмотке ротора заданы объемные плотности тепловых потоков Q в каждом проводнике, рассчитанные для номинального режима нагрузки;
- начальная температура для газа и всех твердых тел принята 40°C ;
- тепловое излучение отсутствует в исследуемом объекте.

В алгоритме использовалась детализация $\sim 3 \cdot 10^6$ элементов, для сходимости потребовалось 1300 итераций.

Сопоставление результатов численного моделирования с результатами испытаний на нагревание было выполнено на примере турбогенераторов водородного и воздушного охлаждения (Таблица 1).

Таблица 1 — Сопоставление результатов расчета с испытаниями на нагревание для номинального тока ротора.

Турбогенератор мощностью, МВт	Электростанция, ст. №	Превышение температуры обмотки ротора над входящим газом, $^{\circ}\text{C}$			
		Опыт	Расчет, среднее значение		$ \Delta $, %
			пазовая часть	всей обмотки*	
160 трапецеидальный паз	Калининградская ТЭЦ, ст.№11	41,0	44,1	43,0	5,1
	Калининградская ТЭЦ, ст.№12	37,0			
	Северо-Западная ТЭЦ	44,5			
	среднее	40,8			
160 прямоугольный паз	Новгородская ТЭЦ, ст. № 4	39,6	40,9	39,8	3,5
	Уренгойская ГРЭС, ст.№1	37,0			
	Челябинская ТЭЦ-3, ст.№3	47,0			
	среднее	41,2			
320 прямоугольный паз	Каширская ГРЭС, ст.№3	57,0	52,9	55,2	3,3
500 трапецеидальный паз	Нововоронежская АЭС, ст.№5	32,0	36,0	33,4	4,2

*учет лобовой зоны обмотки ротора с аксиальными каналами

$|\Delta|$ сравнение расчета всей обмотки с опытом

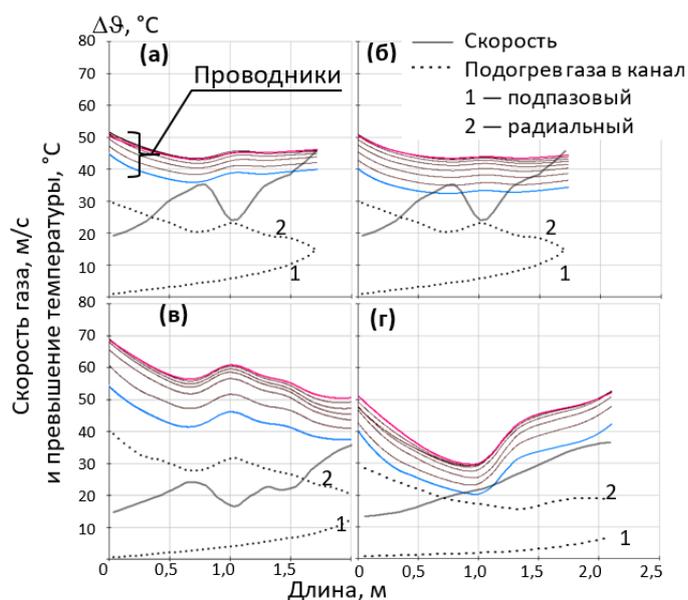


Рисунок 6 — Распределение превышения температуры проводников обмотки ротора над температурой входящего газа вдоль длины ротора для турбогенератора мощностью: а) 160 МВт (трапецидальный паз), б) 160 МВт (прямоугольный паз), в) 320 МВт, г) 500 МВт.

Основные особенности профиля подпазовых каналов исследуемых турбогенераторов: для турбогенератора 160 МВт геометрия ступенчатого профиля содержит два перехода по длине ротора; для турбогенератора 320 МВт геометрия ступенчатого профиля содержит три перехода по длине ротора; для турбогенератора 500 МВт профиль подпазового канала имеет постоянное сечение вдоль длины ротора. На рисунке 6 показаны расчетные распределения превышений температуры и скорости газа отдельных проводников пазовой части обмотки вдоль длины ротора. Здесь же показаны расчетные кривые нарастания подогрева газа вдоль подпазового канала, а также скорости газа в радиальных каналах.

Численное исследование теплового состояния пазовой части ротора с газовым

охлаждением хорошо согласуется с результатами натурных испытаний турбогенераторов с воздушным и водородным охлаждением различной мощности на электростанциях. Распределение температуры в пазовой части обмотки ротора турбогенератора с воздушным охлаждением обладает существенно большей равномерностью при переменном сечении подпазового канала по сравнению с постоянным сечением.

Показано, что для турбогенератора мощностью 320 МВт выравнивание скоростей радиальных каналов не дает равномерного распределения температуры, так как подогрев воздуха в подпазовом канале порождает новую неравномерность температуры, в противоположном направлении (Таблица 2). При этом температура нарастает от торца бочки к ее середине.

Таблица 2 — Сопоставление результатов расчета турбогенератора мощностью 320 МВт для номинального тока ротора при разном профиле подпазового канала.

Профиль подпазового канала	Отношение скорости		Отношение температуры		Температура, °C		
	v_{\max}/v_{\min}	$v_{\max}/v_{\text{ср}}$	$\vartheta_{\max}/\vartheta_{\min}$	$\vartheta_{\max}/\vartheta_{\text{ср}}$	ϑ_{\max}	ϑ_{\min}	$\vartheta_{\text{ср}}$
постоянный	3,75	1,65	1,63	1,28	121,0	74,1	94,9
ступенчатый (на электростанции)	2,85	1,65	1,41	1,17	109,1	77,0	92,9
плавно сужающийся до $6\% \cdot S_{\text{вх.пк}}$ (6 мм)	1,74	1,36	1,33	1,12	106,1	80,0	94,4
плавно сужающийся до $17\% \cdot S_{\text{вх.пк}}$ (17 мм)	2,35	1,84	1,22	1,07	100,7	82,4	93,7

$S_{\text{вх.пк}}$ — площадь входного сечения подпазового канала

() в скобках указана высота подпазового канала посередине ротора, мм

При компенсации подогрева воздуха, посредством создания искусственной неравномерности распределения воздуха в радиальных каналах, возможно снизить максимальное значение температуры обмотки ротора до 100°C . Для достижения этого результата необходимо использовать сужение подпазового канала до 17% от его входного сечения (рисунок 7).

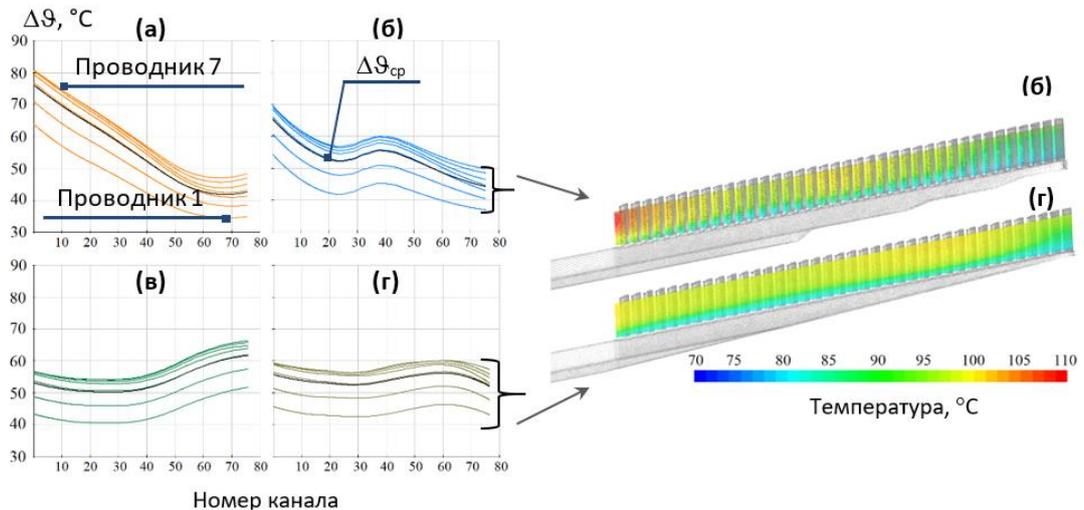


Рисунок 7 — Распределение превышения температуры проводников обмотки ротора над температурой входящего воздуха вдоль длины ротора в зависимости от профиля подпазового канала: а) постоянный, б) ступенчатый (на электростанции), в) плавно сужающийся до 6% входного сечения, г) плавно сужающийся до 17% входного сечения. $\Delta\theta_{\text{ср}}$ — средняя температура обмотки ротора вдоль его длины.

Показано, что при детальном изучении условий течения газа в системе охлаждения и теплообмена выявлены важные физические эффекты, которые дают возможность уточнить тепловые характеристики конструкции и предложить способы по выравниванию температурного поля ротора.

В четвертой главе отражены исследования, направленные на изучение влияния основных геометрических параметров подпазового и радиальных каналов на распределение скорости газа и температуры обмотки ротора вдоль его длины турбогенератора с воздушным охлаждением мощностью порядка 350 МВт (двухполюсный) и турбогенератора с водородно-водяным охлаждением порядка 1200 МВт (четырёхполюсный). Оценена эффективность теплообмена численными методами посредством решения задачи сопряженной теплопередачи.

Рассмотрены предельные размеры паза ротора, которые были ограничены механическими и электромагнитными нагрузками турбогенератора максимальной мощности. Геометрические параметры охлаждающих каналов варьировались. Часть аксиально-радиальной схемы (длина данной схемы составляет около 350 мм для турбогенератора воздушного охлаждения и 550 мм — для турбогенератора с водородно-водяным охлаждением) до охлаждения радиальной части в исследованиях не рассматривается, поскольку функционирует самостоятельно и практически

не оказывает влияния на начальную температуру граничной стенки обмотки ротора в радиальной схеме.

Влияние формы паза, а именно, трапецеидального и эквивалентного прямоугольного сечений исследовано на примере ротора турбогенератора с воздушного охлаждения с постоянным подпазовым каналом (высота 75 мм) и однорядном расположении радиальных каналов. Результаты расчета показывают, что разница температур между верхним и нижним проводниками для трапецеидального паза по сравнению с эквивалентным прямоугольным пазом практически в два раза ниже. И связано с тем, что в трапецеидальном пазе объемный тепловой поток в нижнем проводнике примерно вдвое больше, чем в верхнем. Тепловая нагрузка и пропорциональный ей конвективный перепад в 1,4 раза выше. Возникновение существенного перепада температуры между проводниками при работе генератора может происходить дополнительно их смещение, которое может привести к разрушению изоляции, например, при перепаде температуры нижнего – верхнего проводников 20 °С относительное смещение проводников друг относительно друга составит 0,3 мм на каждый метр активной длины ротора.

Для турбогенераторов с воздушным охлаждением показано, что увеличение расхода воздуха ($\approx 11\%$) происходит за счет изменения высоты подпазового канала с 75 мм до 90 мм. В результате уменьшается максимальное и среднее превышение температуры обмотки ротора. При переходе к двухрядному расположению каналов снижение температуры обмотки ротора происходит за счет увеличения поверхности теплообмена в радиальном канале и общего расхода воздуха. Такая картина сохраняется несмотря на то, что объемный тепловой поток в обмотке ротора увеличивается из-за уменьшения объема меди и снижении скорости в радиальных каналах. В результате максимальное превышение температуры составит $\approx 90\%$ от конфигураций с однорядным расположением каналов при высоте подпазового канала 90 мм.

Для турбогенераторов с водородным охлаждением показано, что при однорядном исполнении радиальных каналов сужение дает положительный эффект начиная с 0,5 метра (с 5 канала) и практически, не оказывает влияния на распределение температуры обмотки ротора на участке первых радиальных каналов. При двухрядном исполнении радиальных каналов сужение оказывает значительный эффект. При этом для количества радиальных каналов (двухрядное расположение) 30 и 40, выравнивание скорости в радиальных каналах является первоочередным для создания выравненного температурного поля ротора вдоль его длины. В нашем случае сужение до 11 мм (12% от высоты подпазового канала на входе).

Заметим, что дальнейшее увеличение числа радиальных каналов больше 40 (до середины ротора) при их двухрядном расположении не приводит к уменьшению температуры проводников и вызвано тем, что с увеличением числа каналов, возрастанию поверхности охлаждения (снижение температуры)

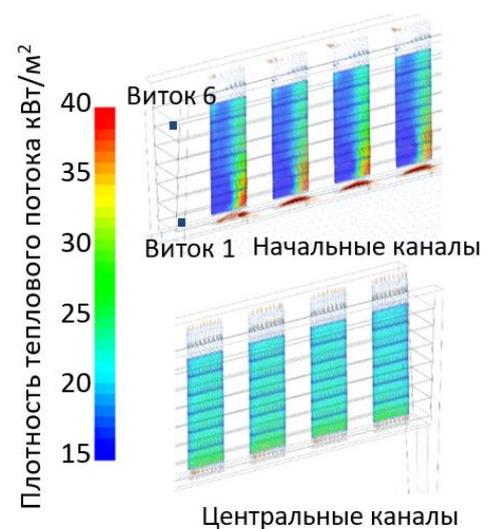


Рисунок 8 — Распределение теплового потока в зависимости от расположения охлаждающих каналов ротора для турбогенератора воздушного охлаждения.

противостоит снижению скорости газа в каналах, что приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи (повышение температуры). Другую пару встречно действующих факторов для того же случая увеличения числа каналов составляют небольшое увеличение потерь в обмотке за счет уменьшения сечения меди и слабое возрастание расхода газа вследствие уменьшения гидравлического сопротивления ответвлений.

Показан физический эффект неодинаковой интенсивности конвективного теплообмена в радиальных каналах, по-разному удаленных от входа в подпазовый канал, и проиллюстрирован на примере выполненных численных решений применительно к турбогенераторам воздушного и водородного охлаждения (рисунки 8, 9). Предельные различия присущи условиям течения газа для пары каналов — ближайшего и наиболее удаленного от входа в подпазовый канал. В первый поступает струя газа, которая вырвалась из мощного потока в питающем канале, вследствие чего в ответвлении возникают сильные вторичные течения. В удаленный радиальный канал газ попадает из потока, движущегося крайне медленно, и вихреобразование здесь не так активно. По этой причине в первом радиальном канале происходит более интенсивный процесс деформации пограничного слоя, чем в удаленном. За счет этого коэффициент теплоотдачи (прежде всего – локальный, вблизи входа, но также и средний по каналу) в ближайшем к началу канала должен быть выше, чем в удаленном.

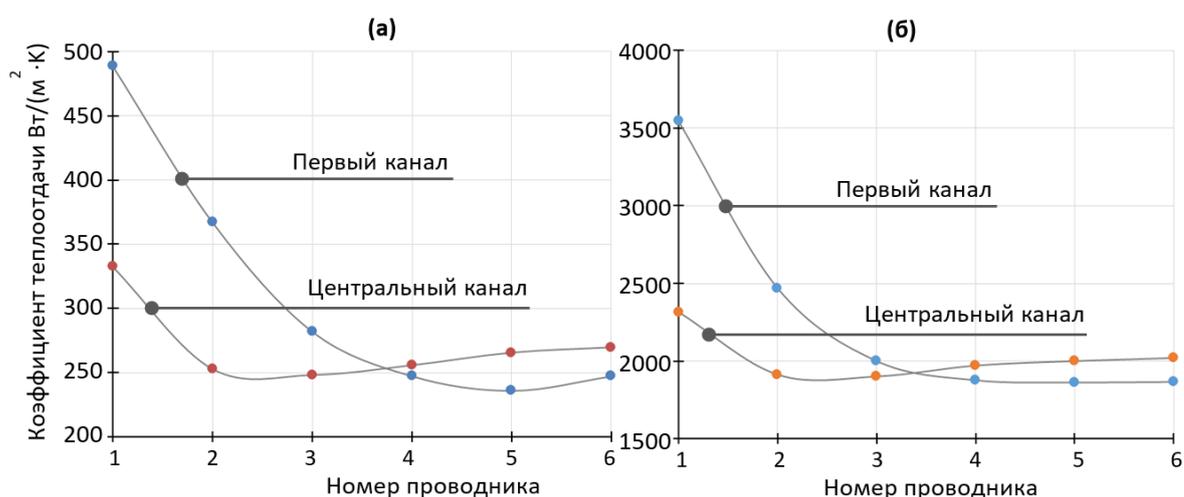


Рисунок 9 — Распределение коэффициента теплоотдачи в зависимости от расположения охлаждающих каналов ротора для турбогенераторов: а) воздушного охлаждения свыше 300 МВт, б) водородного охлаждения свыше 1200 МВт.

По результатам выполненных исследований выявлены перспективные конструкции с плавно уменьшающимся по сечению подпазовым каналом и двурядным исполнением радиальных каналов (60 каналов до середины ротора), причем рассмотренные градации профиля подпазового канала характеризуются конечной (посередине ротора) высотой подпазового канала в интервале от 11 до 55 мм. На рисунке 10 представлен эффект выравнивания температуры обмотки ротора в зависимости от сужения подпазового канала. Как видим, встречное воздействие подогрева газа в подпазовом канале, усиливается фактором неравномерной теплоотдачи в радиальных каналах, по отношению к основному фактору – неравномерности скоростей – при воздушном охлаждении проявляется сильнее, чем при водородном. Отсюда следует, что учет фактора нарастания температуры воздуха по длине подпазового канала при проектировании систем с воздушным охлаждением может играть

значимую роль в отношении оценки неравномерности нагрева обмотки ротора. Более того, можно говорить о некотором рациональном уровне неравномерности скоростей газа (отношение максимальной скорости к минимальной от 2,0 до 2,5), которому соответствует минимальная неравномерность нагрева пазовой части обмотки ротора.

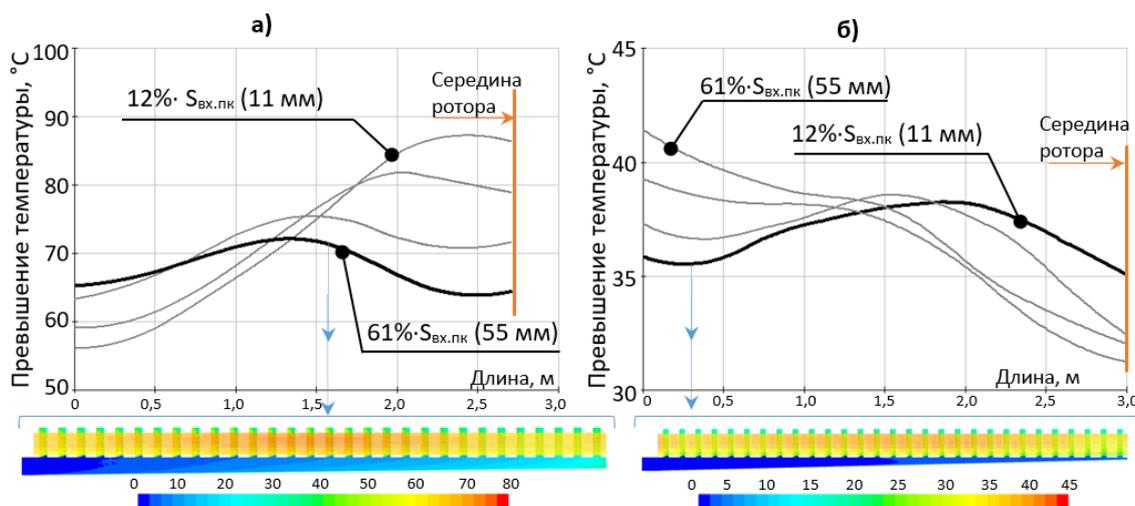


Рисунок 10 — Распределение превышения температуры обмотки ротора проводника с максимальной температурой над температурой холодного (входящего) газа вдоль длины ротора с различными профилями подпазового канала в конфигурациях для турбогенератора: а) воздушного охлаждения свыше 300 МВт, б) водородного охлаждения свыше 1200 МВт.

В турбогенераторах с водородным охлаждением из-за значительно меньшего подогрева газа в подпазовом канале **выравнивание температуры обмотки ротора требует более равномерного, чем при воздушном охлаждении, распределения скоростей газа в радиальных каналах** (отношение максимальной скорости к минимальной от 1,2 до 1,5), что практически осуществимо лишь в конструкции с равномерным снижением поперечного сечения подпазового канала.

Исследования также показали, что за счет сглаживания подпазового канала происходит смещение экстремума максимальной температуры по длине ротора. Это свойство является важным знанием для проектировщика, поскольку оно показывает чувствительность системы и показывает расположение локального максимума температуры.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе рассмотрены способы исследования эффективности газового охлаждения ротора турбогенератора с самовентиляцией из подпазового канала посредством решения аэродинамических и сопряженных задач теплопередачи численными методами.

На основании выполненных исследований получены следующие основные результаты:

1. Математическое моделирование процессов течения газа и формирования температурного поля в обмотке ротора турбогенератора с самовентиляцией из подпазовых каналов существенно пополняет знание внутренних свойств конструкции, что, с одной стороны, расширяет возможности её совершенствования, а с другой позволяет избежать при проектировании избыточного термического резерва.

2. Установлено, что общий расход газа практически пропорционален площади поперечного сечения питающего канала, чем подтверждено решающее влияние этой площади на производительность системы.
3. Показано, что характерная для данной вентиляционной системы неравномерность распределения скоростей газа в радиальных каналах по длине ротора подлежит значимому смягчению за счет равномерного уменьшения высоты подпазового канала в направлении движения газа.
4. Доказано, что влияние неравномерности скоростей газа в радиальных каналах на распределение температуры по длине пазовой части обмотки ротора сглаживается встречным воздействием подогрева газа в подпазовом канале и интенсификации вынужденной конвекции в ближайших к началу системы радиальных каналах. Эти эффекты играют особенно благоприятную роль при воздушном охлаждении; с их учетом, в частности, установлено, что наилучшие термические свойства (т.е. наименьшее отличие максимальной температуры обмотки от средней) присущи конструкции, в которой сохраняется умеренная неравномерность скоростей, когда отношение максимальной скорости к минимальной находится в пределах от 2,0 до 2,5.
5. Разность температуры верхних и нижних проводников обмотки в пазу ротора, обусловленная подогревом газа в радиальных каналах, повсеместно сглаживается благодаря начальному возмущению газового потока и соответствующему усилению теплоотдачи с поверхности нижних проводников. Этот эффект особенно ощутим в каналах на начальном участке системы, что способствует значительному снижению разности температур в наиболее нагретой зоне обмотки вблизи от торца ротора.
6. Показано, что применение системы самовентиляции ротора из подпазовых каналов для турбогенераторов наибольшей мощности (двухполюсных свыше 300 МВт при воздушном охлаждении и четырехполюсных свыше 1200 МВт при водородно-водяном охлаждении) дает возможность получить благоприятные показатели теплового состояния обмотки ротора, а именно, отношение максимального превышения температуры пазовой части обмотки к среднему в пределах 1,15-1,20 (предполагается, что в таких машинах применяются трапецеидальные пазы в роторе).

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

- [1] Korovkin N. V. Rotor Air-Cooling Efficiency of Powerful Turbogenerator / Nikolay V. Korovkin, D. Verkhovtsev, and S. Gulay // *IEEE Trans. on Energy Conversion*, vol. 36, Issue 3, pp. 1983–1990, Sept. 2021. DOI: 10.1109/TEC.2020.3045063 (SCOPUS)
- [2] Верховцев Д. А. О тепловом состоянии обмотки ротора турбогенератора с самовентиляцией из подпазового канала/ Д.А. Верховцев, Э.И. Гуревич, Н.В. Коровкин // *Электрические станции*, 2021. DOI: 10.34831/EP.2021.1078.5.006 (BAK)
- [3] Korovkin N. V. Rotor cooling efficiency of a powerful air-cooled turbogenerator. Scientific research of the SCO countries synergy and integration /Nikolay V. Korovkin, Dmitry Verkhovtsev, Stanislav Gulay // Beijing, China 2020,. DOI 10.34660/INF.2020.11.82.005.

- [4] Verkhovtsev D. Numerical simulation of the rotor winding temperature field with self-ventilation from the sub-slot duct/ D. Verkhovtsev and S. Gulay// 2019 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 643 012021. //DOI: 10.1088/1757-899X/643/1/012021 (SCOPUS)
- [5] Korovkin N. V. Analysis of the Temperature Non-Uniformity of the Rotor Winding of a Powerful Air-Cooled Turbogenerator/Nikolay V. Korovkin; Dmitry Verkhovtsev; Stanislav Gulay; Maksim Maiantcev; Andrei Liamin// 2021 3rd International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering (REEPE), IEEE, 11-13 March 2021. DOI: 10.1109/REEPE51337.2021.9388064 (SCOPUS)