

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

На правах рукописи

Антонюк Олег Викторович



РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ МОЩНЫХ
ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ГАЗОВЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Специальность 05.09.01 – Электромеханика и электрические аппараты

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук Гуревич Э.И.

Санкт-Петербург – 2016 г.

Оглавление

Введение	7
Глава 1. Современное состояние и перспективы развития конструкций мощных турбогенераторов с газовым охлаждением.....	13
1.1. Промышленно-экономический аспект проблемы и среднесрочная перспектива конструкций мощных турбогенераторов с газовым охлаждением в мировом объеме производства турбогенераторов.....	13
1.2. Технические решения лидеров рынка по конструкциям турбогенераторов с газовым охлаждением и «узкие места» в существующих конструкциях.....	17
Выводы по главе 1.....	27
Глава 2. Задача повышения эффективности косвенного газового охлаждения статора крупного турбогенератора.....	29
2.1. Температурная чувствительность обмотки статора к параметрам системы косвенного охлаждения.....	29
2.1.1. Принцип передачи тепла и составляющие превышения температуры при косвенном охлаждении обмотки.....	29
2.1.2. Управление частичными температурными перепадами и пути повышения допустимых тепловых нагрузок при проектировании статора.....	30
2.2. Снижение температуры обмотки статора за счет уменьшения перепада температуры по толщине корпусной изоляции.....	33
2.3. Свойства многопоточной автономизированной системы воздушного охлаждения статора с U-образными каналами.....	38
2.3.1. Аэродинамическое сопротивление и теплоотдача в каналах.....	38
2.3.2. Уравнительный тепловой поток как фактор, ограничивающий эффективность системы с U-образными каналами.....	40
2.4. Повышение эффективности воздушного охлаждения статора за счет применения радиально-аксиальной системы вентиляции со	

щелеобразными каналами в зубцах статора.....	42
2.4.1. Принципиальная схема движения воздуха и теплопередачи в зубцовой зоне статора при радиально-аксиальной системе вентиляции.....	42
2.4.2. Экспериментальное исследование характеристик радиально- аксиальной системы воздушного охлаждения статора на полномасштабной модели.....	42
2.4.3. Реализации системы охлаждения в турбогенераторах и ее перспектива.....	46
2.5. Количественное сопоставление эффективности систем воздушного охлаждения с U-образными, щелевыми и подпазовыми каналами.....	47
2.5.1. Сравнительные полевые гидродинамические и тепловые расчеты.....	47
2.5.2. Экспресс-оценки максимальных температур зубцовой зоны статора при воздушном охлаждении.....	56
2.6. Ожидаемая эффективность и специфические ограничения использования аксиальных щелеобразных каналов при водородном охлаждении.....	61
2.7. Экспериментальное исследование коэффициентов теплоотдачи в щелеобразных вентиляционных каналах в среде водорода.....	62
Выводы по главе 2.....	71
Глава 3. Условия эффективного функционирования систем самовентиляции ротора из подпазового канала в крупных турбогенераторах с воздушным и водородным охлаждением.....	73
3.1. Самовентиляция пазовой части обмотки ротора из подпазового канала при воздушном и водородном охлаждении.....	73
3.2. Сопоставление эффективности водородного охлаждения при самовентиляции ротора из зазора и из подпазового канала.....	80
3.2.1. Сравнение по собственным характеристикам системы	

охлаждения.....	80
3.2.2. Учет начального подогрева газа перед входом в каналы.....	87
3.3. Особенности конструкции подбандажной зоны и вентиляции лобовых частей обмотки ротора.....	88
3.4. Исследование распределения потоков воздуха по подпазовым каналам в зависимости от геометрии подбандажной зоны ротора и разработка конструктивных мер по предотвращению аномального снижения локальных расходов воздуха.....	91
3.5. Определение коэффициентов теплоотдачи в вентиляционных каналах ротора по результатам натурных тепловых испытаний турбогенераторов с непосредственным воздушным и водородным охлаждением.....	107
3.5.1. Ротор с воздушным охлаждением (по результатам тепловых испытаний турбогенератора мощностью 320 МВт Каширской ГРЭС).....	107
3.5.2. Ротор с водородным охлаждением (по результатам тепловых испытаний турбогенератора ТВН-500-4 Нововоронежской АЭС)	109
Выводы по главе 3.....	110
Глава 4. Некоторые вопросы проектирования турбогенератора предельной мощности с полным водородным охлаждением (на примере проекта турбогенератора мощностью 660 МВт).....	112
4.1. Принцип сквозного резервирования конструктивных мероприятий по снижению рабочей температуры обмотки статора с косвенным водородным охлаждением турбогенератора наибольшей мощности.....	112
4.1.1. Постановка задачи.....	112
4.1.2. Примеры создания турбогенераторов с водородным охлаждением наибольшей мощности.....	114
4.1.3. Концепция серии турбогенераторов с водородным охлаждением.....	116
4.2. Сравнительный анализ теплового состояния пазовой зоны статора при	

различном числе параллельных ветвей статорной обмотки.....	121
4.2.1. Электромагнитные расчеты турбогенератора в вариантах обмотки статора с 3-мя и 4-мя параллельными ветвями.....	121
4.2.2. Расчеты температурных полей в активной зоне статора турбогенератора в вариантах с 3-мя и 4-мя параллельными ветвями обмотки статора.....	124
4.2.3. Анализ распределения температуры в обмотке и зубцах статора.....	133
4.2.4. Анализ характерных превышений температуры и температурных перепадов в пазовой зоне статора.....	135
4.3. Практическая совместимость различных схем вентиляции статора и ротора.....	137
4.4. Интенсификация газоснабжения статора за счет увеличения пропускной способности ротора.....	141
4.5. Дополнительные соображения к выбору рационального числа параллельных ветвей обмотки статора.....	143
4.6. Тепловое состояние обмотки ротора.....	151
Выводы по главе 4.....	152
Глава 5. Разработка вариантов новых конструкций турбогенератора предельной мощности с воздушным охлаждением.....	154
5.1. Система внутреннего охлаждения обмотки статора сжатым воздухом.....	154
5.1.1. Постановка вопроса.....	154
5.1.2. Распределение давления сжатого воздуха в канале.....	156
5.2. Пример теплового и гидравлического расчета обмотки статора турбогенератора мощностью 500 МВт.....	158
5.2.1. Оценка теплопритока через корпусную изоляцию при различных внешних схемах вентиляции статора.....	158
5.2.2. Скорости и перепад давления в стержне обмотки статора.....	160

5.2.3. Мощность, затрачиваемая на внутреннее охлаждение обмотки статора сжатым воздухом.....	161
5.3. О допустимой мощности турбогенератора в случае отключения системы принудительного охлаждения обмотки статора.....	165
5.4. Усиление вентиляции ротора в условиях снижения тепловой нагрузки в главном контуре вентиляции генератора.....	166
5.5. Практическая компоновка внешней схемы питания охлаждающего контура обмотки статора сжатым воздухом.....	168
5.6. Общая оценка эффективности системы охлаждения применительно к турбогенератору мощностью 500 МВт.....	170
Выводы по главе 5.....	175
Заключение.....	177
Список литературы.....	179

Введение

За последние годы в стратегии мирового турбогенераторостроения наметились серьезные изменения. Соображения надежной эксплуатации генерирующего оборудования на электростанциях побуждают производителей электроэнергетических машин вновь, но уже на новом уровне инженерных решений, обратиться к концепции полного газового охлаждения турбогенераторов большой мощности [9, 10, 82, 84]. Полное воздушное или водородное охлаждение предполагает на современном этапе, как правило, косвенный способ отвода тепла от обмотки статора и непосредственный – от обмотки ротора. Во множестве таких конструкций, реализуемых в мировой практике при использовании современных электротехнических материалов, достигаются достаточно высокие технико-экономические показатели [83, 85, 86].

Именно такие показатели, наряду с характеристиками надежности, дают основание для выбора газовой среды применительно к тому или иному отрезку мощностного ряда турбогенераторов. При проектировании турбогенераторов с воздушным охлаждением приходится учитывать неблагоприятное сочетание низкой теплоотводящей способности и высокой плотности воздуха, т.е. слабой интенсивности охлаждения и значительных вентиляционных потерь [66, 68]. Однако, воздух атмосферного давления настолько привычен и удобен в качестве внутренней газовой среды в машине, что при выборе его идут на увеличение материалоемкости и габаритов машины. Водород как хладагент значительно эффективней воздуха, что дает возможность достигнуть более высокой единичной мощности, но его применение связано с определенным усложнением конструкции и затратами на вспомогательную систему газоподготовки.

Приведенные соображения показывают *актуальность* настоящей работы, направленной на совершенствование и достаточно строгое обоснование конструкций турбогенераторов большой мощности с полным газовым охлаждением. Исключение из конструкции мощного турбогенератора системы непосредственного водяного охлаждения обмотки статора позволяет повысить

надежность турбогенератора, но при этом требуется решение ряда проблем, связанных с неизбежным снижением интенсивности отвода тепла из статора. В этих условиях отыскание новых технических решений, направленных на частичную компенсацию указанного недостатка, является самостоятельной научно-инженерной задачей и требует выполнения оптимизации конструкции еще на стадии проектирования с высокой степенью достоверности.

Отсюда следуют *цель и задачи* данной диссертационной работы.

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 конкретных *задач*:

1) разработка и обоснование единой для воздуха и водорода принципиальной схемы косвенного газового охлаждения обмотки статора турбогенераторов с использованием аксиальных щелевых каналов в зубцах статора;

2) создание высокоэффективной системы вентиляции турбогенераторов с воздушным охлаждением мощностью до 400 МВт при отдельном газоснабжении охлаждающих контуров статора и ротора;

3) создание высокоэффективной системы вентиляции турбогенератора мощностью до 700 МВт с водородным охлаждением при снабжении статора газом из зазора генератора;

4) опытное изучение интенсивности отвода тепла с помощью аксиальных щелевых каналов в зубцах статора при водородном охлаждении;

5) сравнительное исследование технических параметров турбогенератора наибольшей мощности с водородным охлаждением, включая его тепловое состояние, при различных вариантах электрической схемы обмотки статора с увеличенным числом параллельных ветвей;

б) определение условий максимальной производительности и равномерного газоснабжения системы самовентиляции обмотки возбуждения из подпазового канала в зависимости от конструктивных параметров в подбандажной зоне ротора мощных турбогенераторов с воздушным и водородным охлаждением;

7) разработка концепции повышения предельной мощности турбогенератора при воздушном охлаждении за счет внутреннего охлаждения обмотки статора сжатым воздухом.

В приведенном перечне можно выделить два вида задач: создание новых конструкций и количественное подтверждение их работоспособности и эффективности. Для обоснования разработанных конструкций в диссертации применен *современный аппарат научного исследования*, в состав которого входят методы *расчетно-теоретической* проработки конструкций и *экспериментальные* методы. В свою очередь, в число методов расчетно-теоретической проработки вошли как традиционные проектные расчеты (электромагнитные и тепловые) по заводским методикам, так и современные методы математического моделирования аэродинамических и температурных полей, реализованные в программных пакетах ANSYS и ELCUT. Для повышения достоверности расчетов в работе представлен экспериментальный материал, содержащий результаты как полномасштабного физического моделирования, так и натурных испытаний и детальных тепловых исследований действующих турбогенераторов на стенде завода и на местах эксплуатации,

Научная новизна работы заключается в следующем.

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

2) Впервые в практике электромашиностроения изучен средствами математического и физического моделирования механизм течения охлаждающего газа и теплопередачи в радиально-аксиальной системе газового охлаждения пазовой зоны статора турбогенератора, при этом коэффициенты теплоотдачи в

аксиальных щелевых каналах статора измерены в комплексном лабораторно-натурном эксперименте в атмосфере воздуха и водорода.

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 выполнено расчетное исследование влияния геометрии подбандажной зоны ротора на распределение потоков газа в тангенциальном направлении 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 статора турбогенератора с воздушным охлаждением, обеспечивающая повышение номинальной мощности на 20-25% за счет применения внутреннего охлаждения 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) изготовлены и успешно эксплуатируются на электростанциях четыре турбогенератора мощностью по 225 МВт, в которых применена автономизированная радиально-аксиальная система воздушного охлаждения со щелевыми каналами в зубцах статора; подобная система воздушного охлаждения 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; данное техническое решение использовано также при реконструкции ротора с воздушным охлаждением в турбогенераторе мощностью 320 МВт - наибольшей достигнутой мощности для указанного конструктивного типа.

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

На защиту выносятся следующие основные положения:

1) определение эффективности новой радиально-аксиальной системы косвенного газового охлаждения обмотки статора турбогенераторов с использованием аксиальных щелевых каналов в зубцах статора применительно к условиям воздушного и водородного охлаждения;

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 по признакам максимальной 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.

Личный вклад автора состоит в определении целей, постановке задач и выборе методов их решения, проведении расчетов и экспериментальных

исследований; обработке, обобщении и анализе полученных результатов. Все результаты, представленные в работе, выполнены лично автором или при его непосредственном участии. Автор благодарит за помощь в проведении расчетов и исследований сотрудников отдела проектирования турбогенераторов, отдела исследований и испытаний электрических машин и центральной заводской лаборатории завода «Электросила» ОАО «Силовые машины» (г. Санкт-Петербург).

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 26 печатных работ, 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 187 страниц состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы (98 наименований). Работа содержит 83 рисунка, 18 таблиц.

Глава 1. Современное состояние и перспективы развития конструкций мощных турбогенераторов с газовым охлаждением

1.1. Промышленно-экономический аспект проблемы и среднесрочная перспектива конструкций мощных турбогенераторов с газовым охлаждением в мировом объеме производства турбогенераторов

Тенденция наращивания единичной мощности энергоблоков на электростанциях присуща электроэнергетике на протяжении всей истории ее развития. Решающую роль в реализации этой тенденции применительно к турбогенераторостроению сыграло в свое время внедрение непосредственного охлаждения обмоток, в частности, освоение водяного охлаждения обмотки статора, а позднее также и полного водяного охлаждения активной зоны турбогенераторов [50, 66, 68, 71].

Выдающийся вклад в теорию и практику создания турбогенераторов сделан в свое время А.Е. Алексеевым, Н.П. Ивановым, Е.Г. Комаром, М.П. Костенко, Р.А. Лютером и Г.М. Хуторецким [5, 45, 46]. Совершенствованию конструкций высокоиспользованных турбогенераторов и их систем охлаждения посвящены многочисленные работы В.Ю. Авруха, В.П. Анемподистова, И.З. Богуславского, А.И. Борисенко, Э.И. Гуревича, В.Г. Данько, Л.А. Дугинова, Д.И. Заславского, И.А. Кади-Оглы, Т.Н. Карташовой, А.И. Москвитина, В.В. Попова, И.М. Постникова, Г.Г. Счастливого, И.Ф. Филиппова, А.И. Яковлева, и др. [2,20, 25,34,37,70].

Значение соответствующих технических решений в деле многократного повышения установленной мощности на тепловых и атомных электростанциях трудно переоценить, однако, с усложнением конструкций, неизбежным при водяном охлаждении, возникли специфические проблемы в части эксплуатационной надежности генераторов. Тем не менее, примерно до 80-х годов прошлого столетия происходило планомерное вытеснение машин предшествующего класса конструкций (с косвенным охлаждением обмоток)

более мощными, компактными и экономичными машинами с водородно-водяным охлаждением [21, 22, 27, 41, 48, 76,].

На новом историческом этапе требования эксплуатации к надежности, а также, простоте и стоимости обслуживания с учетом прогресса в производстве генерирующего оборудования начинают диктовать новое направление развития турбогенераторостроения, которое не исключает применения самых мощных машин с водородно-водяным охлаждением, но сдвигает вправо границы рационального их использования [73,88]. Иначе говоря, в стратегии комплектации электрической части силового энергооборудования крупных электростанций появляется встречная тенденция – замены (или реконструкции) турбогенераторов, имеющих водяное охлаждение обмотки статора, на машины аналогичной или большей мощности с косвенным газовым охлаждением этой обмотки [74, 75, 83, 86]. Эта тенденция может быть проиллюстрирована имеющимся среднесрочным прогнозом предстоящего мирового спроса на турбогенераторы (рис. 1.1).

Динамика мировой установленной мощности турбогенераторов с 2010 по 2020 гг., ГВт (% от установленной мощности)

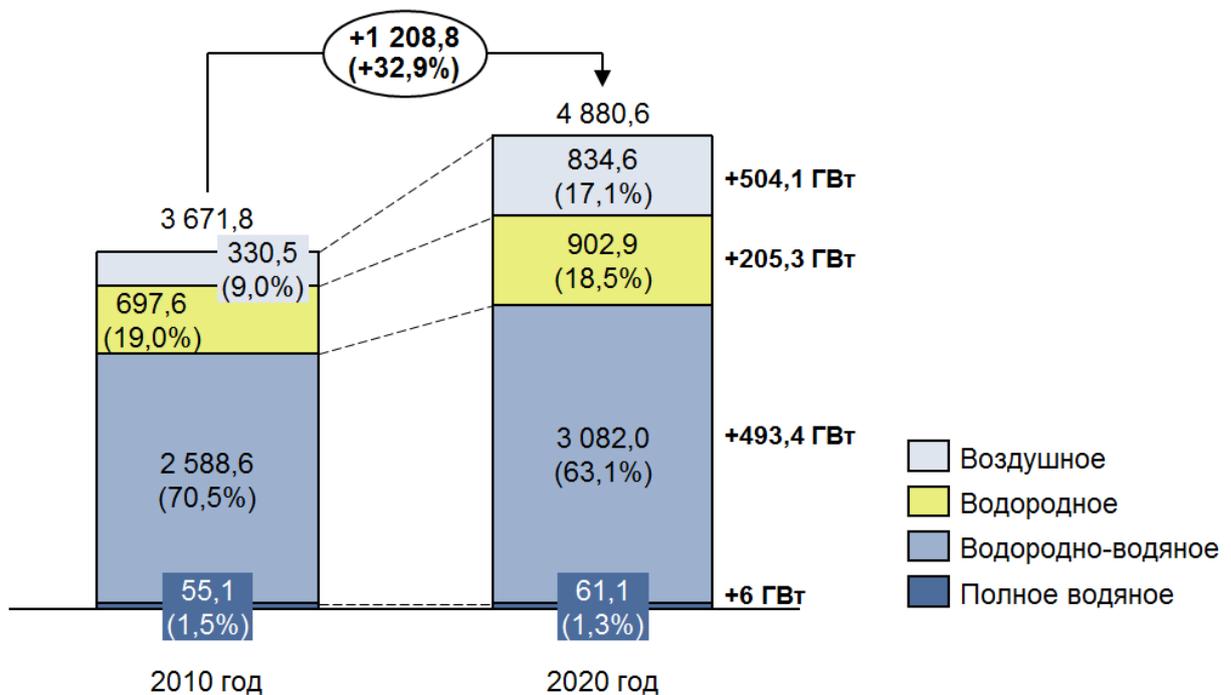


Рис. 1.1. Прогноз динамики установленной мощности турбогенераторов с 2010 по 2020 год

Как видно из рисунка, прогнозируемый относительный прирост суммарной мощности турбогенераторов с воздушным и водородным охлаждением в общем объеме поставки турбогенераторов к 2020 году намного выше, чем для водородно-водяных машин. Это объясняется тем, что серийно выпускаемые турбогенераторы с воздушным охлаждением достигли мощности 320 МВт, а максимальная мощность таких турбогенераторов составила 425 МВт. Для турбогенераторов с водородным охлаждением эти показатели имеют значения 500 и 600 МВт соответственно. На долю турбогенераторов с водородно-водяным или полностью водяным охлаждением для модернизируемых или вновь вводимых блоков диапазон мощностей постепенно сдвигается вправо к уровню 660 МВт и выше.

Представленная ниже диаграмма (рис.1.2) показывает достигнутый уровень мощности турбогенераторов завода «Электросила» ОАО «Силовые машины» в зависимости от типа системы охлаждения и тенденцию развития турбогенераторов.

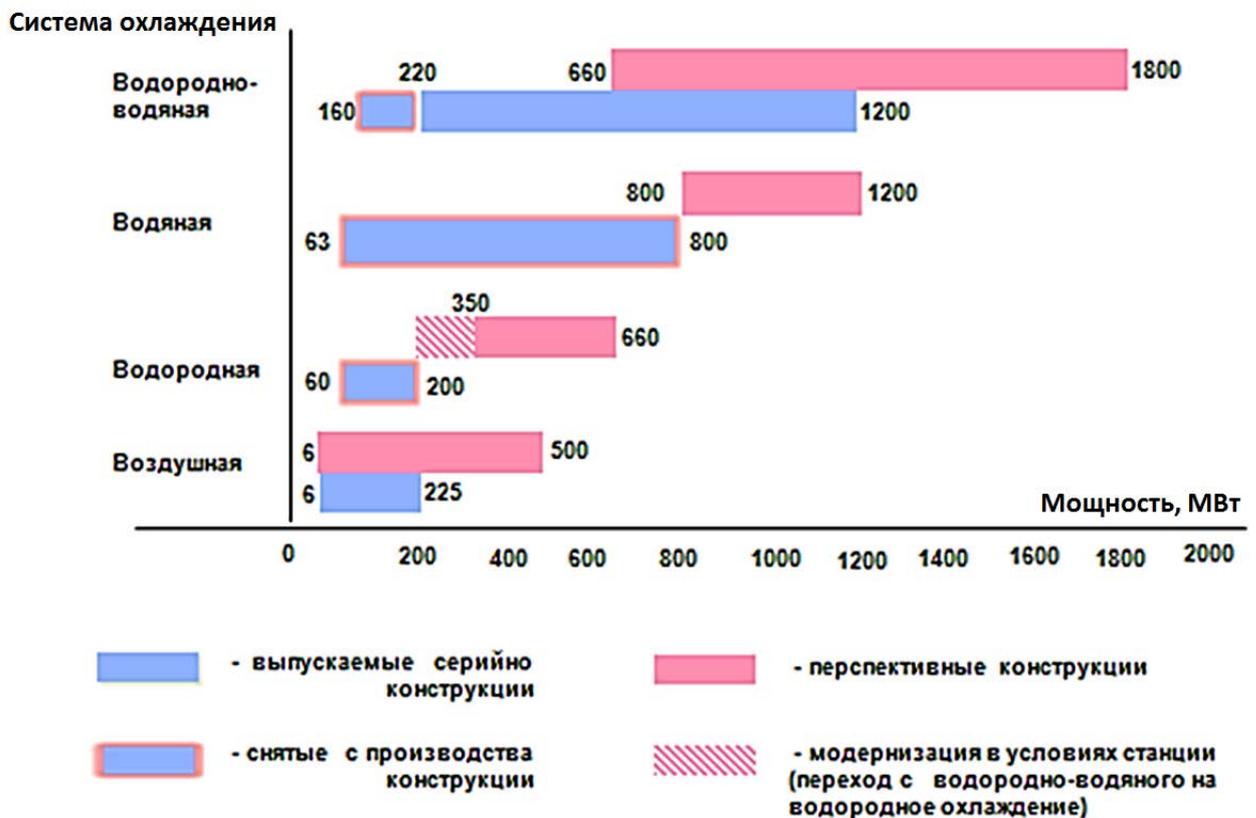


Рис. 1.2. Направление развития турбогенераторов завода «Электросила» по типам систем охлаждения

Отсюда следует, что рассматриваемое в диссертации направление, ориентированное на полное газовое охлаждение турбогенераторов определенного класса мощности, можно считать приоритетным для мировой и отечественной энергетики.

Под влиянием указанных тенденций современное электромашиностроение вновь, но уже на ином уровне инженерных решений, обращается к концепции полного газового охлаждения турбогенераторов большой мощности. Такое охлаждение, будь оно воздушным или водородным, предполагает на современном этапе косвенный способ отвода тепла от обмотки статора и непосредственный – от обмотки ротора. Во множестве новых конструкций подобного рода, реализуемых в мировой практике при использовании современных электротехнических материалов, достигаются достаточно высокие технико-экономические показатели [82, 89, 98].

Именно показатели такого рода, наряду с характеристиками надежности [6, 26], дают основание для выбора газовой среды применительно к тому или иному отрезку мощностного ряда турбогенераторов. При воздушном охлаждении приходится адаптировать конструкцию к неблагоприятному сочетанию низкой теплоотводящей способности и высокой плотности воздуха, т.е. слабой интенсивности охлаждения и значительных вентиляционных потерь [28, 42, 44, 64]. Однако, воздух атмосферного давления настолько привычен и удобен в качестве внутренней газовой среды в машине, что при выборе его идут на увеличение материалоемкости и габаритов машины. Водород как хладагент значительно эффективней воздуха, что дает возможность достигнуть более высокой единичной мощности, но его применение сопряжено с определенным усложнением конструкции и затратами на вспомогательную систему газоподготовки и уплотнение водорода внутри генератора.

Ниже с учетом высказанных соображений проанализирован ряд новых технических решений, принятых лидерами рынка турбогенераторов в отношении конструкции турбогенераторов с газовым охлаждением с целью повышения их единичной мощности. Основное внимание уделено вопросу интенсификации

воздушного и водородного охлаждения статора, являющегося лимитирующим по термическому признаку звеном машин данного конструктивного типа. При этом, из трех направлений, рассматриваемых мировым турбогенераторостроением в качестве важнейших для решения указанной задачи: применение схемы обмотки статора с увеличенным числом параллельных ветвей [38-40, 69, 70]; использование высокотеплопроводной изоляции [4, 14, 87, 90, 94, 95, 97]; интенсификация системы газового охлаждения [9, 82, 86]; будет уделено большее внимание последнему из перечисленных.

1.2. Технические решения лидеров рынка по конструкциям турбогенераторов с газовым охлаждением и «узкие места» в существующих конструкциях

При проектировании турбогенераторов с газовым охлаждением разработчики решают вопрос отвода потерь, выделяемых в виде тепла, применяя схемы обмотки статора с увеличенным числом параллельных ветвей, материалы с повышенной теплопроводностью, а также, выбирая и интенсифицируя систему газового охлаждения. В данном параграфе из трех основных направлений будет рассмотрен вопрос выбора и интенсификации системы газового охлаждения, т.к. последним определяется конструкция турбогенератора и его технологичность в изготовлении и эксплуатации. Важность этого вопроса объясняется еще и тем, что при современном высоком уровне кооперации производители турбогенераторов имеют равные возможности в применении материалов с более высокими теплопроводными и электромагнитными свойствами. А для повышения конкурентной способности продукции требуются более эффективные конструктивные разработки в области интенсификации газового охлаждения.

Конструкции мощных турбогенераторов с газовым охлаждением, освоенные в настоящее время мировым электромашиностроением, основываются на косвенном охлаждении обмотки статора и непосредственном охлаждении обмотки возбуждения.

Анализ публикаций и докладов на научных конференциях показывает, что все производители турбогенераторов прежде всего стремятся использовать простые нагнетательные или вытяжные системы воздушного охлаждения. С ростом мощности и соответственно отводимых потерь системы охлаждения становятся более сложными, многоструйными. При достижении уровня мощности порядка 300 - 400 МВт большинство фирм переходят на водородное охлаждение, обладающее меньшей плотностью (меньшими потерями на вентиляцию) и большей теплопроводностью хладагента.

Наиболее распространенной в мировой практике системой охлаждения мощных турбогенераторов с воздушным охлаждением является многоструйная нагнетательная или вытяжная схема с использованием осевых вентиляторов, расположенных с обеих сторон бочки ротора [82-84]. Типовая многоструйная схема вентиляции турбогенератора с воздушным охлаждением показана на рис.1.3.

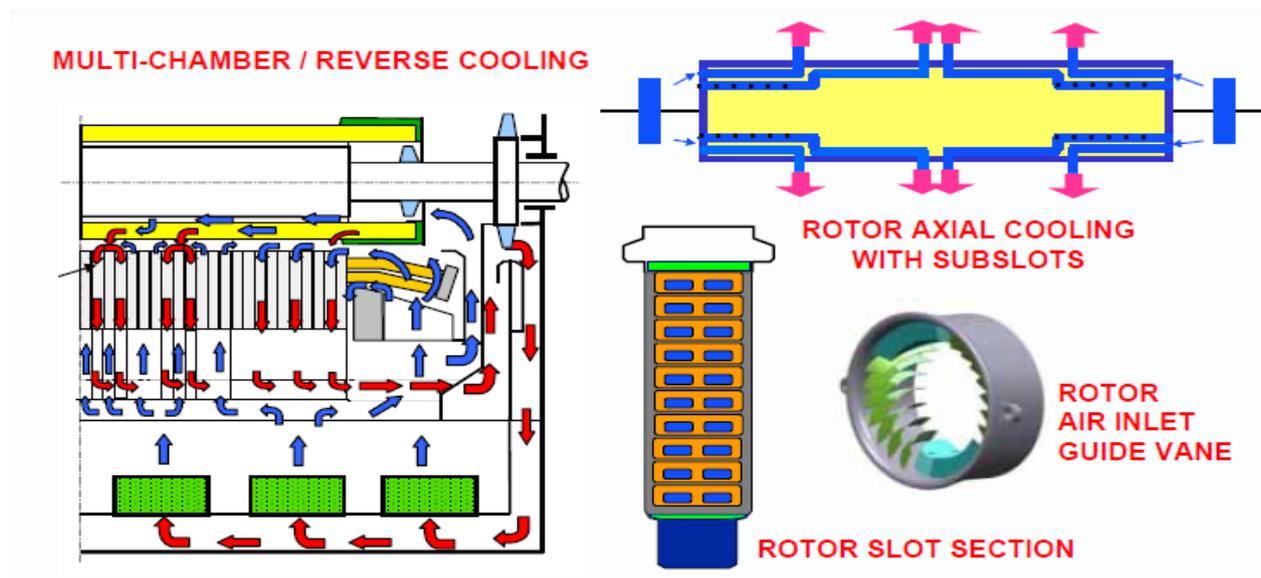


Рис. 1.3. Многоструйная схема вентиляции генератора с воздушным охлаждением.

Многоструйная схема вентиляции представляет собой чередование нагнетательных («холодных») и вытяжных («горячих») радиальных отсеков по длине сердечника статора и комбинацию радиальных пазов в витках обмотки

ротора с аксиальными пазами в ней же или в теле вала ротора под обмоточными пазами. Холодные отсеки статора снабжаются воздухом из воздухоохладителей при вытяжной схеме, и чуть подогретым - в осевых вентиляторах при нагнетательной схеме. Горячие отсеки снабжаются подогретым воздухом из воздушного зазора (как правило, это горячий воздух на выходе из ротора и «холодных» отсеков статора). При этом, обмотка и зубцы сердечника статора в отсеках, питаемых воздухом из воздушного зазора, существенно горячее, чем в соседних холодных отсеках. Для снижения осевой неравномерности нагрева обмотки и зубцов сердечника статора приходится применять большое количество коротких отсеков.

Для получения равномерного по окружности теплового состояния ротора все фирмы стараются добиться равномерного распределения потока воздуха путем установки при входе в подбандажное пространство ротора лопаточного направляющего аппарата. При этом повышается эффективность охлаждения обмотки ротора, но повышаются затраты мощности на вентиляцию ротора, т.к. повышается давление и увеличивается расход воздуха через каналы ротора. Для снижения таких потерь потребуется установка неподвижного направляющего аппарата в зоне подачи охлаждающего воздуха в ротор.

Электромашиностроительные фирмы SIEMENS, TOSHIBA и ANSALDO применяют многоструйные нагнетательные схемы вентиляции. Для мощных турбогенераторов при нагнетательной схеме подогрев холодного воздуха в вентиляторе до входа в статор и ротор может достигать 10°C , что приводит к снижению мощности при заданных допустимых температурах активных частей турбогенератора.

В конструкции мощных турбогенераторов с воздушным охлаждением фирмы ALSTOM применяется вытяжная схема вентиляции [83], которая дает возможность избежать дополнительного подогрева охлаждающего воздуха, поступающего в активную зону генератора. Для повышения эффективности охлаждения обмотки и активной стали статора в отсеках сердечника статора, питаемых холодным воздухом из газоохладителей, предусмотрены U-образные

каналы. В таких U-образных каналах воздух подается со стороны наружного диаметра сердечника, попадает в радиальные каналы между пакетами активной стали, проходит в направлении воздушного зазора, переходит по осевым каналам в пазовом клине и выбрасывается уже по другим радиальным каналам, смешиваясь с подогретым роторным воздухом, в зону разрежения на периферии статора. В зоне U-образных каналов температура зубцов и обмотки ниже. Чередование радиальных и U-образных каналов позволяет снизить температуру активных частей статора, но неравномерность нагрева по длине статора сохраняется.

Для фирм SIEMENS, TOSHIBA и ANSALDO, которые в сердечнике применяют только радиальные каналы, а также для фирмы ALSTOM, у которой остается часть радиальных каналов в статоре, приходится согласовывать осевое расположение вытяжных отсеков сердечника статора с зонами выпуска горячего воздуха из аксиальных (ANSALDO, ALSTOM), или аксиально-радиальных (SIEMENS, TOSHIBA) каналов ротора. В противном случае, произойдет подпор воздуха в нагнетательных каналах статора и локальные по длине статора увеличения нагрева активных частей. Но, даже при наличии такого согласования эффективность охлаждения обмотки и сердечника статора снижена из-за подачи подогретого воздуха из ротора и напорных каналов статора в вытяжные каналы статора. Статор, получивший несколько десятков градусов от подогретого воздуха из воздушного зазора турбогенератора, способен нести меньшую нагрузку при заданных уровнях допустимых температур.

В конструкции практически всех фирм, осевые вентиляторы, размещенные с обеих сторон бочки ротора, пропускают через себя весь объем воздуха, циркулирующий в активной зоне статора и ротора. Это объясняется тем, что воздух, охладивший ротор, смешивается в воздушном зазоре с воздухом из напорных отсеков статора и используется для охлаждения вытяжных отсеков статора. После чего горячий воздух поступает или на охладители (напорная схема) и потом на вентилятор, или на вентилятор (вытяжная схема) с последующим входом в охладители.

При таком конструктивном подходе не в полной мере используется самонапорные возможности аксиальных (в витках обмотки или на валу под обмоточным пазом) и радиальных (в витках обмотки) каналов ротора. Используя принцип самовентиляции каналов ротора можно существенно снизить потери в вентиляторах за счет того, что вентиляторы будут обеспечивать охлаждающим воздухом только статорную цепь (автономизированная система охлаждения статора). Для этого необходимо разделить потоки воздуха, охлаждающие статор и ротор. Кроме снижения потерь в вентиляторах это позволит более эффективно и равномерно по длине охладить активную часть статора. Такая автономизированная система охлаждения статора используется в серии турбогенераторов ТЗФ с воздушным охлаждением, разработанной на заводе «Электросила» (рис.1.4).

Для охлаждения обмотки и сердечника статора в конструкции турбогенераторов ТЗФ по всей длине сердечника, за исключением крайних пакетов, организованы U-образные вентиляционные каналы между пакетами сердечника (рис.1.5). Между крайними пакетами торцевой зоны сердечника выполнены радиальные вентиляционные каналы. Для охлаждения обмотки ротора используются самонапорные возможности радиальных каналов обмотки, питаемых воздухом через аксиальные подпазовые каналы.

В вытяжной схеме вентиляции, показанной на рис.1.4, охлаждающий воздух из зоны расположения лобовых частей обмотки статора при помощи центробежных вентиляторов направляется на статорные отсеки горизонтальных воздухоохладителей, а под действием самонапорного ротора на роторные отсеки воздухоохладителей.

После воздухоохладителей под действием вентиляторов два потока охлаждающего воздуха направляются в U-образные вентиляционные каналы сердечника и в радиальные вентиляционные каналы на торцевых частях сердечника.

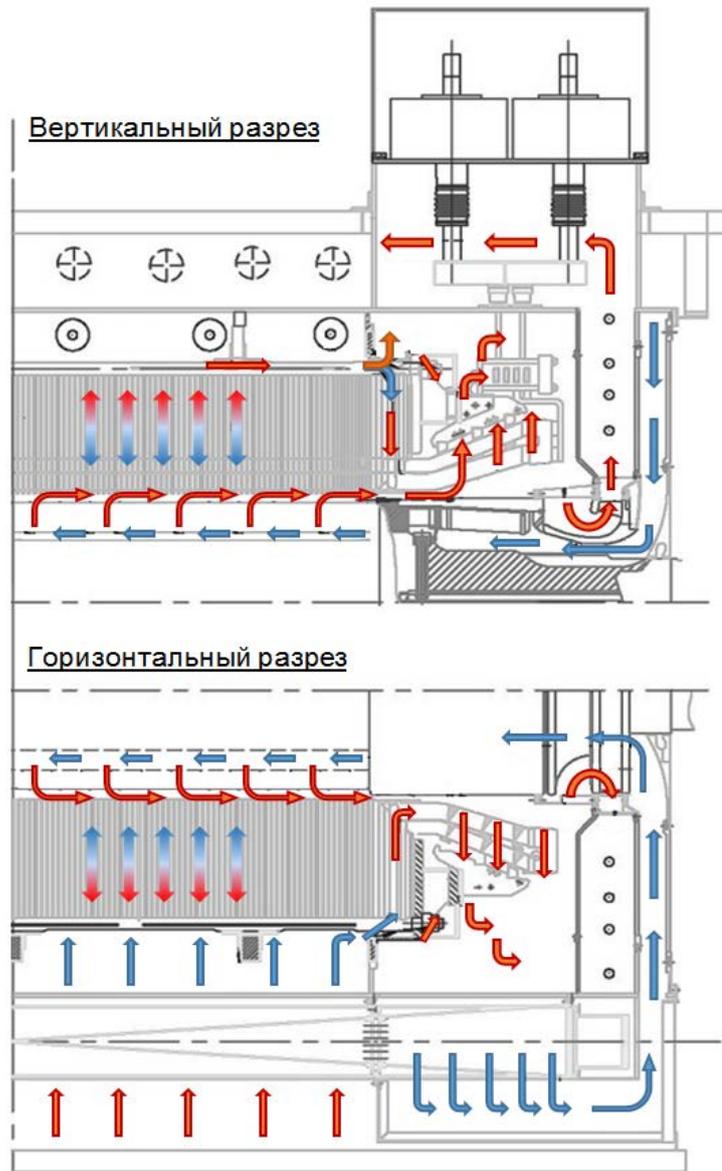


Рис.1.4. Схема вентиляции турбогенераторов ТЗФ с U-образными каналами статора завода «Электросила»

В конструкции с U-образными каналами (рис.1.5) холодный воздух из камер нагнетания, расположенных на периферии статора, попадает в радиальные каналы между пакетами активной стали и проходит последовательно сначала в направлении расточки, а затем возвращается в противоположном направлении к камерам разрежения, расположенным также на периферии статора. Затем по камерам разрежения воздух поступает в зону лобовых частей обмотки статора.

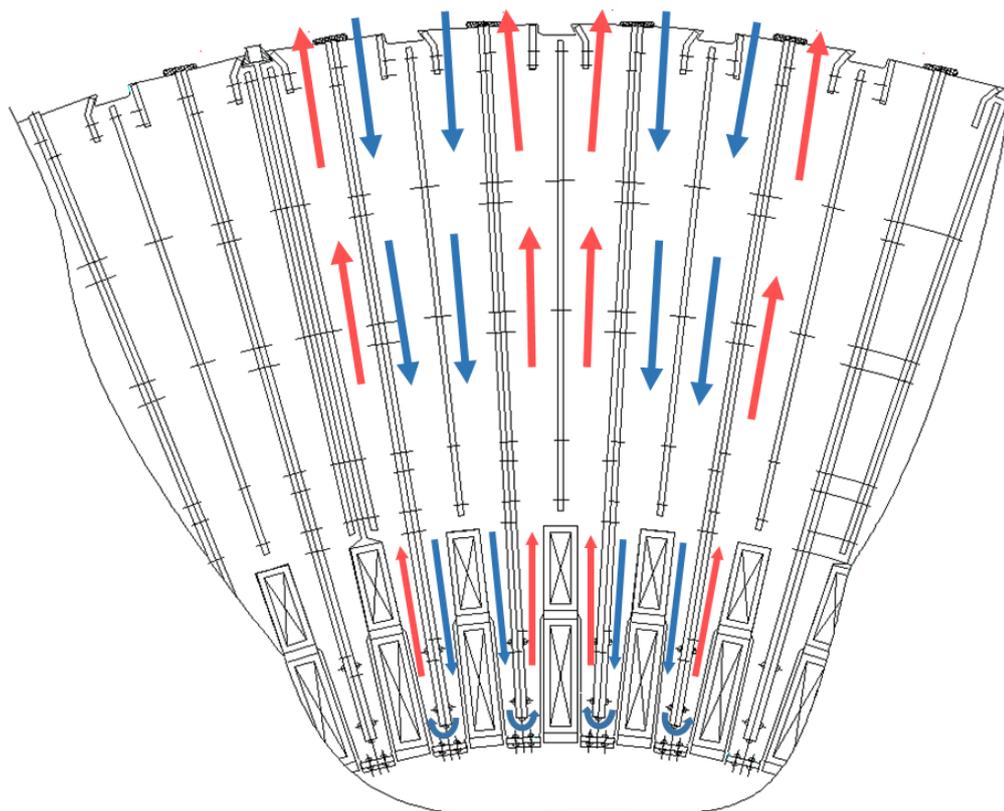


Рис.1.5. Система охлаждения сердечника статора с U-образными каналами турбогенератора ТЗФ [37]

По радиальным каналам в торцевых зонах сердечника охлаждающий воздух проходит в направлении расточки и также поступает в зону лобовых частей обмотки статора и нажимной плиты.

После роторного отсека воздухоохлаждителей холодный воздух поступает в аксиальные и радиальные каналы обмотки ротора, из которых попадает в воздушный зазор между статором и ротором. Двигаясь по воздушному зазору воздух попадает в зону лобовых частей обмотки статора.

В турбогенераторах ТЗФ достигнуто практически равномерное распределение температуры по длине и окружности сердечника статора за счет того, что потери, выделяющиеся в пазовой части отводятся системой U-образных каналов, не сообщающихся с воздушным зазором между статором и ротором (рис.1.4). Применение автономизированной системы охлаждения в

турбогенераторах ТЗФ позволило реализовать на практике проекты до мощности 200 МВт [19, 90, 91].

Для освоения мощностей уровня 350 Мвт система ТЗФ подвергнута глубокой модернизации. В новой конструкции сохранена идея U-образного канала и принципа чередования напорных и вытяжных зон на периферии сердечника статора [16, 17, 18, 53, 55, 57, 58, 60]. U-образный канал, расположенный в радиально-тангенциальной плоскости, заменен на U-образный радиально-аксиальный канал. Такой канал образован за счет перепуска воздуха между соседними по длине сердечника радиальными каналами через аксиальные щелевые каналы, выполненные в зубцах сердечника. При этом каждый четный радиальный канал, получая холодный воздух из камеры нагнетания, сообщается с парой соседних нечетных каналов через аксиальные каналы в зубцах (рис. 1.6). Достоинством новой системы охлаждения статора является увеличение коэффициентов теплоотдачи в 1,5 раза по сравнению с существующими U-образными каналами (рис. 2.10). Впервые модернизированная схема охлаждения была применена в турбогенераторе мощностью 225 МВт.

В турбогенераторах с водородным охлаждением ведущие производители турбогенераторов применяют многоструйные вытяжные или нагнетательные схемы охлаждения, адаптированные к свойствам водорода как хладагента и с учетом удобства технического обслуживания газоплотного корпуса [86].

В сердечнике статора имеются многочисленные напорные и вытяжные участки с радиальными каналами. Напорные участки охлаждаются холодным газом, а вытяжные участки – газом, подогретым в роторе и в радиальных каналах напорных участков сердечника. Оптимизация количества, размеров и взаимного расположения по длине статора вытяжных и напорных участков решаются при помощи трехмерных аэродинамических и тепловых расчетов с целью выравнивания и минимизации температуры обмотки и зубцов сердечника статора. Кроме этого, вытяжные участки должны согласовываться по длине сердечника с выпускными каналами из ротора.

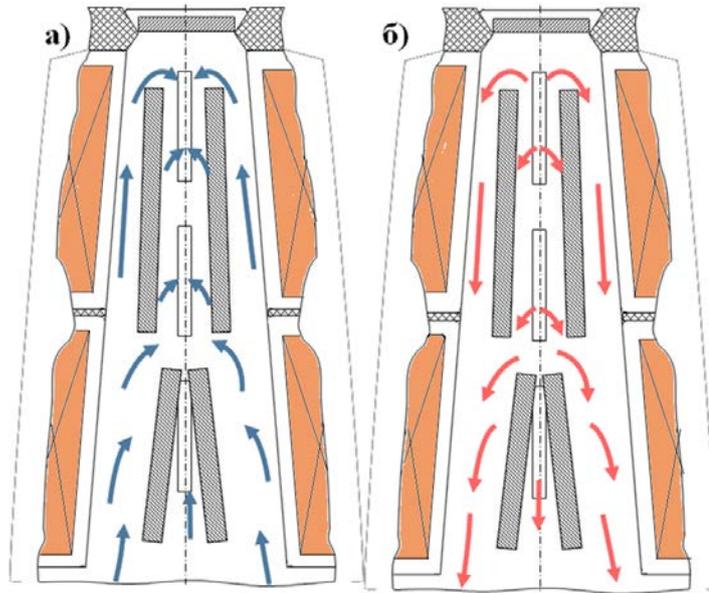


Рис. 1.6. Схема вентиляции модернизированного U-образного канала турбогенератора ТЗФ:

- а) – четный радиальный нагнетательный канал;
- б) – нечетный радиальный вытяжной канал.

Для водородного охлаждения обмотки ротора, кроме применяемой в турбогенераторах с воздушным охлаждением системы непосредственного охлаждения с однотипными радиальными каналами, распределенными по длине ротора (рис.1.7) и питаемыми из подпазовых каналов (и в многочисленных модификациях, сочетающих радиальные каналы с аксиальными), многими фирмами применяется схема питания радиально-наклонных пазов газом из воздушного зазора с выходом горячего газа обратно в зазор на соседние в аксиальном направлении участки (рис.1.8).

Охлаждение обмотки ротора при заборе охлаждающего газа из воздушного зазора турбогенератора возможно на водородном охлаждении благодаря более низкой плотности водорода по сравнению с воздухом. Несмотря на более высокие механические потери по сравнению с системой охлаждения с радиальными каналами, питаемыми из подпазового канала, эта система охлаждения обмотки ротора более эффективна на мощных турбогенераторах с большими длинами активного ядра ротора.

Применение системы охлаждения ТЗФ в турбогенераторах с водородным охлаждением даст еще более высокий эффект в охлаждении активных элементов. Однако, применение ее в водородных турбогенераторах в том виде, как это выполнено на воздушных машинах, затруднено из-за сложности технологического обслуживания вентиляционных коробов, расположенных на наружном диаметре сердечника и закрытых снаружи газоплотным корпусом.

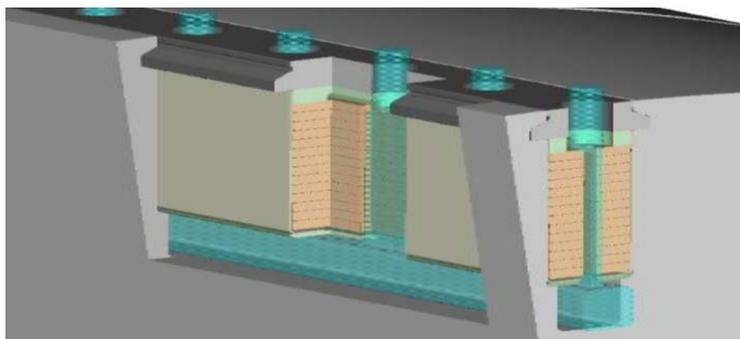


Рис. 1.7. Система охлаждения обмотки ротора с радиальными каналами.

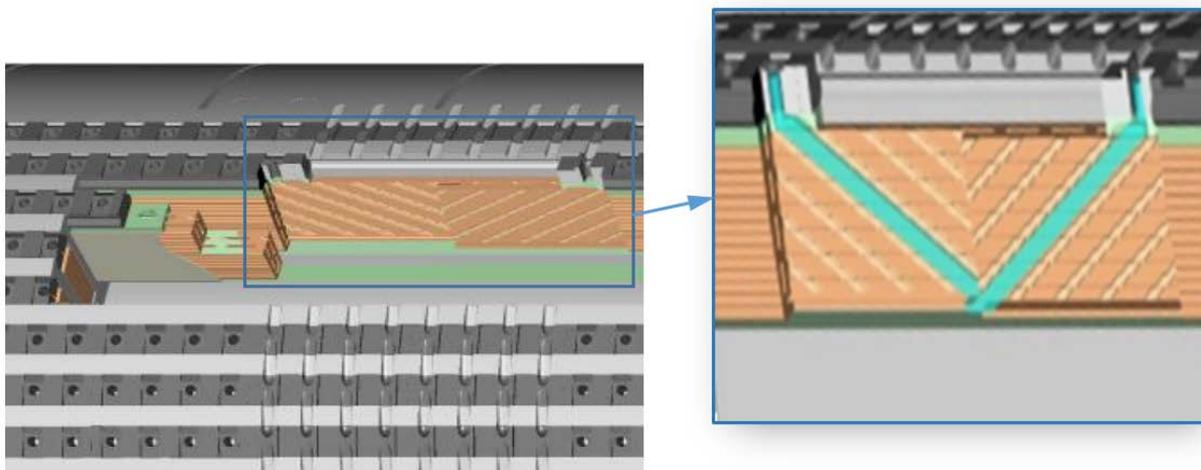


Рис. 1.8. Система охлаждения обмотки ротора с забором газа из зазора.

Представляет интерес применение для водородного охлаждения простой одноструйной системы с охлаждением обмотки ротора при помощи радиальных каналов, питаемых из подпазовых аксиальных каналов и охлаждением статора по радиально-аксиальным каналам (с осевым перепуском в соседний радиальный канал через осевые пазы в зубцах сердечника) газом с воздушного зазора, подогретым в роторе. Для компенсации нехватки холодного газа в средней по

длине генератора части воздушного зазора (для длинных роторов генераторов большой мощности) целесообразно использовать выравнивающие двоякую жесткость ротора аксиальные пазы на большом зубе ротора [61]. Обычно такие пазы заполняются короткими магнитными вставками и закрепляются клиньями. Выполнив вставки с продольными пазами и крепящие их клинья с радиальными пазами, можно, используя самонапорные свойства таких аксиально-радиальных пазов, дополнительно снабдить воздушный зазор необходимой дополнительной порцией холодного газа. Такая конструкция системы охлаждения для водородных машин является более простой и технологичной как в изготовлении, так и в эксплуатации по сравнению с многоструйными системами.

Выводы по главе 1

1. Современные требования к надежности эксплуатации генераторов на тепловых и атомных электростанциях диктуют новое направление развития турбогенераторостроения, характеризуемое повышением нижней границы рационального использования самых мощных машин с водородно-водяным охлаждением. Намечается тенденция к замене турбогенераторов, имеющих водяное охлаждение обмотки статора, на машины аналогичной или большей мощности с косвенным газовым охлаждением этой обмотки.

2. Анализ новых технических решений, принятых ведущими производителями турбогенераторов, показывает, что основную проблему в реализации вышеуказанной тенденции представляет интенсификация газового охлаждения статора, являющегося лимитирующим по термическому признаку звеном машин данного конструктивного типа. Дополнительный эффект дают также применение схемы обмотки статора с увеличенным числом параллельных ветвей и высокотеплопроводной корпусной изоляции.

3. Применению систем воздушного охлаждения в турбогенераторах мощностью примерно до 400 МВт соответствует, как правило, предельное использование термического ресурса как статора, так и ротора, тогда как при непосредственном водородном охлаждении роторов турбогенераторов

мощностью 600 МВт и выше обмотка возбуждения имеет существенные тепловые запасы. В то же время известны случаи, когда газораспределение по пазам ротора утрачивает свойство симметричности, и поэтому требуется специальное внимание к конструктивной зоне питания ротора газом.

4. Новая радиально-аксиальная система вентиляции, базирующаяся на использовании щелеобразных каналов в зубцах статора, способствует интенсификации охлаждения пазовой зоны статора, однако для ее применения в наиболее мощных машинах с воздушным и водородным охлаждением требуется углубленное исследование условий конвективного теплообмена в указанной зоне.

Глава 2. Задача повышения эффективности косвенного газового охлаждения статора крупного турбогенератора

2.1. Температурная чувствительность обмотки статора к параметрам системы косвенного охлаждения

2.1.1. Принцип передачи тепла и составляющие превышения температуры при косвенном охлаждении обмотки

Важнейшим фактором, ограничивающим мощность турбогенератора с косвенным газовым охлаждением, является нагрев обмотки статора. Проблема имеет две стороны: температурный перепад в корпусной изоляции и нагрев зубцовой зоны статора (рис. 2.1).

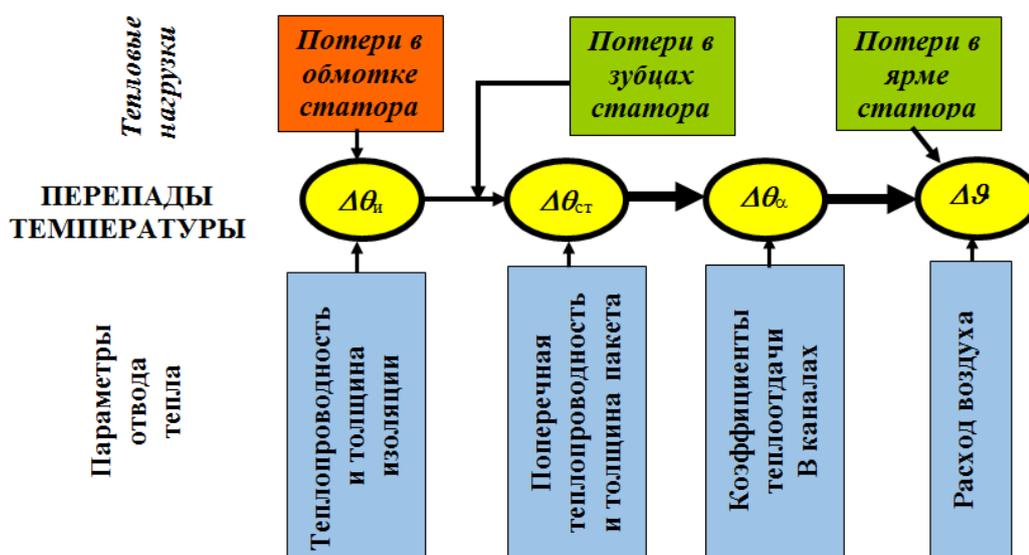


Рис. 2.1. Источники формирования температурных перепадов в статоре

Например, в турбогенераторе серии ТЗФ с косвенным воздушным охлаждением обмотки статора долевой состав частных температурных перепадов в превышении температуры обмотки дается следующей диаграммой (рис. 2.2).

Из приведенных данных можно видеть, что при повышении использования активных материалов ценой увеличения токовых нагрузок в равной мере актуальны и меры по повышению теплопроводности основной изоляции, и

улучшение охлаждения пазовой зоны, которое может быть реализовано путем интенсификации конвективного теплообмена в зубцовой зоне статора.



Рис. 2.2. Компоненты превышения температуры обмотки статора турбогенератора серии ТЗФ

2.1.2. Управление частичными температурными перепадами и пути повышения допустимых тепловых нагрузок при проектировании статора

В задачи системы охлаждения электрической машины входит целенаправленное воздействие на отдельные компоненты суммарного превышения температуры той или иной активной части машины над температурой входящего хладагента. Поскольку в общем случае в число указанных компонент входят внутренние и внешние температурные перепады кондуктивной природы, на долю отзывчивых к расходу среды конвективных перепадов с охлаждаемой поверхностью и подогрева среды приходится лишь некоторая часть упомянутого суммарного превышения температуры [23]. Естественно, чем выше эта доля, тем заметней температурный отклик на изменение расхода, поэтому минимизация термических сопротивлений на пути теплового потока от источника к охлаждаемой поверхности повышает эффективность охлаждения (в предельном случае реализуется идея непосредственного охлаждения с нулевыми кондуктивными перепадами).

Бывает, что присутствие отдельных кондуктивных составляющих диктуется базовыми условиями жизнеспособности конструкции: таковы неизбежные температурные перепады в корпусной изоляции обмотки статора при ее косвенном охлаждении, или перепады по толщине пакета активной стали в сердечнике статора с радиальными каналами. Здесь улучшению охлаждения способствует применение корпусной изоляции с повышенной теплопроводностью, клееное исполнение пакетов взамен шихтованных, и др. Радикальной мерой в подобных ситуациях является воздействие не на термическое сопротивление, а на тепловой поток, или на производительность источника тепла. Примером может служить исполнение обмотки статора турбогенератора с тремя или четырьмя параллельными ветвями вместо двух, за счет чего значительно снижается объем тока в пазу и, следовательно, уменьшаются потери в обмотке. Подобную же функцию исполняет уменьшение толщины пакета или применение более тонких листов электротехнической стали, обладающих меньшими удельными потерями.

Возможности снижения *конвективного температурного перепада* с поверхности вентиляционных каналов в принципиальном плане хорошо известны, но не всегда однозначны в своих результатах [21, 28, 47, 64]. Например, такая ясная конструктивная мера, как *развитие поверхности охлаждения*, требует уверенности в сохранении исходной интенсивности теплоотдачи при измененной конфигурации поверхности (отсутствие «мертвых зон»). Что касается мер по интенсификации теплообмена (*увеличение коэффициента теплоотдачи*), то и применяемое для этой цели повышение скорости хладагента, и искусственная турбулизация охлаждающего потока оказывают встречное действие на процесс теплообмена в силу возрастания аэродинамического сопротивления тракта. Известный в теплотехнике эффект «опережающей теплоотдачи», означающий позитивный итог обсуждаемых встречных воздействий, не является априорно гарантированным, так что в ответственных случаях технические решения, одновременно затрагивающие теплоотдачу и сопротивление, требуют экспериментальной проверки.

Важной, а для воздушного охлаждения – критической компонентой суммарного превышения температуры является разность температуры охлаждающей среды на выходе из канала и на входе в него, т.е. подогрев среды. Обычно при проектировании системы воздушного охлаждения крупных турбогенераторов стремятся к тому, чтобы ни в одной точке системы локальный подогрев воздуха не превосходил температурного перепада с поверхности. По-видимому, для машин наибольшей мощности указанная норма должна ужесточаться, т.е. требуется обеспечивать еще меньшие значения температуры нагретого воздуха. Это означает, что тенденция к сокращению относительной длины вентиляционных каналов (разумеется, там, где это возможно) становится все более актуальной с ростом единичной мощности машин.

В условиях работы ряда параллельных воздушных трактов при благополучной картине осредненной температуры смешанного потока нагретого воздуха не исключены аномально высокие значения температуры отдельных потоков. В системах воздушного охлаждения турбогенераторов возможности управления величиной подогрева практически исчерпываются воздействием на расход воздуха, который ограничен характеристикой нагнетателя и сопротивлением тракта. В этих условиях уместен предельно экономный подход к задаче распределения потоков воздуха в вентиляционной системе, который, к сожалению, не слишком распространен в проектной практике. В реальных схемах нередко встречаются недогруженные в тепловом отношении ветви, а также рециркулирующие потоки, не выполняющие никакой полезной работы. Избыточности частичного расхода в одних ветвях обычно сопутствует его дефицит в других. Гармонизация частичных расходов по крупным параллельным ветвям вентиляционной сети, предполагающая перераспределение потоков воздуха в соответствии с картиной тепловыделения в активной зоне турбогенератора, входит в число основных задач проектирования.

2.2. Снижение температуры обмотки статора за счет уменьшения перепада температуры по толщине корпусной изоляции.

Как было отмечено в разделе 2.1.2, существенное значение в уровне нагрева машин предельной мощности с косвенным охлаждением обмотки статора имеет перепад температуры по толщине корпусной изоляции, который может достигать уровня 30 ... 37 °С. Для сохранения этого значения при возрастающих тепловых нагрузках производители электротехнического оборудования применяют материалы для корпусной изоляции с высоким значением рабочей напряженности электрического поля E (кВ/мм) и повышенной теплопроводностью λ (Вт/м·К).

Наряду с этим, весомое значение имеет повышение теплопроводности уплотнительных материалов и противокоронных покрытий, входящих в конструкцию пазовой изоляции (рис.2.3).

Повышение значения рабочей напряженности E позволяет снизить толщину корпусной изоляции обмотки статора и, следовательно, температурный перепад в ней. Современные изоляционные материалы на базе предварительно пропитанных («resin rich» технология) или непропитанных «сухих» лент («single VPI» и «global VPI» технологии) позволяют проектировать статорную обмотку с рабочей напряженностью в диапазоне 2.7...3.2 кВ/мм. Дальнейшее повышение значения E может приводить к снижению ресурса корпусной изоляции, как в пазовой части обмотки, так и на выходе из паза. Особенно значимым при утонении корпусной изоляции становится технологический фактор. Так, при толщине корпусной изоляции 2.6 мм для машин с рабочим напряжением статора 15.75 кВ, в случае образования царапины глубиной 0.5 мм при укладке обмотки в пазы сердечника, значение рабочей напряженности в месте повреждения изменится с 3.5 до 4.3 кВ/мм. Такие значения для современных изоляционных материалов недопустимы, т.к. существенно снижают ресурс обмотки статора.

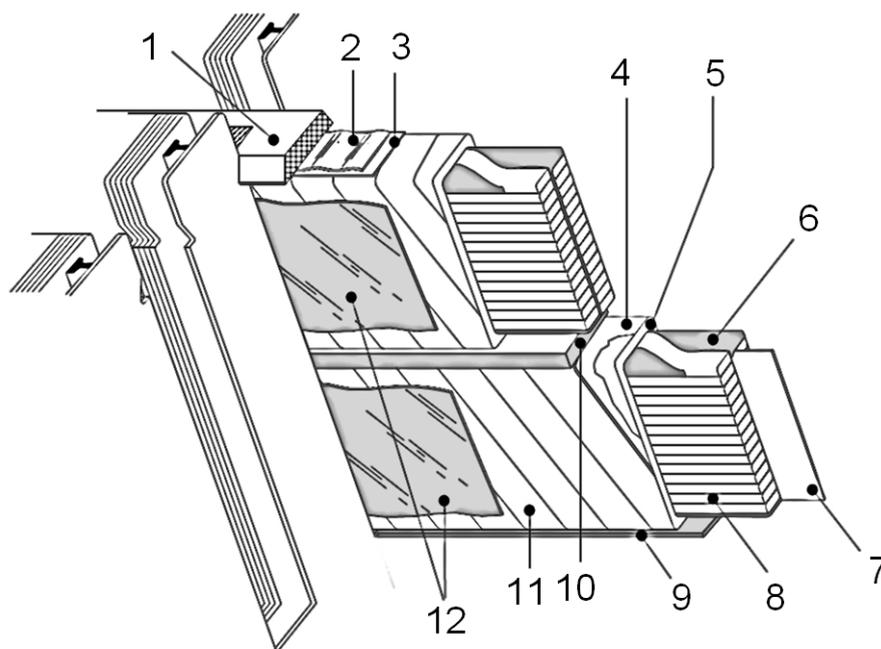


Рис. 2.3. Поперечный разрез обмоточного паза статора турбогенератора:

- 1 - Клин из стеклотекстолита на эпоксидной смоле,
- 2 - Верхняя волнистая прокладка,
- 3 - Защитная пластина верхнего стержня из стеклотекстолита на эпоксидной смоле,
- 4 - Полупроводящий клей,
- 5 - Корпусная изоляция,
- 6 - Заполнитель из эпоксидной смолы и слюды,
- 7 - Вертикальная разделительная прокладка из стеклоткани на связующем из эпоксидной смолы,
- 8 - Изолированные и соединенные медные проводники,
- 9 - Полупроводящая нижняя пластина из стеклотекстолита на эпоксидной смоле,
- 10 - Слоистый материал из стеклоткани на эпоксидной смоле,
- 11 - Полупроводящая окрашенная лента, наложенная внахлест,
- 12 - Полупроводящие волнистые уплотнители на стороне пазов.

Повышение теплопроводности корпусной изоляции обмотки статора достигается за счет:

- применения изоляционных материалов из предварительно пропитанных или непропитанных («сухих») лент на основе стеклоткани плоской структуры; при этом снижается количество связующего в изоляции, что приводит к повышению теплопроводности (рис.2.4);



Рис.2.4. Структура изоляционных лент: а – лента стандартной структуры; б – лента с оптимизированной структурой.

- разработки «сухих» лент с введенными наполнителями, имеющими относительно более высокую теплопроводность, например, нитрида бора, оксида кремния и др.;
- создания предварительно пропитанных лент с введенными в пропитывающий состав высоко теплопроводящими добавками на основе частиц, полученных с применением нанотехнологий.

Применение лент на основе плоской структуры повышает теплопроводность на 20-25% с сохранением диэлектрических свойств корпусной изоляции ($\lambda = 0.33$ Вт/м·К для температуры на уровне 120 °С, при $E = 3.2$ кВ/мм).

Введение в состав «сухих» или предварительно пропитанных лент наполнителей и нанонаполнителей с повышенной теплопроводностью повышает теплопроводность лент, но зачастую приводит к снижению их диэлектрической прочности и увеличению толщины [3, 4, 94]. Рабочая напряженность электрического поля для корпусной изоляции из таких лент находится в пределах 2.3...2.6 кВ/мм, при теплопроводности 0.3 ... 0.55 Вт/м·К. Кроме этого, для «сухих» лент при увеличении толщины изоляции существенное значение имеет пропитываемость лент по всему сечению. Поэтому, для снижения перепада температуры по толщине изоляции удобнее оперировать не теплопроводностью, а

удельным тепловым сопротивлением корпусной изоляции, включающим кроме теплопроводности еще и толщину изоляции:

$$R_k = (b_k / \lambda_k) \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт},$$

где: b_k , мм – односторонняя толщина корпусной изоляции, величина которой обратно пропорциональна величине рабочей напряженности электрического поля E , кВ/мм; λ_k , Вт/м·К - теплопроводность корпусной изоляции.

При расчете и проектировании турбогенератора с косвенным воздушным охлаждением мощностью 225 МВт для обеспечения конкурентных размеров генератора и значения температуры конструктивных элементов соответствующих по нагревостойкости классу В для применяемых изоляционных материалов класса F, требовалась корпусная изоляция с тепловым сопротивлением единицы толщины $R_k = (12.2 \dots 12.8) \cdot 10^{-3}$, м²·К/Вт. Учитывая размеры статора и технологические возможности оборудования для пропитки и сушки статоров по технологии «Global VPI» конструкцию изоляции необходимо было разработать на основе «сухих» лент. Для генераторов мощностью 300, 350, 400 МВт с косвенным воздушным охлаждением, а также, для генераторов мощностью 660 МВт с косвенным водородным охлаждением обмотки статора значение теплового сопротивления единицы толщины должно составлять $R_k = (8.3 \dots 8.6) \cdot 10^{-3}$, м²·град/Вт. Габариты статора таких турбогенераторов требуют применения в конструкции изоляции предварительно пропитанных лент.

Технические требования к конструкции корпусной изоляции с заданными электрическими и теплофизическими свойствами были сформулированы в техническом задании на разработку перед специалистами по высоковольтной изоляции завода «Электросила» [15]. При этом, новая конструкция изоляции должна была пройти ускоренные испытания при рабочих условиях по методике предприятия. Для исследования совместного воздействия электрического поля и термомеханических напряжений испытания на электрическое старение проводились одновременно с проверками устойчивости изоляции к тепловым циклам.

В результате, была разработана конструкция и внедрена технология изготовления высокотеплопроводной корпусной изоляции статорной обмотки для турбогенераторов с воздушным охлаждением мощностью 220 МВт на базе электроизоляционных слюдосодержащих «сухих» лент с оптимизированной плоской структурой Parofab ME3434 (Isovolta, Австрия) [54].

Для турбогенераторов с косвенным воздушным охлаждением обмотки статора мощностью 300 ... 400 МВт и косвенным водородным охлаждением мощностью 400 ... 660 МВт совместно с ХК ОАО «Элинар» разработан и исследован в ОАО «Силовые машины» филиал «Электросила» предварительно пропитанный, с добавлением наномодификаторов в пропитывающий состав, электроизоляционный слюдосодержащий материал Элмикатерм 52409Т на основе стеклоткани плоской структуры.

В табл. 2.1 представлены электрические и теплофизические характеристики конструкции корпусной изоляции, разработанной для мощных турбогенераторов с косвенным охлаждением обмотки статора.

Таблица 2.1

№ п/п	Наименование изоляционного материала	Наличие наномодификаторов	Рабочая напряженность эл. поля, кВ/мм	Теплопроводность конструкции, Вт/м·К	Тепловое сопротивление конструкции, $10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$
1	Parofab ME3434	-	2,9	0,3	10,6
2	Элмикатерм Т	-	3,2	0,34-0,35	10,6
3	Элмикатерм ТН	+	2,9	0,5	8,0

Полученные характеристики конструкции корпусной изоляции с учетом уплотнительных материалов и противокоронных покрытий, разработанных на основе изоляционных материалов Parofab ME3434 и Элмикатерм ТН, удовлетворяют требованиям Технического задания для применения в мощных турбогенераторах с косвенным воздушным и водородным охлаждением соответственно.

2.3. Свойства многопоточной автономизированной системы воздушного охлаждения статора с U-образными каналами

2.3.1. Аэродинамическое сопротивление и теплоотдача в каналах

В данной вентиляционной системе U-образные каналы снабжаются холодным воздухом из камеры, сообщающейся с зоной нагнетания вентилятора и расположенной между сердечником и воздухоохладителями статора [37]. Каждый такой канал ограничен поверхностями соседних пакетов и радиально ориентированными вентиляционными распорками. Холодный воздух попадает в U-образные каналы между пакетами и проходит вначале в направлении зубцов, а затем – в противоположном направлении к сборным коробам, которые расположены на периферии сердечника статора и соединены с камерой разрежения вентилятора (рис. 2.5).

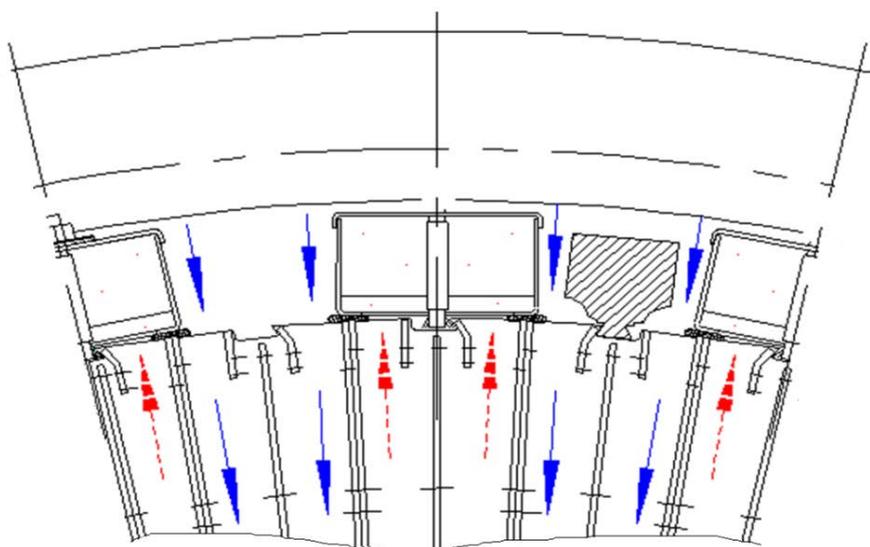


Рис. 2.5. Схема питания U-образных каналов при воздушном охлаждении

На два соседних зубцовых деления в пределах активной зоны статора приходится по одному сборному коробу. Данная вентиляционная система является принципиально автономизированной, поскольку U-образные каналы в

активной зоне статора не сообщаются по воздушному потоку с зазором между статором и ротором.

На рис. 2.6 представлен пример аэродинамической характеристики сопротивления U -образного канала применительно к статору турбогенератора мощностью 180 МВт.

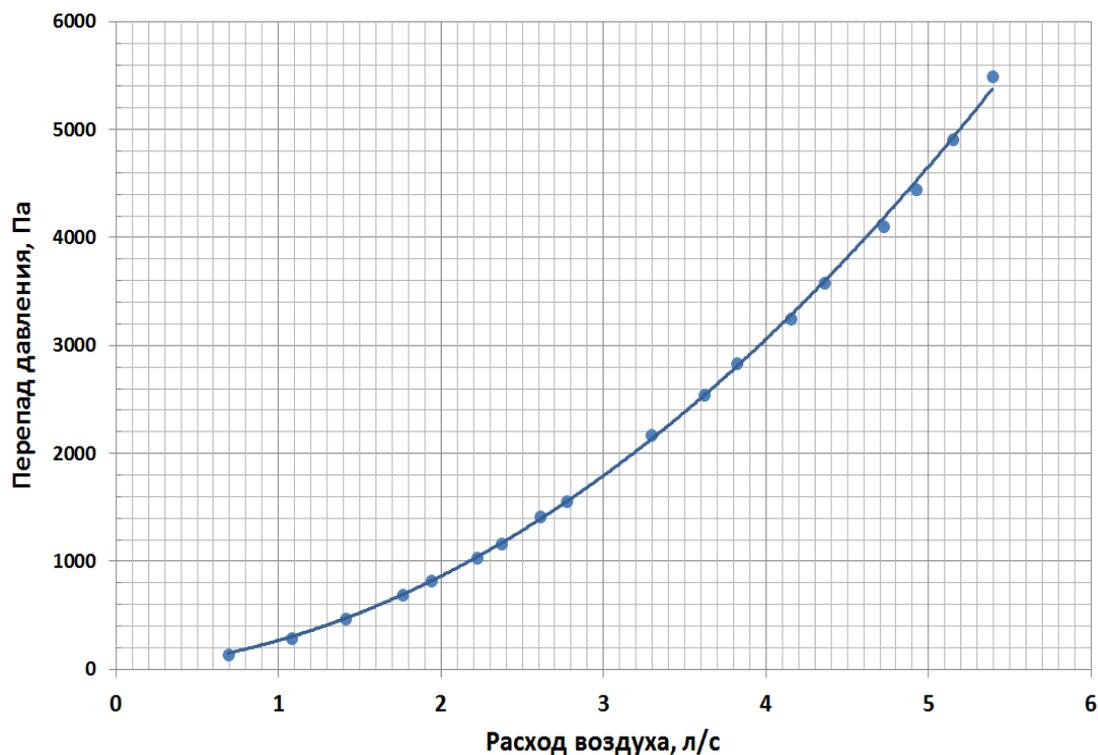


Рис. 2.6. Аэродинамическая характеристика петлеобразного охлаждающего канала сердечника статора

На рис. 2.7 показано полученное из опыта на полномасштабной модели распределение коэффициента теплоотдачи по длине U -образного канала при расходе воздуха через канал 3,5 л/с (такой расход соответствует измеренному в турбогенераторе мощностью 180 МВт). По этим данным средний коэффициент теплоотдачи в зубцовой зоне статора составляет около 150 Вт/м²К [33].

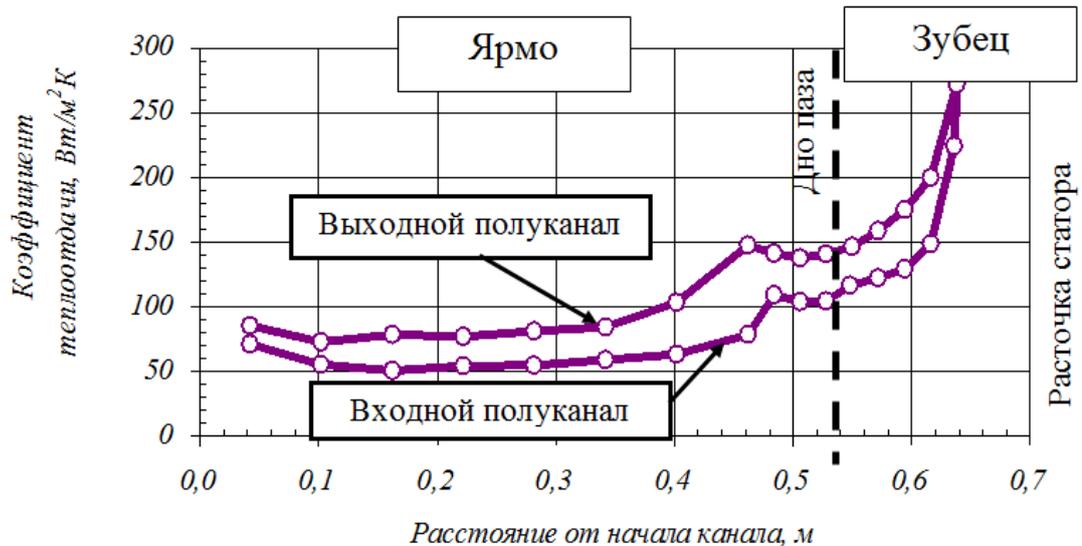


Рис. 2.7. Распределение локальных коэффициентов теплоотдачи по длине U -образного канала (эксперимент на полномасштабной модели)

2.3.2. Уравнительный тепловой поток как фактор, ограничивающий эффективность системы с U -образными каналами

Известные достоинства схемы вентиляции статора с U -образными каналами состоят в том, что достигнутое в ней равномерное газоснабжение каналов обеспечивает незначительные разности температур в одноименных областях активной зоны статора от зубца к зубцу и от пакета к пакету [37]. Однако данной схеме присущи определенные ограничения, связанные с начальным подогревом воздуха при входе в зубцовую зону вследствие уравнительного тангенциального перетока тепла в ярме статора. Механизм этого перетока и его воздействие на температуру воздуха в канале схематически показан на рис. 2.8 и 2.9. Холодный воздух ϑ_0 , проходя по входному радиальному каналу к зубцу, кроме подогрева, вызванного потерями в ярме P_1 , дополнительно подогревается до значения ϑ_{12} за счет тангенциального перетекания тепла q_1 из зоны соседнего радиального канала по которому течет выходящий горячий воздух с температурой ϑ_{21} . Аналогичный процесс, но в меньшей степени, происходит и в зубце статора. В результате, мы получаем более высокий нагрев зубца из-за дополнительного подогрева воздуха,

поступающего в эту зону. На рис. 2.9 сплошными линиями показано реальное распределение температуры.

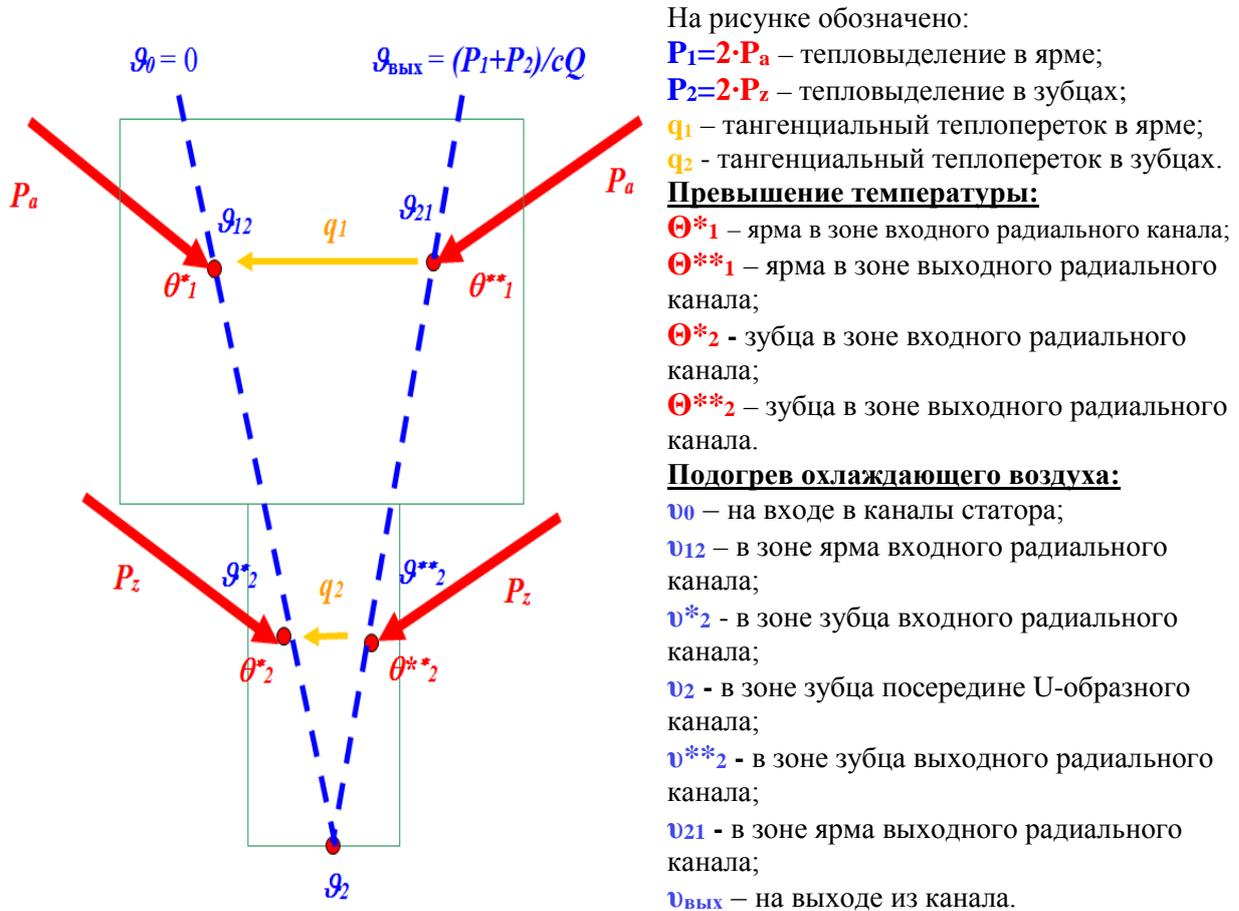


Рис. 2.8. Структура тепловых потоков в статоре с U-образными каналами

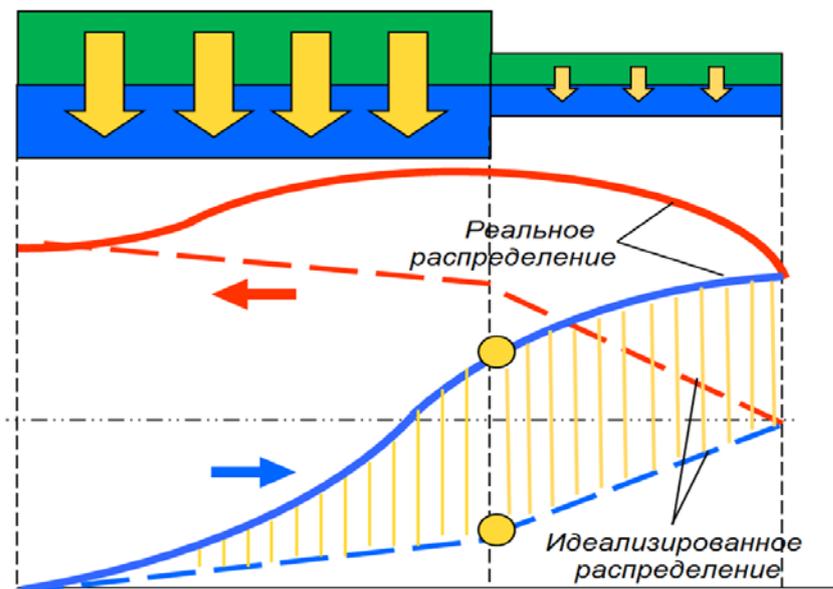


Рис. 2.9. Уравнительный тепловой поток в ярме и его влияние на распределение температуры воздуха в U-образном канале

2.4. Повышение эффективности воздушного охлаждения статора за счет применения радиально-аксиальной системы вентиляции со щелеобразными каналами в зубцах статора

2.4.1. Принципиальная схема движения воздуха и теплопередачи в зубцовой зоне статора при радиально-аксиальной системе вентиляции

Первоначально эта система охлаждения возникла в качестве логического развития многопоточной независимой системы воздушного охлаждения статора с *U*-образными каналами между пакетами активной стали (см. п. 1.2 и рис 1.5). В новой конструкции при воздушном охлаждении сохранена идея *U*-образного канала и принципа чередования зон нагнетания и разрежения на периферии статора. Однако вместо имеющегося в первоначальной конструкции канала, расположенного в одной (радиально-тангенциальной) плоскости, мы имеем пространственно ориентированный канал более сложной конфигурации. Такой канал организован за счет перепуска воздуха между соседними радиальными каналами через щелеобразные аксиальные каналы, выполненные в зубцах (рис. 1.6).

2.4.2. Экспериментальное исследование характеристик радиально-аксиальной системы воздушного охлаждения статора на полномасштабной модели

На стадии освоения данной вентиляционной системы в турбогенераторах с воздушным охлаждением было осуществлено экспериментальное исследование аэродинамического сопротивления и теплоотдачи в рассматриваемых каналах [8, 11, 78]. Измерения производились на лабораторных образцах вентиляционных каналов, точно воспроизводящих по конфигурации, материалам и геометрическим размерам натурные каналы соответствующего исполнения. Во всех случаях опыты проводились в широком диапазоне скоростей и расходов охлаждающего

воздуха, а в тепловых экспериментах на граничных поверхностях канала имитировались тепловые нагрузки, имеющие место в действующем турбогенераторе.

Сопоставление коэффициентов теплоотдачи в набегающем и сбегающем каналах радиально-аксиальной системы с соответствующими коэффициентами в U-образных каналах показано на рис. 2.10.

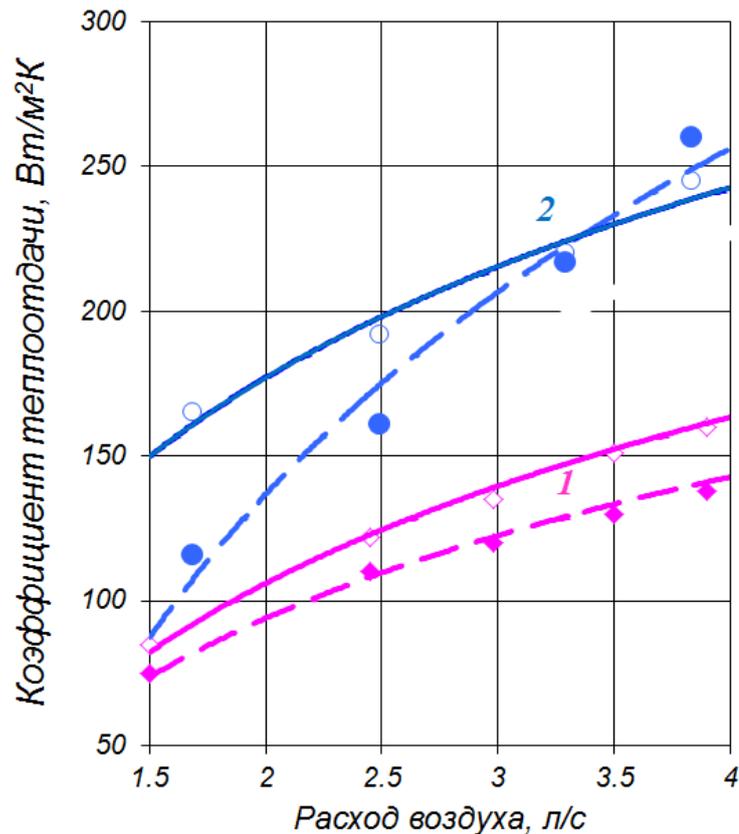


Рис. 2.10. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи в набегающем (сплошные линии) и сбегающем (пунктир) каналах от расхода воздуха при исполнениях с U-образными каналами (1) и с радиально-аксиальной системой вентиляции (2)

Как видно из рисунка, при сопоставимых расходах воздуха интенсивность теплоотдачи на радиальных участках вентиляционного тракта в новой системе охлаждения примерно в 1,5 раза выше, чем в исходной. Полученный эффект можно объяснить искусственной турбулизацией потока на радиальных участках тракта: на набегающих участках радиальных каналов возмущающим фактором

служит ответвление воздушного потока в аксиальные каналы, на сбегающих – приток из них [44].

Эксперимент свидетельствует о достаточно высокой интенсивности теплоотдачи в аксиальных каналах (средний коэффициент теплоотдачи порядка 120...160 Вт/м²К), достигаемой при умеренных скоростях воздуха (от 8 до 15 м/с), соответствующих расходу воздуха в новой конструкции. Это объясняется возмущением потока воздуха на входном участке канала и подтверждается опытным распределением локальных коэффициентов теплоотдачи в зависимости от удаленности точки от входа (рис. 2.11).

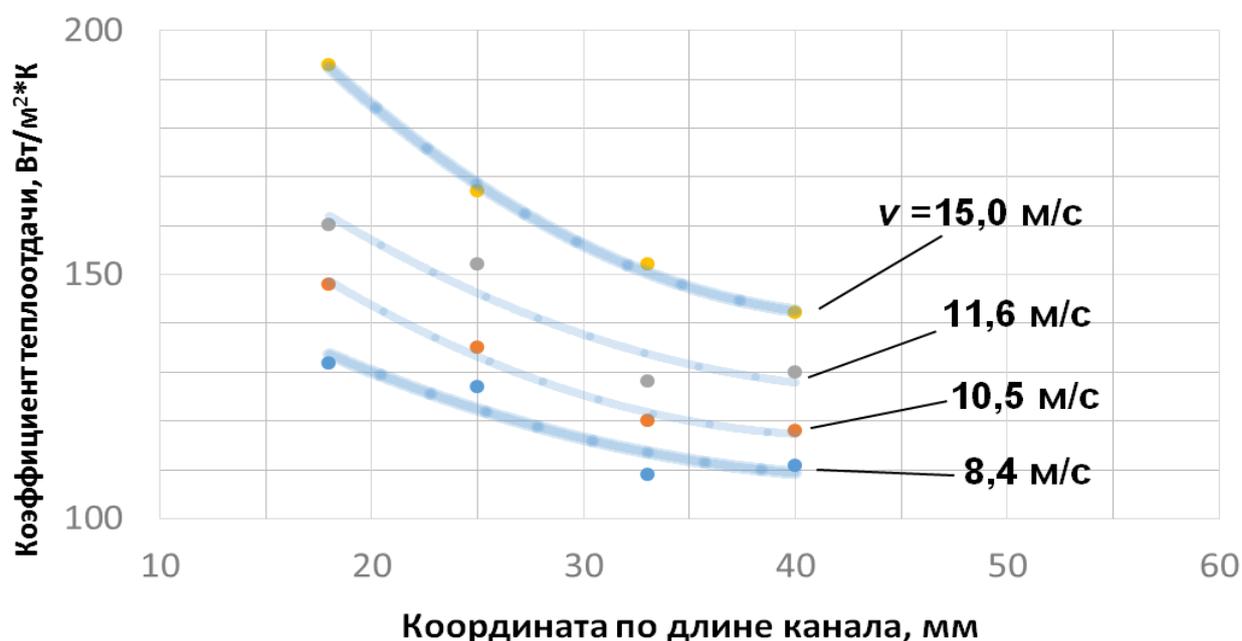


Рис. 2.11. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине аксиального щелевого канала

Качественное представление о сравнительной эффективности исходной и новой систем охлаждения статора дает рис. 2.12.

Выполненное исследование новой модификации системы воздушного охлаждения турбогенераторов демонстрирует существенный термический резерв, который можно реализовать благодаря использованию в базовой конструкции с U-образными каналами перепуска воздушного потока через аксиальные щелевые каналы в зубцах статора.

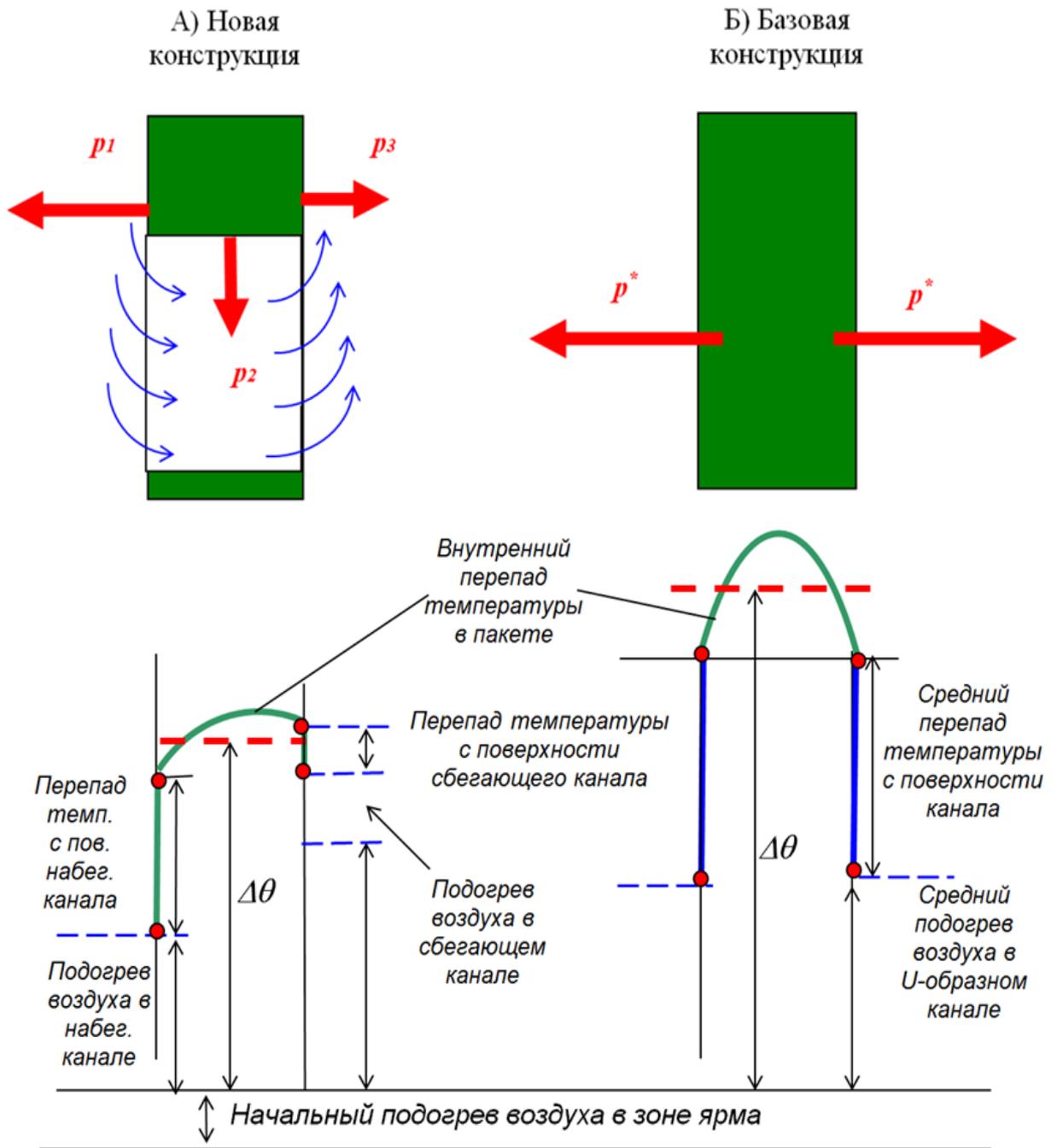


Рис. 2.12. Температурные перепады в двух конструкциях воздушного охлаждения статора

Новая система охлаждения, обеспечивая практическое сохранение прежнего общего расхода воздуха через статор, обладает следующими сравнительными достоинствами перед существующей системой в отношении условий теплопередачи.

- 1) Увеличение общей поверхности охлаждения в зубцовой зоне.
- 2) Радикальное сокращение пути существенной доли теплового потока от обмотки к аксиальным охлаждающим каналам.
- 3) Практическое отсутствие тангенциального теплового потока в ярме, снижающего эффективность базовой конструкции.
- 4) Повышение коэффициентов теплоотдачи в радиальных каналах в 1,5...1,6 раза за счет искусственной турбулизации и срыва пограничного слоя вследствие ответвления потока в аксиальные каналы.
- 5) Достаточно высокие коэффициенты теплоотдачи в относительно коротких аксиальных каналах.

Кроме того, в конструкции присутствует следующая «отрицательная обратная связь» по температуре зубцовой зоны:

при снижении интенсивности охлаждения со стороны радиальных каналов (локальное снижение расхода воздуха, уменьшение коэффициента теплоотдачи на поверхности крайних листов пакета, снижение коэффициента теплопроводности пакета, и т.п.) происходит увеличение теплового потока в аксиальный канал, что противодействует значительному повышению температуры зубца.

2.4.3. Реализации системы охлаждения в турбогенераторах и ее перспектива

Практическим итогом реализации новой конструкции является выпуск четырех турбогенераторов мощностью 225 МВт за период с 2008 по 2010 г. Испытание машин в условиях эксплуатации подтвердили высокую эффективность охлаждения статора [32].

Благодаря автономизированной системе охлаждения статора реальным стал проект турбогенератора с воздушным охлаждением мощностью 350 МВт, который в настоящее время выполнен. Разработанный генератор размещается на фундаменте турбогенератора типа ТВВ мощностью 350 МВт с водяным

охлаждением обмотки статора и водородным охлаждением обмотки ротора без его доработки. Это позволит проводить модернизацию турбоустановок с выработавшими срок эксплуатации турбогенераторами. Замена турбогенератора с водородно-водяным охлаждением на генератор с воздушным охлаждением:

- повышает надежность за счет отсутствия воды в обмотке статора;
- снижает количество, длительность и стоимость планово-предупредительных ремонтов;
- снижает стоимость эксплуатации за счет отказа от использования систем водяного и водородного охлаждения, а также, системы уплотнения водорода в корпусе генератора.

Применение автономизированной 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 на уровне 450 МВт.

2.5. Количественное сопоставление эффективности систем воздушного охлаждения с *U*-образными, щелевыми и подпазовыми каналами

2.5.1. Сравнительные полевые гидродинамические и тепловые расчеты

Исследование сравнительной эффективности охлаждения обмотки и зубцов статора с воздушным охлаждением выполнено на примере турбогенератора мощностью 160 МВт средствами численных решений гидродинамической и тепловой задач при различных вариантах исполнения каналов системы вентиляции. В качестве условий сопоставления вариантов в отношении гидродинамической задачи принят одинаковый расход воздуха через единичный канал (3 л/с). Выходной интегральной характеристикой является величина потерь давления, при этом подвергнуты детальному изучению картины распределения

скоростей воздуха и полного давления. В качестве базового варианта принят U-образный канал (см. рис. 1.5 и 2.5).

На рис. 2.13 представлены поля скорости и полного давления в плоскости симметрии канала. Основные потери давления в канале - это местные потери поворота (в зоне наибольшей скорости), усугубляемые наличием острых кромок на внутренней стенке. Поэтому оптимизация формы канала с целью уменьшения его гидравлического сопротивления целесообразна, в первую очередь, именно в зоне поворота потока.

Это подтверждает представленный ниже результат расчёта канала, отличающегося формой центральной распорки в зоне поворота.

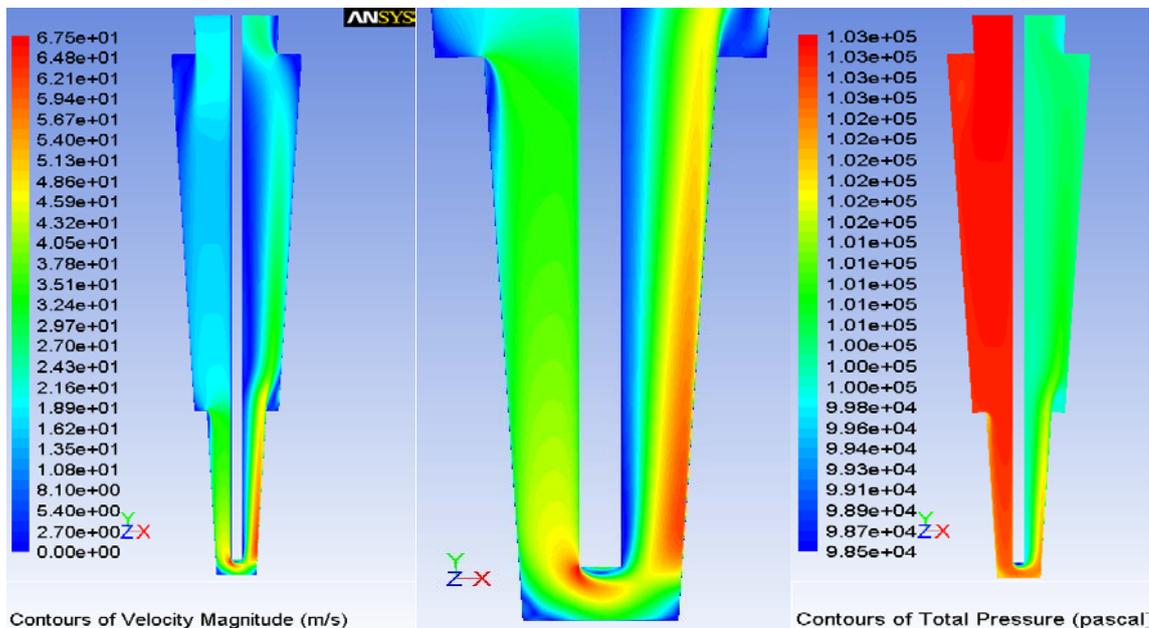


Рис. 2.13. Распределение скоростей и полного давления воздуха в базовом варианте 1 U-образного канала

Здесь и на последующих рисунках показаны: слева – скорости в ярме и зубце; посередине крупным планом – скорости в зоне зубца; справа – распределение полного давления.

Для уменьшения потерь при повороте прямой торец двух распорок был заменён на обтекатель в форме полуокружности. Полученная форма канала и результаты расчёта для этого варианта 2 представлены на рис. 2.14.

Улучшение структуры потока за поворотом привело к снижению собственных потерь давления на 12,1%. Однако, с учетом других сопротивлений вентиляционного тракта генератора, приращение расхода воздуха через каналы сердечника статора составляет всего 3,3%.

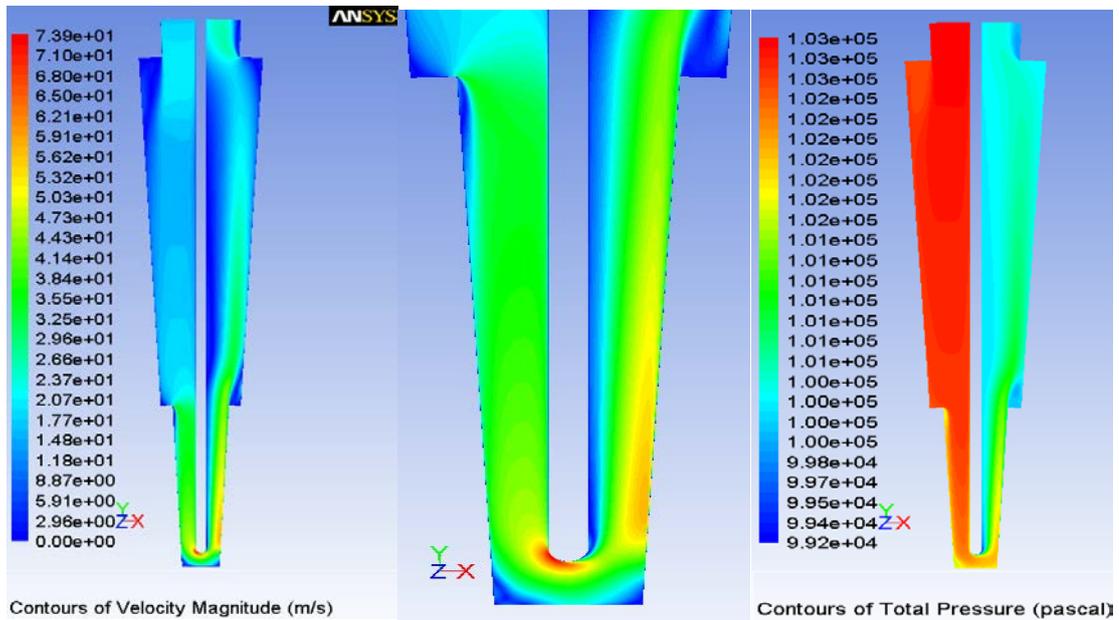


Рис.2.14. Распределение скоростей и полного давления в U-образном канале для исполнения по вар.2

Вариант 3 отличается от предыдущих тем, что для улучшения качества запрессовки зубцов в нем применены три распорки с сечением в виде двутавра. Две крайние распорки соединены дужкой в форме полуокружности. Таким образом, сегмент включает два независимых U-образных канала – внешний и внутренний. Торец центральной распорки в данной конструкции скруглён по дуге окружности. Конструкция и результаты расчёта с тремя распорками представлены на рис. 2.15.

Рассмотренный вариант канала даёт выигрыш по собственным потерям давления воздуха в канале 9,4%, а по расходу воздуха через каналы статора всего лишь на 2,3% по сравнению с базовым вариантом. Распределение расходов воздуха по внешнему и внутреннему каналам варианта 3 близко к равномерному (56% и 44% соответственно).

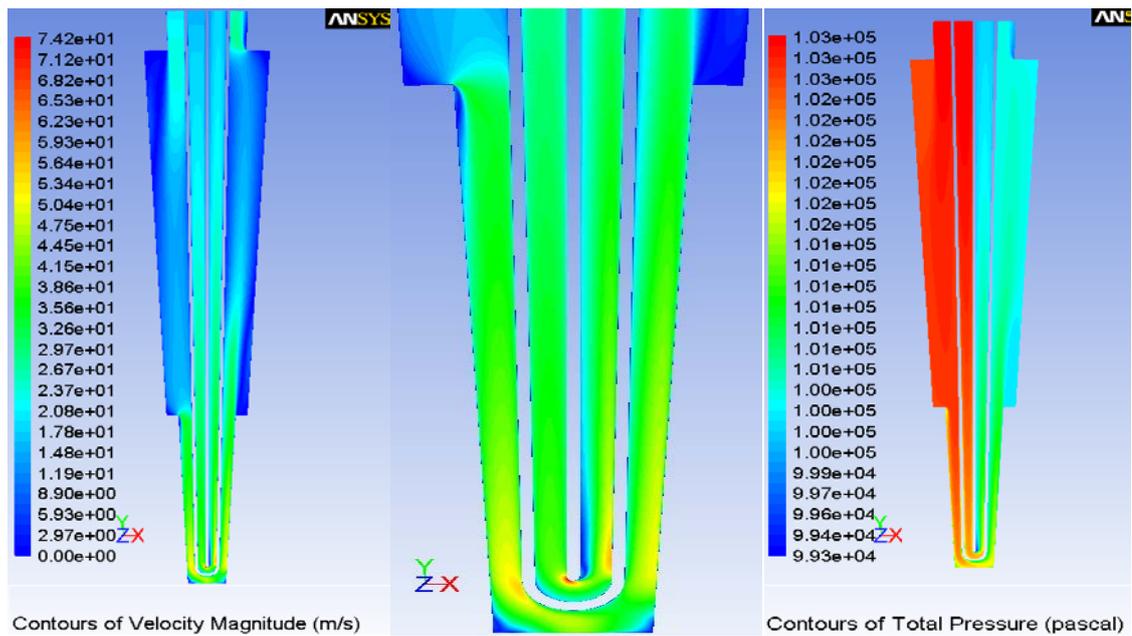


Рис.2.15. Распределение скоростей и полного давления в U-образном канале для исполнения по вар.3

Сопоставлению с рассмотренной выше в трех модификациях системой U-образных каналов подлежали две следующие схемы:

1) вариант 4 – подача охлаждающего воздуха по всей наружной поверхности статора с выпуском горячего воздуха через аксиальные каналы, выполненные в ярме активной стали под пазами с обмоткой, в зону расположения лобовых частей обмотки статора (соответствует патенту на изобретение [56];

2) варианты 5 и 6 – радиально-аксиальная схема с щелеобразными каналами в зубцах (см. п. 2.4.2 и рис 1.6).

В схеме с аксиальными каналами, выполненными в ярме сердечника статора (рис.2.16), вся наружная зона ярма служит для подачи охлаждающего воздуха. Из зубцовой зоны охлаждающий воздух поступает в аксиальные подпазовые каналы и далее направляется по этим каналам в зону лобовых частей обмотки статора.

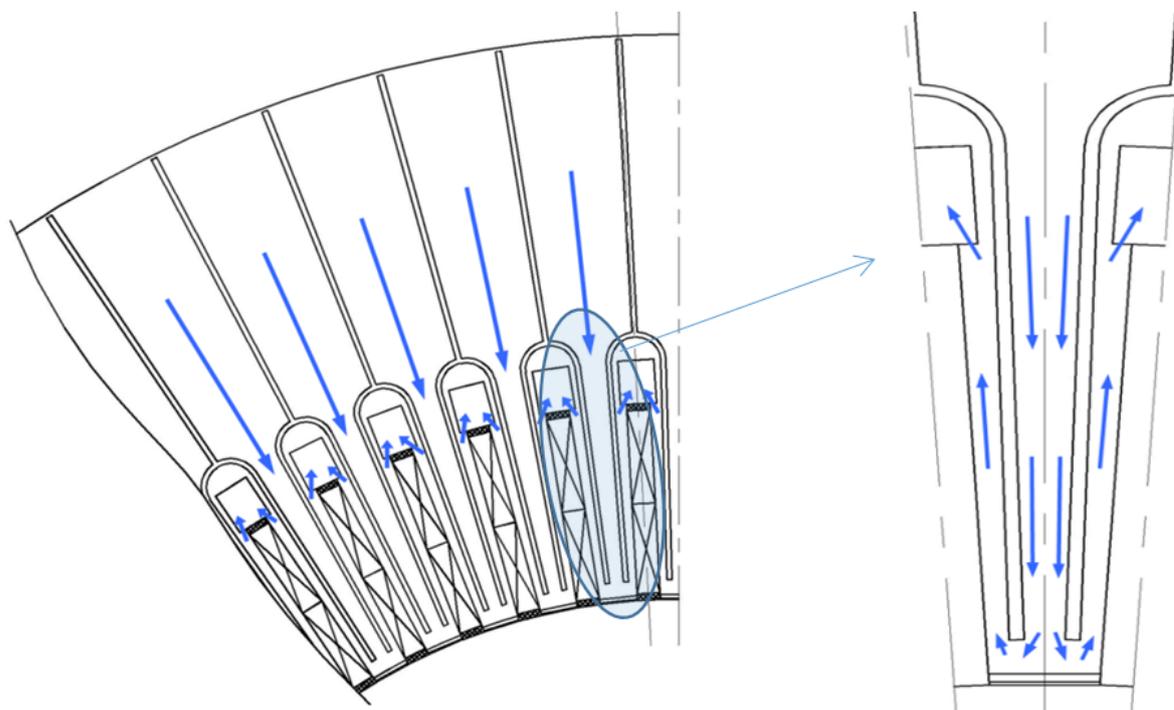


Рис.2.16. Система охлаждения статора с подачей воздуха в подпазовый канал
(вариант 4)

Результаты расчёта конструкции по варианту 4 представлены на рис. 2.17. Рассмотренный радиальный канал обладает наименьшим собственным сопротивлением: потери давления в нем на 30,7% ниже, чем в исходном варианте 1. Однако, значительные потери давления в сборном аксиальном канале, отводящем горячий воздух в зону расположения лобовых частей обмотки статора, не только обесценивают это достоинство, но и являются причиной снижения расхода воздуха через каналы сердечника статора на 20,2% по отношению к исходному варианту 1.

В радиально-аксиальной схеме с щелеобразными каналами в зубце статора (вариант 5, рис.2.18, а) и вариант 6, рис. 2.18, б)), течение воздуха отличается существенным образом от наблюдаемого в базовой конструкции (рис.2.18).

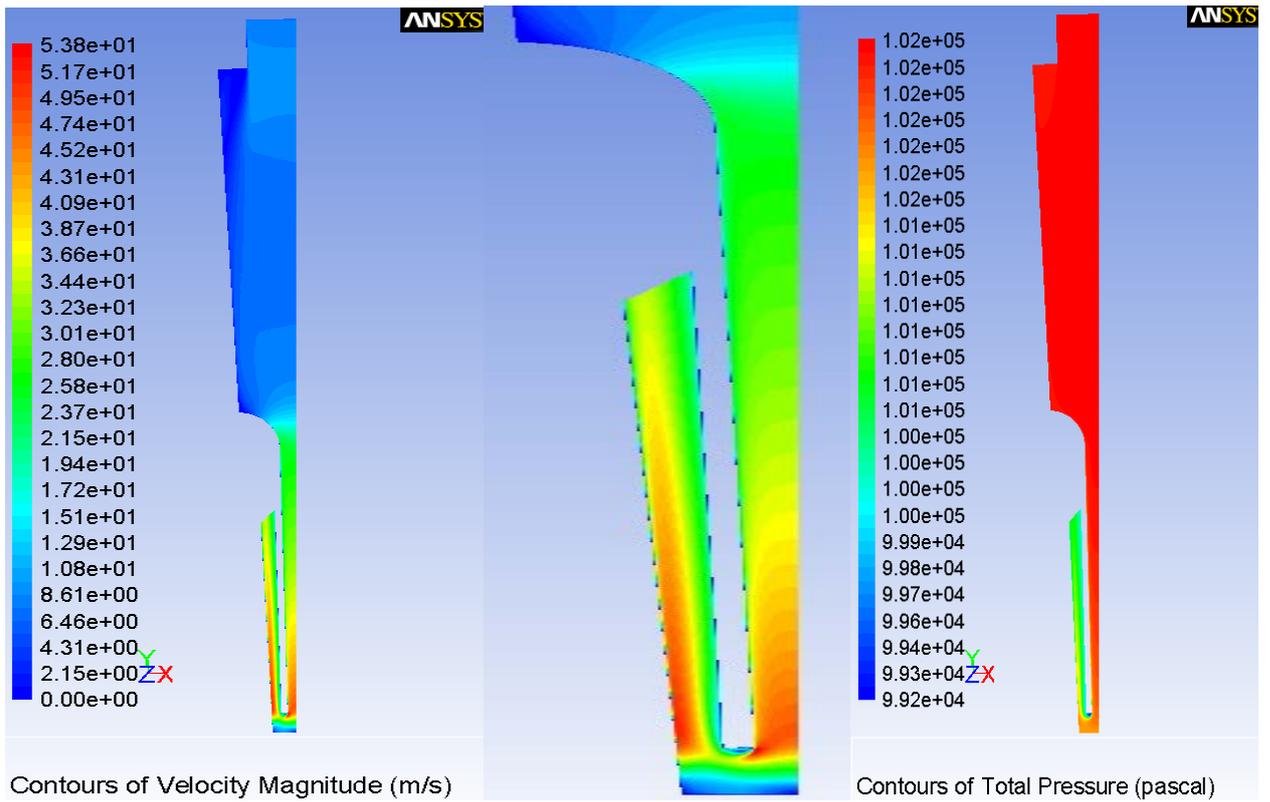


Рис.2.17. Распределение скоростей и полного давления в радиальном канале конструкции по варианту 4

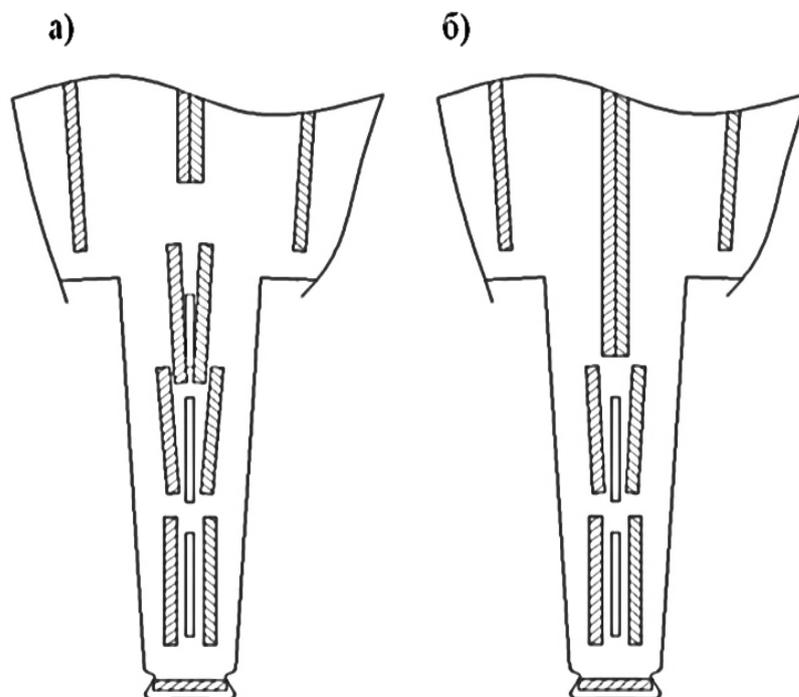


Рисунок 2.18. Зубцовая зона вентиляционного сегмента с тремя (вариант 5 – а)) и двумя аксиальными каналами (вариант 6 – б))

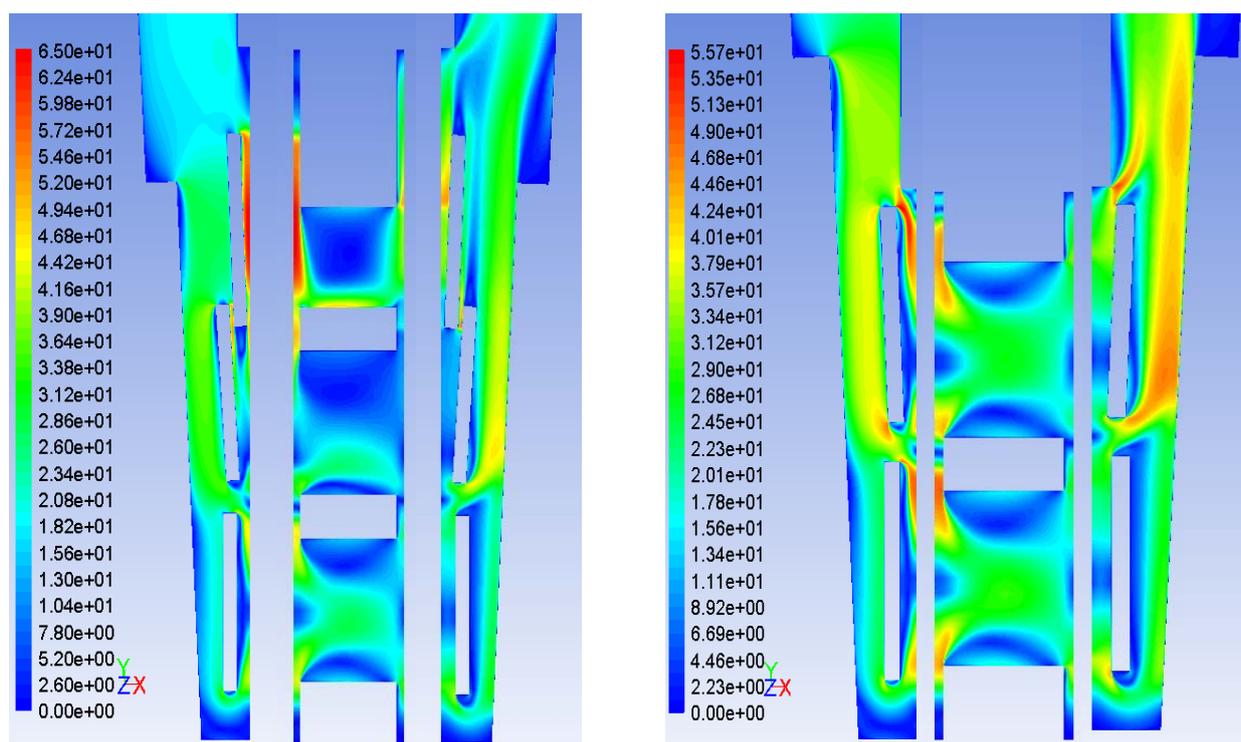


Рисунок 2.19. Распределение скорости в зубцовой зоне (варианты 5 и 6): слева – подводящий радиальный канал; посередине – аксиальные щелевые каналы; справа – отводящий радиальный канал

Проходное сечение аксиальных каналов используется не вполне эффективно. Активная зона течения с приемлемым уровнем скоростей (зелёный цвет на рис.2.19) занимает менее половины проходного сечения аксиальных каналов. При данном соотношении проходных сечений радиального и аксиальных каналов наличие значительных отрывных зон и малоэффективное использование располагаемой площади охлаждающей поверхности неизбежно.

Потери давления воздуха в варианте с тремя аксиальными охлаждающими каналами в зубцах на 12,4% выше, чем в U-образном канале базовой конструкции. Экспериментальное сопоставление указанных конструкций канала подтверждают полученный результат.

Результаты расчета показывают, что расход воздуха через аксиальный канал вблизи расточки составляет 47,3% от общего расхода, через аксиальный канал в средней зоне зубца - 34,4% и 18,3% через канал вблизи основания зубца.

Экспериментальные значения расходов воздуха по опыту составляют 50%, 29% и 21% соответственно. Это гармонирует с характером распределения тепловыделения по высоте зубца (вблизи коронки зубца – максимальное, в основании зубца – минимальное).

По результатам расчета общей системы вентиляции расход воздуха через каналы сердечника статора снижается в варианте с тремя аксиальными каналами на 7,5% по сравнению с базовой конструкцией.

Проходное сечение аксиальных каналов и площадь их боковой поверхности, обеспечивающая теплопередачу от стали к воздуху, используются относительно более эффективно в варианте 6 с двумя аксиальными каналами. Результаты расчета, представленные на рис.2.19, подтверждают это. Однако, итоговый эффект (с учетом полуторакратного преимущества в поверхности охлаждения), как будет показано ниже (табл. 2.2), оказывается в пользу варианта 5 с тремя аксиальными каналами.

В последнем варианте с двумя аксиальными охлаждающими каналами в зубцах потери давления воздуха на 20,4% выше, чем в U-образном канале базовой конструкции. Расходы воздуха через оба канала практически одинаковы (в средней части зубца 50,4% от общего расхода, вблизи расточки - 49,6%). При этом происходит снижение расхода воздуха через каналы сердечника статора на 9,3% по сравнению с базовой конструкцией.

Состоятельность системы охлаждения статора турбогенератора определяется тепловым состоянием зубцовой зоны статора. С целью выявления наиболее эффективного варианта системы охлаждения статора проведены тепловые расчеты в трехмерной постановке, дающие детальную картину температурного поля в указанной зоне (см. табл. 2.2).

Распределения превышения температуры обмотки и активной стали статора для основных рассмотренных вариантов конструкции показаны на рис. 2.20.

Тепловые эффекты во всех трех модификациях U-образного канала (варианты 1, 2, 3) практически неразличимы. Конструкция с подпазовым каналом

(вариант 4) несколько уступает любой из этих модификаций по эффективности охлаждения.

Таблица 2.2

Вариант конструкции	Превышение температуры, °С					
	1	2	3	4	5	6
Среднее превышение температуры меди обмотки верхнего стержня	92,2	91,5	91,9	94,2	82,0	84,4
Среднее превышение температуры меди обмотки нижнего стержня	82,4	81,3	81,6	88,8	74,7	77,6
Превышение температуры в зоне установки термометра сопротивления между стержнями обмотки статора	82,0	80,7	80,2	85,0	71,1	73,4

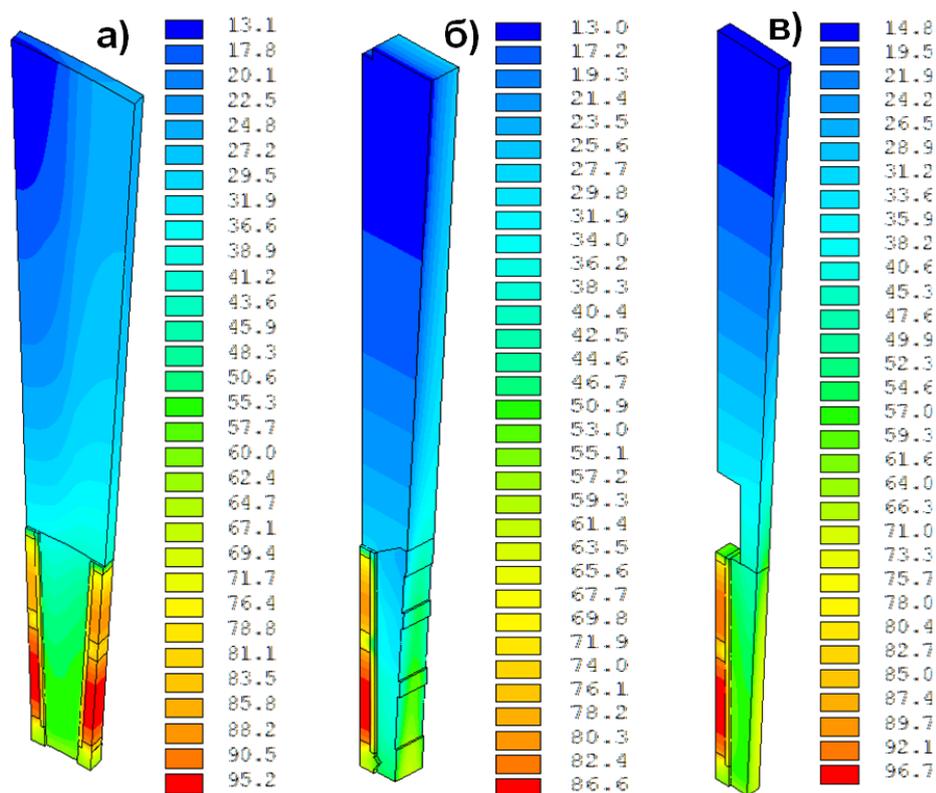


Рисунок 2.20. Результаты теплового расчета: а) базовый вариант конструкции каналов; б) конструкция с аксиальными каналами в зубцах; в) конструкция с аксиальными подпазовыми каналами.

Радиально-аксиальная система охлаждения зубцовой зоны статора (варианты 5, 6) заметно превосходит четыре предыдущих варианта по

эффективности охлаждения. Некоторое снижение общего уровня расхода охлаждающего воздуха в этой системе с избытком компенсируется интенсификацией воздушного охлаждения за счет искусственной турбулизации воздушных потоков при входе в аксиальные каналы, увеличения общей поверхности охлаждения, сокращения пути теплового потока из обмотки к поверхности аксиальных каналов и отсутствия тангенциального уравнивающего теплового потока в ярме. Применение системы охлаждения с аксиальными каналами в зубцах позволяет выиграть 10°C (на примере генератора мощностью 160 МВт), что хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Как показывают результаты испытаний турбогенераторов близкой мощности на ТЭС Ювяскюля (Финляндия) с системой охлаждения сердечника статора при помощи U-образных каналов и на Черепетской ГРЭС с системой охлаждения при помощи аксиальных каналов в зубцах, применение аксиальных каналов дает возможность снизить температуру обмотки статора на 12°C .

2.5.2. Экспресс-оценки максимальных температур зубцовой зоны статора при воздушном охлаждении

В соответствии с целевым назначением и областью влияния системы косвенного охлаждения на нагрев обмотки статора подлежит сравнительному анализу качество охлаждения зубцовой зоны статора при различных исполнениях системы. Более конкретно, критерием эффективности сопоставляемых систем будем считать среднее превышение температуры стенок пазов над температурой холодного воздуха, или, что практически одно и то же, среднеинтегральное превышение температуры зубцов статора при одинаковых тепловых и электромагнитных нагрузках в турбогенераторе и одинаковых габаритах статора.

Последнее условие будем трактовать как требование постоянства магнитной индукции в зубцах статора, что автоматически обеспечивает сохранение НС в статоре и, следовательно, сохранение тока возбуждения при номинальной нагрузке турбогенератора [36]. Отсюда вытекает требование сохранения

проходного сечения для радиальной составляющей магнитного потока в зубцах, так что компенсация убыли этого сечения из-за появления щелевых каналов сопровождается некоторым увеличением активной длины магнитопровода (строго говоря, за счет некоторого уменьшения числа радиальных каналов при фиксированной их ширине).

Поставленное условие сопоставления средних превышений температур позволяет получать их для сравниваемых вариантов конструкции, минуя детальное исследование температурного поля в статоре. Инструментом достаточно представительного расчета здесь становится метод эквивалентных схем, оперирующий осредненными параметрами системы охлаждения (суммарные потери в обмотке и зубце, средние коэффициенты теплоотдачи в радиальных и щелевых каналах, средняя скорость воздуха в радиальном канале, и т.п.).

В представленном ниже приближенном тепловом расчете статора с *U-образными каналами* приняты следующие допущения: в ярме на одном зубцовом делении выделяются потери $2P_1$, в зубце и обмотке - потери $2P_2$ (см. рис. 2.8), теплопроводность конечна в тангенциальном направлении ярма, бесконечна в тангенциальном направлении зубца и равна нулю в радиальном направлении (между ярмом и зубцом). Приняты следующие обозначения:

P_2 – сумма потерь в зубце и пазовой зоне обмотки, Вт; P_1 – потери в ярме, Вт; b – толщина пакета, м; $\lambda_{\text{попер}}$ и $\lambda_{\text{прод}}$ – поперечная и продольная теплопроводность пакета, Вт/мК; α_a и α_z – коэффициенты теплоотдачи в ярме и зубцовой зоне, Вт/м²К; F_1 и F_2 – поверхности каналов в зоне ярма и зубцов, м²; Q – расход воздуха, м³/с; c – удельная теплоемкость воздуха, кДж/м³К.

Коэффициент теплопередачи в пакете (для вычисления *среднего* превышения температуры зубца)

$$k_{zcp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z} + \frac{b}{6\lambda}}; \quad k_{acp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{b}{6\lambda_{\text{попер}}}}$$

$$P_a = P_1/2, \quad P_z = P_2/2.$$

$$1) \theta_1^{**} = \theta_1^* + \Delta\theta_\lambda,$$

$$\frac{P_a + q_1}{k_a F_1} + \frac{P_a + q_1}{2cQ} = \frac{P_a - q_1}{k_a F_1} + \frac{2(P_a + P_z) - 0,5(P_a - q_1)}{cQ} + q_1 R_\lambda.$$

$$2) \theta_2^{**} = \theta_2^*,$$

$$\frac{P_z + q_2}{k_z F_2} + \frac{P_a + 0,5P_z + q_1 + 0,5q_2}{cQ} = \frac{P_z - q_2}{k_z F_2} + \frac{2P_a + 2P_z + P_a + 1,5P_z + q_1 + 0,5q_2}{cQ}.$$

Безразмерные параметры $m_1 = cQ/k_1 F_1$, $m_2 = cQ/k_2 F_2$, $\mu_1 = R_\lambda/R_\alpha = k_1 F_1 \delta / \lambda_{\text{прод}} S_l$, так что $R_\lambda cQ = m_1 \mu_1$.

Уравнительные потоки q_1 и q_2

$$m_1(P_a + q_1) + 0,5(P_a + q_1) = m_1(P_a - q_1) + 2(P_a + P_z) - 0,5(P_a - q_1) - q_1 \mu_1 m_1,$$

$$m_2(P_z + q_2) + P_a + 0,5P_z + q_1 + 0,5q_2 = m_2(P_z - q_2) + P_a + 1,5P_z + q_1 + 0,5q_2.$$

Отсюда

$$q_1 = \frac{2P_z + P_a}{m_1(2 + \mu_1)}, \quad q_2 = \frac{P_z}{2m_2}.$$

Максимальное превышение температуры зубца с учетом уравнительного потока:

$$\theta_2^{**} = \theta_2^* = \frac{P_z + q_2}{k_z F_z} + \frac{P_a + 0,5P_z + q_1 + 0,5q_2}{cQ}.$$

Максимальное превышение температуры зубца без учета уравнительного потока:

$$\theta_2 = \frac{P_z}{k_z F_2} + \frac{P_a + P_z}{cQ}.$$

Тепловой расчет зубцовой зоны статора с **радиально-аксиальными каналами** построен на эквивалентной схеме замещения, показанной на рис. 2.21. Дополнительные обозначения: α_1 , α_2 и α_3 – коэффициенты теплоотдачи в набегающем, щелевом и сбегающем каналах, Вт/м²К; F_1 , F_2 и F_3 – поверхности набегающего, щелевого и сбегающего каналов, м²;

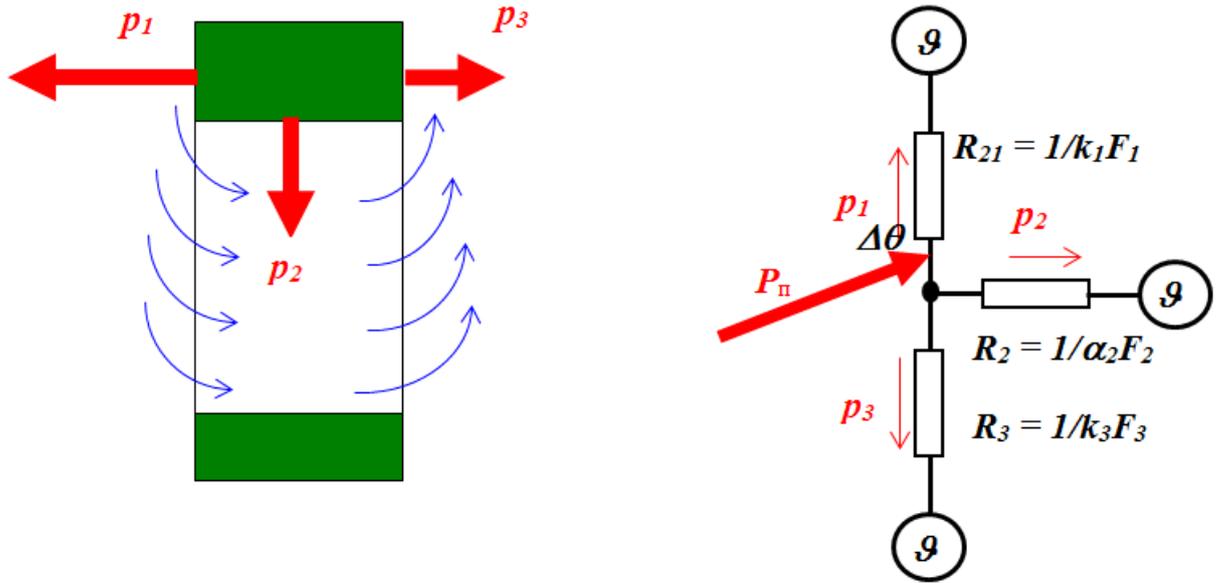


Рис. 2.21. Схематизация теплового процесса в зубцовой зоне статора с перепуском потока воздуха через аксиальные щелевые каналы

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{p_1}{k_1 F_1} + \frac{p_1}{2cQ} = \Delta\theta; \\ \frac{p_2}{\alpha_2 F_2} + \frac{p_1}{cQ} + \frac{p_2}{2cQ} = \Delta\theta; \\ \frac{p_3}{k_3 F_3} + \frac{p_1 + p_2}{cQ} + \frac{p_3}{2cQ} = \Delta\theta; \\ p_1 + p_2 + p_3 = P_{\Pi}. \end{array} \right.$$

Коэффициент теплопередачи для определения среднего превышения температуры зубца:

$$k_{1,3cp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,3}} + \frac{b}{6\lambda_{nonep}}}.$$

Безразмерные параметры:

$$m_1 = \frac{cQ}{k_1 F_1}; \quad m_2 = \frac{cQ}{\alpha_2 F_2}; \quad m_3 = \frac{cQ}{k_3 F_3}.$$

Превышение температуры зубца над температурой воздуха на уровне дна паза на набегающей поверхности зубца:

$$\Delta\theta = \frac{\frac{m_2 + 0,5}{m_1 - 0,5}(m_1 + 0,5)}{1 + \frac{m_2 + 0,5}{m_1 - 0,5} + \frac{m_2 - 0,5}{m_3 + 0,5}} \frac{P_n}{cQ}.$$

При условии $m_1 = m_3 = m, m_2 = M$:

$$\Delta\theta = \frac{(M + 0,5)(m + 0,5)^2}{m(m + 2M) + 0,25} \frac{P_n}{cQ},$$

или $\Delta\theta = K\Delta\vartheta,$

$$K = \frac{(M + 0,5)(m + 0,5)^2}{m(m + 2M) + 0,25}.$$

Начальный подогрев воздуха на участке ярма:

$$\Delta\vartheta_0 = \Delta P_d / cQ.$$

Среднее превышение температуры внутренней поверхности паза над температурой холодного воздуха:

$$\theta = \Delta\vartheta_0 + \Delta\theta.$$

Количественное сравнение эффективности двух систем воздушного охлаждения выполнено на примере статора турбогенератора мощностью 225 МВт. Соблюдая условия сопоставления, сформулированные в начале п. 2.5.2, используем следующие общие для обоих вариантов исходные данные: расход воздуха $Q = 22 \text{ м}^3/\text{с}$; суммарные потери в пазовой зоне $P_n = 578 \text{ кВт}$; потери в зоне ярма $P_a = 155 \text{ кВт}$; число пазов 60.

Для варианта с U-образными каналами: коэффициенты теплоотдачи в каналах зубцов $\alpha_z = 120 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, в каналах ярма $\alpha_a = 60 \text{ Вт/м}^2\text{К}$; поперечная теплопроводность пакета $\lambda_{\text{попер}} = 1 \text{ Вт/мК}$; продольная теплопроводность пакета $\lambda_{\text{прод}} = 20 \text{ Вт/мК}$; тангенциальный путь теплового потока в ярме $\delta = 0,061 \text{ м}$; поперечное сечение ярма для тангенциального потока $S = 92 \text{ м}^2$; число пакетов 112 толщиной 30 мм. Поверхности охлаждения каналов (на весь статор) - в ярме $2F_a = 747 \text{ м}^2$, в зубцах $2F_z = 200 \text{ м}^2$. При этих исходных данных значения безразмерных параметров $m_1 = 1,41$; $m_2 = 3,22$; $\mu_1 = 0,57$; уравнительные тепловые

потоки – в яреме $q_1 = 184$ кВт, в зубцах $q_2 = 45$ кВт. **Искомое превышение температуры $62,2^{\circ}\text{C}$.**

Для варианта с радиально-аксиальной системой охлаждения: коэффициенты теплоотдачи в радиальных каналах $\alpha_1 = \alpha_3 = 200$ Вт/м²К; в щелевых каналах $\alpha_2 = 120$ Вт/м²К; число пакетов 91 толщиной 40 мм; поверхности охлаждения в зубцовой зоне (на весь статор) - радиальных каналов $F_1 = F_3 = 77,5$ м², - щелевых каналов $F_2 = 83$ м². Значения безразмерных параметров $m = 3,63$; $M = 2,43$. **Искомое превышение температуры $44,8^{\circ}\text{C}$ (т.е. примерно на 17°C меньше, чем в предыдущей конструкции).**

2.6. Ожидаемая эффективность и специфические ограничения использования аксиальных щелеобразных каналов при водородном охлаждении

В любой конструкции с радиальными каналами, в том числе и с U-образными, передача тепла от источника (собственное тепловыделение в зубце статора и теплоприток от обмотки) к поверхности вентиляционного канала происходит посредством теплопроводности поперек пакета. На этом пути тепловой поток имеет дело с низкой поперечной теплопроводностью пакета, обусловленной неидеальной плотностью запрессовки и наличием лакового покрытия листов стали сердечника. Именно с этим связана значительная компонента превышения температуры зубца. При появлении в зубце аксиального канала возникает дополнительный сток тепла вдоль листов активной стали, шунтирующий первоначальный поперечный сток. Чем большую долю тепла удастся отвести с поверхности аксиального канала, тем меньше будут поперечные тепловые потоки и пропорциональные им внутренние перепады температуры по толщине пакета. Указанная доля зависит от сравнительной интенсивности отвода тепла в двух направлениях – к аксиальному и радиальным каналам.

Применение водорода повышенного давления вместо воздуха приводит к значительному усилению конвективного теплообмена на всех теплоотдающих

поверхностях, т.е. и в радиальных, и в аксиальных каналах. Это облегчает сток тепла с поверхности аксиального канала, но на пути теплового потока к радиальному каналу остается прежнее главное препятствие – поперечное сопротивление пакета, и путь для этого потока в данном направлении остается почти столь же тесным, как и прежде. В итоге происходит благоприятное для конструкции перераспределение стоков тепла: поток в аксиальный канал становится преобладающим, и суммарный эффект становится более чувствительным к свойствам охлаждающего газа. В подобных условиях преимущества радиально-аксиальной системы перед системой с U-образными каналами проявляются на водороде значительно сильнее, чем на воздухе. Это особенно ощутимо, когда обе сравниваемые системы не связаны по газовому потоку с ротором, т.е. получают холодный и возвращают нагретый газ на периферии сердечника статора без выхода газа в зазор генератора. В этом случае на долю щелеобразных каналов приходится уже отвод не 25-35% суммарных потерь в пазовой зоне статора, как на воздухе (см. рис. 2.21), а 65-75%.

Однако, на пути создания независимой многопоточной системы охлаждения статора при водородном охлаждении имеются технологические затруднения, поэтому имеет смысл использовать одноструйную нагнетательную схему вентиляции генератора с осевыми вентиляторами и рассматривать работу радиально-аксиальной системы охлаждения статора с подачей охлаждающего водорода из зазора между статором и ротором. В интересах минимизации начального теплосодержания газа при входе в статор используется схема самовентиляции ротора из подпазового канала и дополнительно организуется приток практически холодного газа из ротора в центральную зону статора. Соответствующее техническое решение рассмотрено ниже, в главе 4.

2.7. Экспериментальное исследование коэффициентов теплоотдачи в щелеобразных вентиляционных каналах в среде водорода

С целью определения коэффициентов теплоотдачи в щелеобразных каналах при водородном охлаждении был выполнен компактный эксперимент,

функционально замещающий исследование лабораторной установки, аналогичной вышеописанной, в которой вместо атмосферного воздуха циркулировал бы водород при повышенном давлении. В мировой практике электромашиностроения вопросы создания установок такого рода даже не рассматриваются ввиду очевидного масштаба ожидаемых затруднений. Идея замещающего эксперимента состоит в исследовании активного датчика теплоотдачи, встраиваемого в контур циркуляции охлаждающего газа серийного турбогенератора с водородным охлаждением на время его стендовых испытаний [11].

Активный датчик теплоотдачи представляет собой имитацию щелеобразного канала и содержит калиброванный источник тепла и средства температурных измерений. Принципиальная схема датчика показана на рис. 2.22.

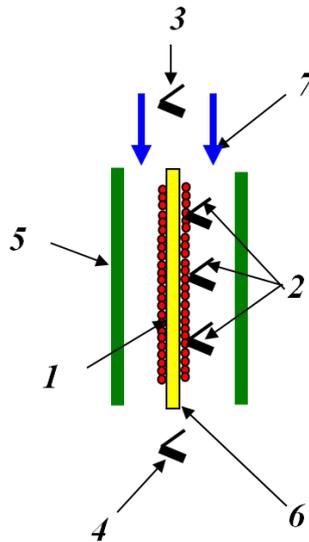


Рис. 2.22. Принципиальная схема активного датчика теплоотдачи

На рис. 2.22 обозначены:

- 1 – обмотка электронагревателя;
- 2 – термопары для измерения температуры поверхности канала;
- 3 – термопара для измерения температуры газа при входе в канал;
- 4 – термопара для измерения температуры газа при выходе из канала;
- 5 – каркас датчика;
- 6 – изолирующее основание нагревателя;
- 7 – поток охлаждающего газа.

Измерения электрической мощности датчика и соответствующих значений температуры его активной поверхности и охлаждающего газа, дающие в итоге значение коэффициента теплоотдачи, производились:

- а) в градуировочной установке на воздухе (рис. 2.23);
- б) в турбогенераторе при испытании на воздухе при различной частоте вращения и давлении, близком к атмосферному;
- в) в турбогенераторе при испытании на водороде при варьируемых частоте вращения и давлении газа.

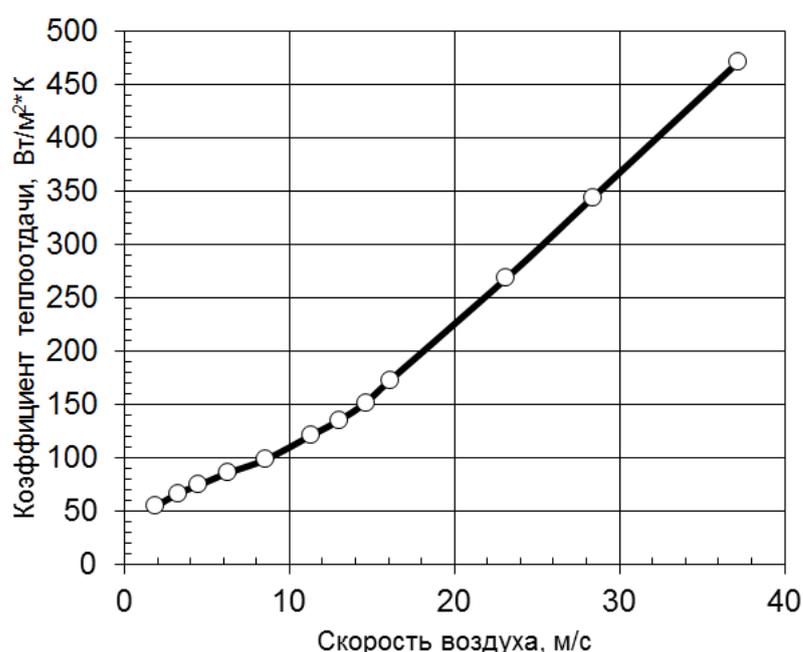


Рис. 2.23. Градуировочная характеристика активного датчика теплоотдачи

На стадии подготовки эксперимента в условиях стендовых испытаний турбогенератора датчики устанавливались при входе в вентиляционные каналы между пакетами активной стали статора на периферии сердечника статора испытуемого турбогенератора ТВВ-500-2 с радиально-тангенциальной схемой вентиляции. Расположение датчиков в вентиляционном тракте машины обеспечивало внезапный вход в этот канал из просторной камеры между сердечником и корпусом статора. Тем самым достигалась идентичность геометрических и гидромеханических условий [35], определяющих процесс

конвективного теплообмена в канале датчика, при размещении его в испытываемой машине и в градуировочной установке.

Режимы испытания турбогенератора на воздухе при давлении 1,2 ата и на водороде при давлении 2,5 ата, 4,0 ата и 5,5 ата включали по шесть ступеней частоты вращения от 500 до 3000 об/мин с интервалом 500 об/мин. Во всех режимах опрос датчиков производился при помощи многоканального измерительного устройства, обеспечивающего ежесекундную запись всех температурных сигналов на протяжении контрольного отрезка времени, начало которого устанавливалось с момента достижения практически установившегося теплового состояния обмотки нагревателя при питании его от стабилизированного источника тока.

Испытание турбогенератора на воздухе является промежуточной процедурой, обеспечивающей идентификацию скоростей газа в канале датчика. Эти скорости служат аргументом итоговой зависимости $\alpha_{H2} = f(w_{H2})$ при последующих испытаниях на водороде. Функция косвенного измерения скорости воздуха в исследуемом канале возлагается на сам датчик теплоотдачи, используемый в качестве термоанемометра. В этом случае лабораторная градуировочная характеристика рассматривается как зависимость искомой скорости от измеренного коэффициента теплоотдачи. Более конкретно, используется однозначная связь среднего превышения температуры нагревателя фиксированной мощности P со скоростью воздуха w при заданном абсолютном давлении H . Поскольку эта связь устанавливается посредством лабораторного тарирования датчика при атмосферном давлении воздуха, то идентификация объемной скорости при измерениях на турбогенераторе в воздушной среде требует внесения поправки на давление.

Таким образом, использование исходной градуировочной характеристики $\alpha = f(w)$ включает:

а) аппроксимацию участка исходной характеристики, охватывающего по ординате некоторый диапазон измеренных значений коэффициента теплоотдачи,

степенной зависимостью вида $\alpha = Aw^m$ с определением числовых значений множителя A и показателя степени m ;

б) вычисление поправки Nm на отличие давления воздуха N в испытуемом турбогенераторе от атмосферного и получение графика новой функции $\alpha = A(Hw)^m = A_1w^m$;

в) нахождение скорости воздуха по измеренным значениям коэффициента теплоотдачи α при фиксированной частоте вращения n , с использованием графика функции $\alpha = A(Hw)^m = A_1w^m$, или, что то же, вычисление этой скорости по формуле $w = \alpha^m/A_1$;

Далее, по нескольким найденным указанным образом соответствиям скорости воздуха и частоты вращения $w(n)$ определяется множитель K линейной функции $w(n) = Kn$, который используется для идентификации скорости газа при последующих испытаниях на водороде.

Указанные выше процедуры подлежат следующей формализации. Взаимное соответствие скорости воздуха w и коэффициента теплоотдачи α при заданной частоте вращения n дается следующими двумя уравнениями:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha = \frac{w}{\Delta\theta - BP/w}; \\ \alpha = A_1w^m. \end{array} \right. \quad (2.1)$$

$$(2.2)$$

$$B = \frac{1}{2cS}; \quad \Delta\theta = \theta_{\text{ср.}} - \vartheta_x.$$

Уравнение (2.1) следует из универсального определения коэффициента теплоотдачи. Уравнение (2.2) выражает эмпирическую связь между функцией α и аргументом w , получаемую в процессе градуировки конкретного датчика. В обоих уравнениях участвуют параметры конструкции (поверхность охлаждения F , проходное сечение канала S , электрическое сопротивление нагревателя R) и режима (физические свойства – удельная теплоемкость c и давление H газа, мощность нагревателя P , средняя температура нагревателя $\theta_{\text{ср.}}$, температура входящего газа ϑ_x). Из выражений (2.1) и (2.2) следует:

$$A_1 w^m = \frac{1}{(F\Delta\theta/P) - Bw^{-1}} = \frac{1}{r - Bw^{-1}}, \quad (2.3)$$

где $r = F\Delta\theta/P$ – удельное термическое сопротивление датчика, имеющее размерность [м²К/Вт] и зависящее от параметров конструкции и режима.

Представим формулу (2.3) в виде уравнения относительно w при произвольных значениях параметров A_1 , r и B :

$$w - \frac{1}{A_1 r} w^{1-m} - \frac{B}{r} = 0 \quad (2.4)$$

В частном случае, для участка градуировочной характеристики при $w < 12$ м/с (см. рис. 2.22), имеем $m = 0,5$, что упрощает уравнение (2.4) до квадратного относительно переменной $w^{0,5}$:

$$w - \frac{1}{A_1 r} w^{0,5} - \frac{B}{r} = 0, \quad (2.4a)$$

откуда следует для искомой скорости воздуха:

$$w = \left[\frac{1}{2A_1 r} + \sqrt{\left(\frac{1}{2A_1 r}\right)^2 + \frac{B}{r}} \right]^2. \quad (2.5)$$

Подстановка в (2.5) конкретных значений параметров конструкции датчика (B) и градуировочной характеристики (A_1), а также величины r , определяемой из опыта на воздухе при фиксированной частоте вращения n^* , дает величину скорости воздуха w^* , однозначно соответствующую этой частоте вращения. Принимая условие равенства скоростей воздуха и водорода при одинаковой частоте вращения и руководствуясь линейной зависимостью $w(n) = Kn$, получаем следующую единую для всех проведенных опытов шкалу скоростей газа:

Частота вращения n , об/мин	500	1000	1500	2000	2500	3000
Скорость газа w , м/с	4,3	8,6	12,9	17,2	21,5	25,8

Прямым результатом эксперимента являются локальные коэффициенты теплоотдачи, распределение которых по длине канала для водорода при давлении 5,5 ата показано в качестве примера на рис. 2.24.

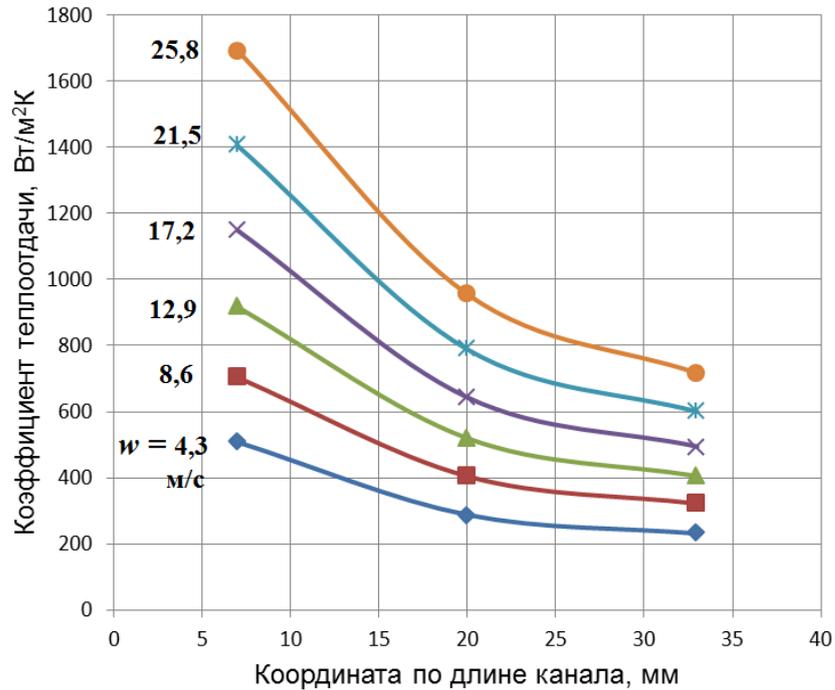


Рис. 2.24. Распределение коэффициентов теплоотдачи по длине канала при испытании активного датчика на водороде при давлении 5,5 ата

Как следует из рисунка, форма указанных распределений и степень их неравномерности по длине канала близка к показанной на рис. 2.10 для воздушной модели, при этом масштаб коэффициентов теплоотдачи на рис.2.23 едва ли не на порядок выше, чем на рис. 2.11.

Полученные из опыта значения средних по длине канала коэффициентов теплоотдачи на водороде могут быть распространены на щелеобразные каналы в зубцах статора проектируемых турбогенераторов с водородным охлаждением, поскольку конфигурация этих каналов в силу их назначения консервативна и, по видимому, в обозримом будущем не подлежит варьированию. На рис. 2.25 дана простейшая форма зависимости этих коэффициентов от произведения скорости w (м/с) на абсолютное давление водорода H (ата). Опыты охватывали более широкий диапазон аргумента wH , чем его можно ожидать в реальных конструкциях мощных турбогенераторов: в действительности нижний предел (wH

= 16) соответствует скорости газа 4 м/с при давлении 4 ата, верхний ($wH = 72$) – скорости газа 12 м/с при давлении 6 ата.

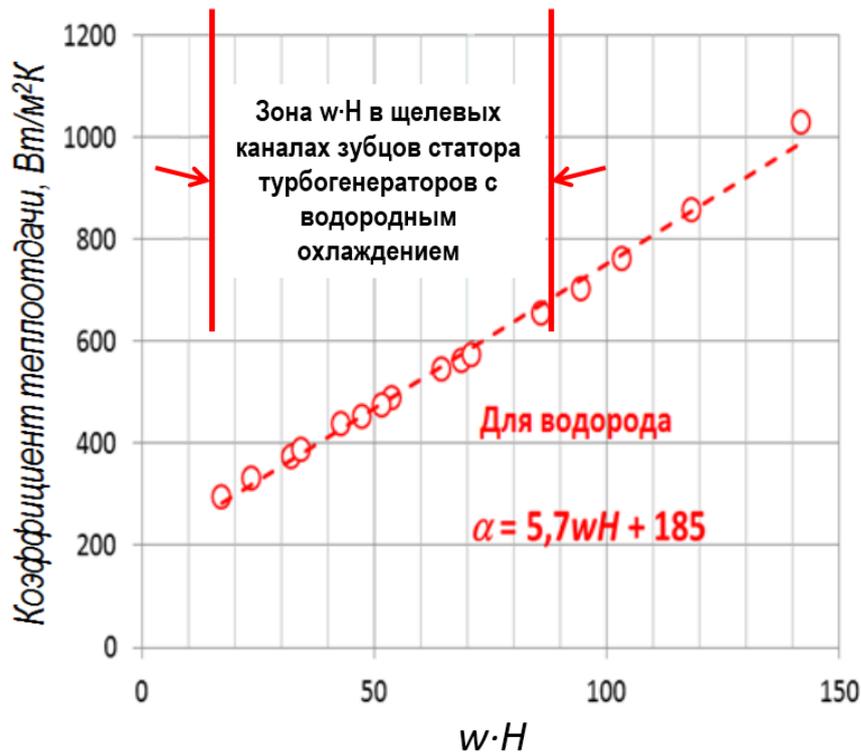


Рис. 2.25. Зависимость коэффициента теплоотдачи от произведения скорости водорода на его абсолютное давление

Более универсальный характер имеет критериальная зависимость, обобщающая опытные закономерности с помощью безразмерных чисел Нуссельта $Nu = \alpha D / \lambda_0$ и Рейнольдса $Re = wD / \nu$ (здесь D – гидравлический диаметр канала, λ_0 – коэффициент теплопроводности газа, ν – кинематическая вязкость газа). На рис. 2.26 приведены соответствующие зависимости – на этот раз для ожидаемого диапазона параметров конструкции, чему соответствует диапазон чисел Рейнольдса от 800 до 3600. Таким зависимостям принято придавать степенную форму $Nu = A Re^m$. Обращает на себя внимание существенное расхождение критериальных зависимостей для воздуха $Nu = 0,43 Re^{0,5}$ и водорода $Nu = 0,29 Re^{0,5}$, что указывает на отсутствие гидродинамического подобия потоков этих газов в идентичных геометрических условиях (один и тот же канал).

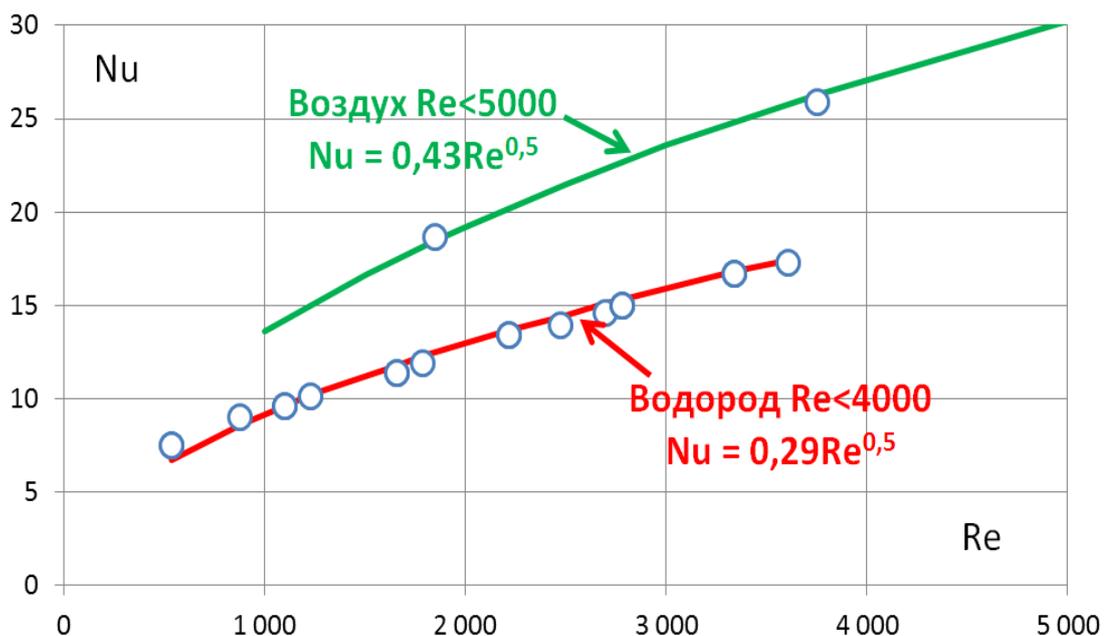


Рис 2.26. Критериальные зависимости теплоотдачи

Полученный экспериментальный результат предостерегает против пересчета результатов физического моделирования данной достаточно сложной в гидродинамическом отношении системы с одной газовой среды на другую (модель на воздухе – натура на водороде). Одной из частных причин отмеченного расхождения может служить то, что водородная среда, используемая при испытании и эксплуатации не является химически чистой (при испытаниях содержание водорода внутри генератора составляло 97,8%, что соответствует обычному для практики уровню). Следовательно, формальное использование табличного числового значения коэффициента теплопроводности чистого водорода $\lambda_0 = 0,18$ Вт/м*К, участвующего в выражении для критерия Нуссельта $Nu = \alpha D / \lambda_0$, не является корректным, а сведения о теплопроводности такой двухкомпонентной смеси в литературе отсутствуют. Иные причины полученного расхождения связаны, вероятно, с переходным режимом течения [47, 49, 92] при достаточно своеобразной геометрии канала и гидродинамике потока (внезапный вход в канал прямоугольного сечения).

Выводы по главе 2

1. Нагрев обмотки статора турбогенератора с косвенным газовым охлаждением определяется примерно в равной степени внутренним температурным перепадом в корпусной изоляции и нагревом зубца статора. Снижение первой компоненты достигается применением новых электроизоляционных материалов с повышенной теплопроводностью, снижение второй – совершенствованием системы газового охлаждения зубцовой зоны статора.

2. Математическое моделирование потоков воздуха и температурных полей в активной зоне статора, подтвержденное лабораторным и натурным экспериментом, показало, что автономизированная радиально-аксиальная система воздушного охлаждения зубцовой зоны статора заметно превосходит альтернативные варианты конструкции по эффективности охлаждения. Достоинства данной системы охлаждения состоят в увеличении общей поверхности охлаждения, искусственной турбулизации воздушных потоков при входе в аксиальные каналы, сокращении пути теплового потока из обмотки к поверхности аксиальных каналов и отсутствии тангенциального уравнивающего теплового потока в ярме.

3. Технологические трудности на пути создания автономизированной системы водородного охлаждения статора делают здесь предпочтительным питание радиально-аксиальной системы охлаждения статора из зазора между статором и ротором за счет использования одноструйной нагнетательной схемы вентиляции генератора с осевыми вентиляторами.

4. Экспериментальное исследование радиально-аксиальной системы вентиляции статора турбогенератора с косвенным воздушным охлаждением на полномасштабной физической модели позволило определить закономерности, связывающие интенсивность теплоотдачи с параметрами конструкции и режима течения воздуха в каналах гидродинамически неправильной формы. Соответствующие опытные данные для водородного охлаждения статора были

получены при помощи специально разработанного активного датчика теплоотдачи, встраиваемого в контур циркуляции охлаждающего газа серийного турбогенератора на время его стендовых испытаний.

5. Получение и обобщение экспериментальной информации по теплоотдаче в каналах статора при новой, ранее не изученной их конфигурации, способствуют повышению качества проектирования новых мощных турбогенераторов с радиально-аксиальной системой воздушного и водородного охлаждения.

Глава 3. Условия эффективного функционирования систем самовентиляции ротора из подпазового канала в крупных турбогенераторах с воздушным и водородным охлаждением

3.1. Самовентиляция пазовой части обмотки ротора из подпазового канала при воздушном и водородном охлаждении

Система непосредственного газового охлаждения обмотки ротора с радиальными каналами, распределенными по длине ротора и питаемыми из подпазовых каналов, получила исключительно широкое распространение. Система применяется как в классическом варианте (подпазовый канал с радиальными ответвлениями – рис. 3.1), так и в многочисленных модификациях, сочетающих радиальные каналы с аксиальными (рис. 3.2). Особенно удачно эта система отвечает своему назначению в генераторах нового поколения, производимых мировым электромашиностроением, с полным газовым охлаждением – по большей части, воздушным [7, 9, 12, 13, 82, 85], но, в расчете на ближайшую перспективу – также и водородным [10, 84, 97].

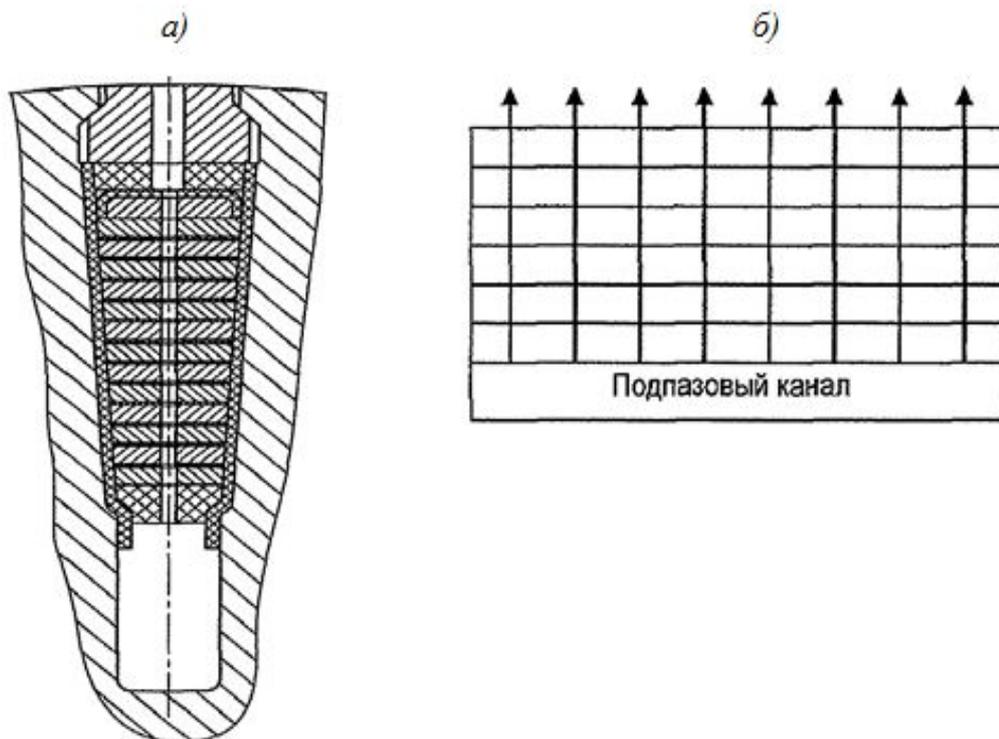


Рис. 3.1. Радиальные каналы в обмотке ротора

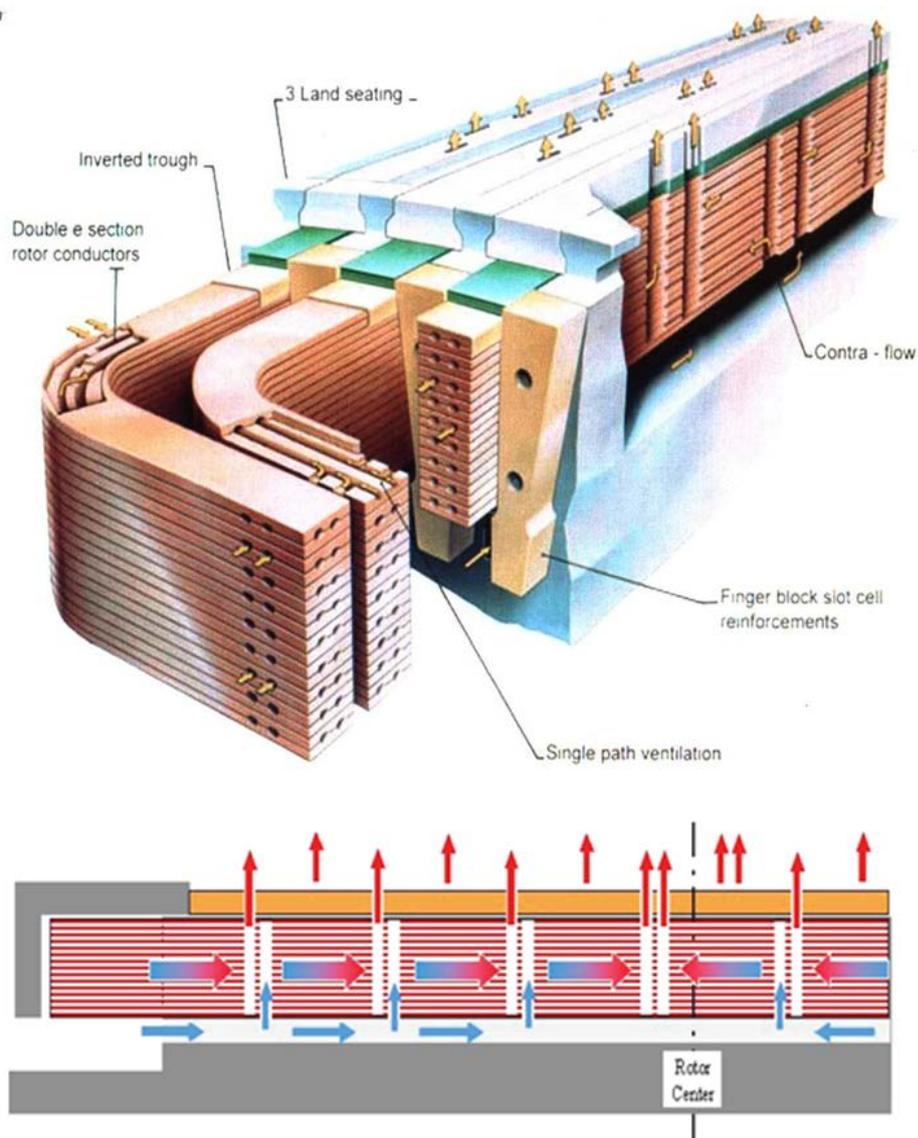


Рис. 3.2. Примеры сочетания радиальных и аксиальных каналов при газоснабжении ротора из подпазового канала

При использовании данной системы охлаждения в турбогенераторах наибольшей мощности стремятся к минимизации общего уровня температуры и ее локальных (пиковых) значений в пределах пазовой части обмотки возбуждения. Это требует детального исследования ряда факторов, определяющих характер температурного поля в активной зоне ротора.

Решающее влияние на производительность вентиляционной системы оказывает величина входного сечения подпазовых каналов, что накладывает основное ограничение на активную длину ротора, т.е., в конечном счете, на

единичную мощность машины. Именно общий расход газа через ротор (при заданных теплофизических свойствах хладагента) определяет среднюю температуру обмотки, и лишь при положительном решении этого первостепенного вопроса возникает задача второго плана – минимизации температурных разностей в пределах пазовой части обмотки.

С тепловых позиций не имеет однозначного решения вопрос о рациональном числе радиальных каналов на единицу длины паза, поскольку увеличение этого числа приводит к ряду противоположных последствий. Пропорциональному возрастанию поверхности охлаждения в этом случае соответствует снижение скорости в каналах, что приводит к уменьшению в несколько меньшей пропорции коэффициента теплоотдачи. К числу вторичных (также встречно действующих) факторов следует отнести небольшое увеличение потерь в обмотке за счет уменьшения эффективного сечения меди при некотором возрастании расхода газа вследствие уменьшения гидравлического сопротивления ответвлений. Хотя указанные воздействия отчасти попарно уравниваются, но в значительном числе конструкций итоговый эффект оказывается положительным.

Что касается неоднородности температурного поля обмотки, то долгое время основное внимание в литературе уделялось первопричине лишь продольной его неравномерности, т.е. механизму распределения скоростей газа в радиальных каналах по длине ротора [68, 79, 80]. В современных конструкциях эта проблема утрачивает остроту благодаря применению подпазовых каналов переменного сечения, что способствует выравниванию скоростей в радиальных каналах ценой незначительного снижения общего расхода (рис. 3.3, б)).

В числе иных факторов, определяющих неравномерность нагрева обмотки, главным образом, в радиальном направлении, важную роль играют подогрев газа в радиальных каналах (величина, обратно пропорциональная массовому расходу) и неравномерность тепловыделения в отдельных витках при трапецеидальном исполнении паза. Естественно, что влияние подогрева газа при воздушном

охлаждении проявляется сильнее, чем при водородном, вследствие более низкой теплоотводящей способности воздуха.

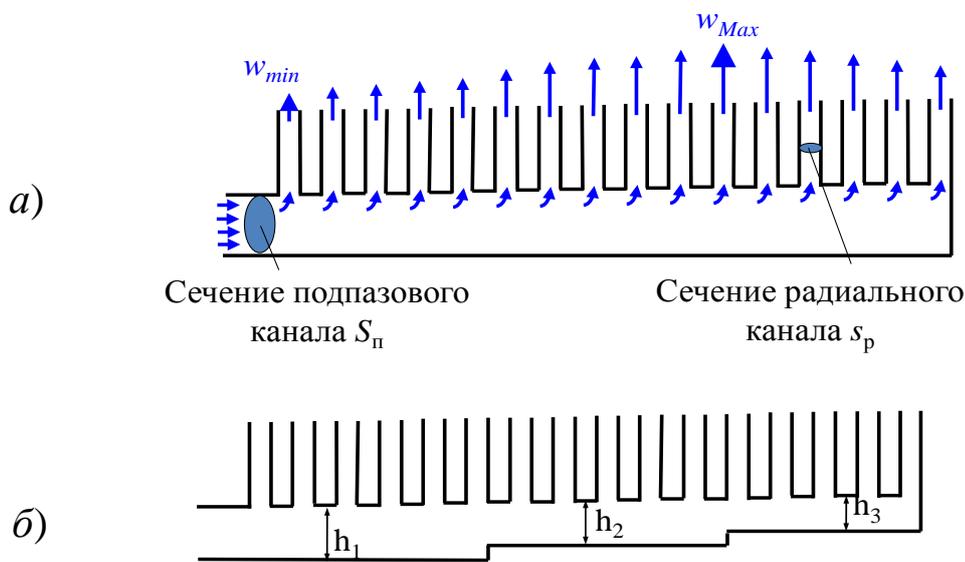


Рис. 3.3. Система раздачи с подпазовым каналом постоянного (а) и ступенчатого (б) сечения

Определенное воздействие на температурное поле обмотки оказывает кондуктивная связь проводников с телом ротора через корпусную изоляцию. В частности, усиленный сток тепла от витков, близлежащих к подпазовому каналу, способствует снижению температуры этих витков на тех участках канала, где интенсивная теплоотдача обусловлена высокой скоростью газового потока.

Применительно к турбогенераторам предельной мощности с водородным и воздушным охлаждением в настоящей работе выполнено исследование температурного поля пазовой части ротора с целью оптимизации геометрии обмотки с подпазовым каналом в различных вариантах исполнения системы раздачи охлаждающего газа. Это, в свою очередь, потребовало полноценного решения задачи течения газа в отдельных ветвях данного вентиляционного тракта. Имеющиеся аналитические решения последней классической задачи в чисто гидравлической постановке [67, 68] верифицированы посредством математического моделирования соответствующего гидродинамического процесса и сопоставлены с экспериментом, осуществленным в свое время на полномасштабной модели ротора [43].

В качестве объекта расчетного исследования выбран ротор турбогенератора мощностью 660 МВт с полным водородным охлаждением. Длина участка, на котором осуществляется питание радиальных каналов обмотки из подпазового канала, составляет 5,4 м, что соответствует полной длине активной зоны ротора 6,6 м. Геометрические характеристики радиальных каналов соответствуют обычно используемым в практике турбогенераторостроения (каналы щелеобразной формы шириной 3 мм в медных проводниках). Эти характеристики (шаг и форма каналов, размеры поперечного сечения, радиальная протяженность канала в обмотке) приняты неизменными, и варьированию подлежал лишь профиль подпазового канала при заданной площади поперечного сечения его входного окна.

На рис. 3.4 по результатам полевых гидродинамических расчетов построены распределения скоростей в радиальных каналах по длине ротора в зависимости от формы подпазового канала. Кривая 1 соответствует равномерному прямоугольному сечению этого канала, а кривые 2 и 3 – сечению, высота которого на протяжении канала дважды скачкообразно изменяется в направлении от торца к центру ротора с различной глубиной: для кривой 2 каждый скачок составляет 12 мм, а для кривой 3 – 24 мм.

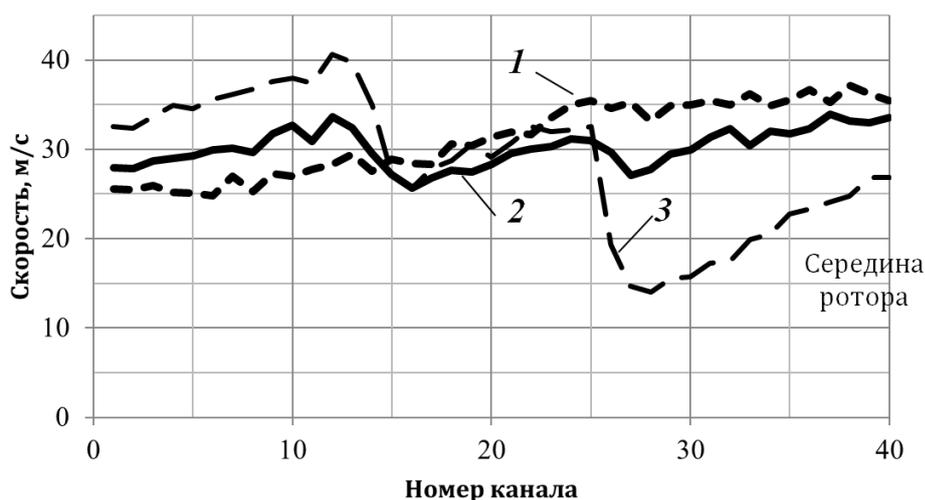


Рис. 3.4. Распределения скоростей в радиальных каналах ротора в зависимости от формы его подпазового канала

Сравнение результатов серии полевых расчетов позволило сделать вывод, что постепенное сужение сечения подпазового канала по длине ротора от торца к его центру не всегда приводит к требуемому снижению неравномерности распределения скоростей в радиальных каналах ротора, а, зачастую напротив, лишь увеличивает эту неравномерность. К положительному эффекту приводит лишь относительно плавное уменьшение высоты подпазового канала без чрезмерного сужения его к центру бочки ротора. Из трех представленных вариантов исполнения подпазового канала ротора наилучший результат дает ступенчатый канал с вертикальным шагом уменьшения его высоты 12 мм (кривая 2 на рис.3), когда достигается практически равномерное распределение скоростей по радиальным каналам. Общий расход газа при таком исполнении незначительно снижается по сравнению с исполнением при равномерном сечении подпазового канала (менее, чем на 4%). Исполнению с более грубым шагом по высоте (24 мм) присущи два недостатка: значительная неравномерность распределения скоростей в радиальных каналах обмотки и ощутимое уменьшение общего расхода газа (до 10%). По этой причине мы исключаем такое исполнение из дальнейшего рассмотрения.

Таким образом, моделированию пространственного поля температуры ротора подлежат два варианта исполнения подпазового канала: с равномерным сечением и глубине скачка 12 мм. Применительно к каждому из этих двух вариантов выполнены решения серии плоских задач стационарной теплопроводности для восьми характерных поперечных сечений ротора при помощи пакета программ ELCUT. По результатам указанных полевых решений построены кривые распределения температуры обмотки в пазовой части ротора в пределах половины активной длины для верхнего и нижнего витков. Сравнение соответствующих кривых на рис 3.5, *а* и 3.5, *б* показывает, что для данных условий применение ступенчатого подпазового канала вместо канала постоянного сечения сказывается на нагреве обмотки в незначительной мере - выигрыш по максимальной температуре в варианте со ступенчатым каналом составляет менее 4°C, при практически одинаковой средней температуре в обоих вариантах. Такой

результат объясняется выравнивающим воздействием фактора трения в питающем канале равномерного сечения на распределение скоростей в ответвлениях, что хорошо известно из теории. В данном случае мы имеем дело с настолько большой активной длиной ротора, т.е. протяженностью питающего канала, что указанный фактор в значительной мере противостоит перераспределению динамического и статического давления в подпазовом канале, следствием чего является малое различие скоростей газа в каналах обмотки (см. рис. 3.4, кривая 1).

Из сказанного следует, что исполнение подпазового канала переменного сечения в роторах с длиной активной зоны более 6,5 м (а такая тенденция сопутствует росту единичной мощности турбогенераторов), возможно, не требуется, особенно если учесть увеличение стоимости механической обработки вала ротора.

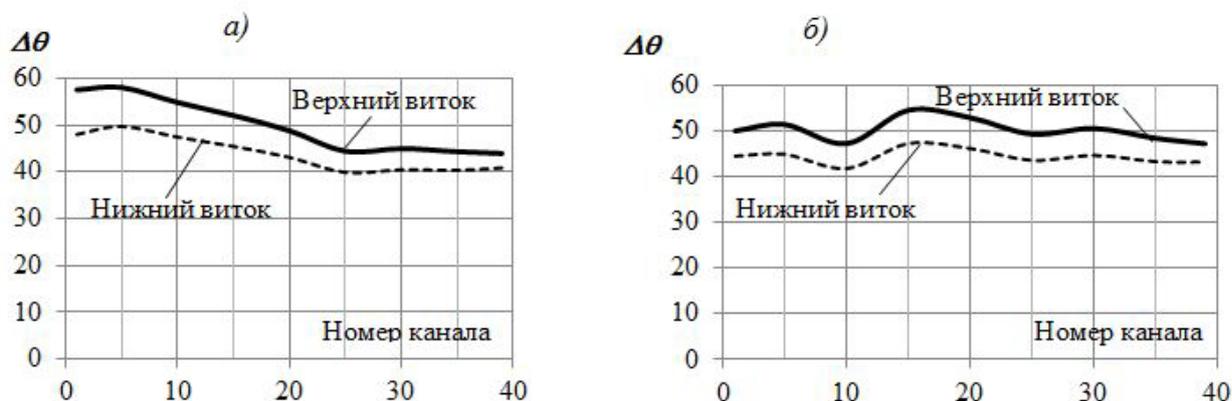


Рис. 3.5. Распределение температуры по длине обмотки ротора при равномерном (а) и ступенчатом (б) профиле подпазового канала

Из рис. 3.5 видно различие нагрева верхних и нижних витков обмотки ротора, обусловленное более высоким влиянием стока тепла от обмотки в зубец через корпусную изоляцию в районе нижнего витка и подогревом охлаждающего газа по длине радиального канала. Масштаб обсуждаемой неравномерности нагрева обмотки в радиальном направлении настолько невелик, что не вызывает озабоченности в отношении термомеханических явлений, в частности, взаимных

температурных перемещений отдельных витков при одновременном сжатии их центробежными усилиями.

Результаты исследования подтверждают слабую отзывчивость системы самовентиляции ротора из подпазового канала по отношению ко всем геометрическим характеристикам, кроме размеров входного сечения и профиля подпазового канала. Указанное сечение является итоговым результатом компромисса между электромагнитным и механическим расчетами, а также, производительностью системы самовентиляции.

Как показывают расчеты, пространственная неравномерность температурного поля ротора характеризуется умеренными показателями (пиковые превышения температуры превосходят соответствующую среднюю величину менее чем на 15% при водородном охлаждении) если паз ротора имеет трапецеидальную форму при одинаковой высоте проводников обмотки возбуждения, что обеспечивает гармонизацию встречных воздействий подогрева газа и неравномерности тепловыделения по высоте паза.

3.2. Сопоставление эффективности водородного охлаждения при самовентиляции ротора из зазора и из подпазового канала

Рассматриваются исключительно условия водородного охлаждения, поскольку применение ротора с заборниками и дефлекторами в воздушной среде сопряжено с чрезмерными вентиляционными потерями и приводило бы к заведомо низкой эффективности охлаждения.

3.2.1. Сравнение по собственным характеристикам системы охлаждения

Подлежат сопоставлению превышения температуры обмотки ротора (среднее и максимальное) над температурой газа при входе в ротор, т.е. при самовентиляции из подпазового канала – над температурой газа при входе в этот

канал, а при самовентиляции из зазора – над температурой газа при входе в заборники. Приняты следующие условия сопоставления:

1) Ротор в сравниваемых вариантах имеет одинаковые геометрические размеры активной зоны и потери в пазовой части. Для определенности приняты размеры ротора турбогенератора ТВВ-800-2 (ТВВ-1000-2): активная длина 7200 мм, диаметр бочки 1200 мм.

2) Расход газа определяется скоростью в каналах обмотки при самовентиляции из зазора (20% от окружной) и скоростью во входном окне подпазового канала при самовентиляции из этого канала (45% от окружной).

Размеры сечения подпазового канала в последнем случае приняты максимально возможными из соображений механического и магнитного использования бочки ротора.

Собственное превышение температуры пазовой части обмотки ротора

$$\Delta\theta_{\text{лmax}} = P_{\text{п}} \left(\frac{1}{cQ} + \frac{1}{\alpha F} \right); \quad \Delta\theta_{\text{лcp}} = P_{\text{п}} \left(\frac{1}{2cQ} + \frac{1}{\alpha F} \right),$$

при заданных потерях $P_{\text{п}}$ однозначно определяется расходом газа через ротор

$Q_{\text{р}} = w_{\text{р}} S_{\text{р}}$; $Q_{\text{д}} = w_{\text{д}} S_{\text{д}}$, коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{\text{р}}$ и $\alpha_{\text{д}}$ и поверхностью каналов $F_{\text{р}} = N_{\text{р}} \Pi_{\text{р}} L_{\text{р}}$, $F_{\text{д}} = N_{\text{д}} \Pi_{\text{д}} L_{\text{д}}$, где: N – число каналов, Π – периметр канала, L – его длина, индексы «р» и «д» относятся к радиальному и диагональному каналу соответственно.

Сопоставим вначале геометрические характеристики каналов сравниваемых типов (рис. 3.6 и рис.3.7), при этом применительно к конструкции радиальных каналов будем иметь в виду два варианта исполнения: с одним и двумя рядами каналов в проводнике.

Отношение расходов газа в сравниваемых конструкциях (с учетом, что $a_{\text{д}}^* = a_{\text{д}} \sin\beta$):

$$\bar{Q} = \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{р}}} = \frac{w_{\text{д}} S_{\text{д}}}{w_{\text{р}} S_{\text{р}}} = \frac{w_{\text{д}} N_{\text{д}} a_{\text{д}}^* b_{\text{д}}}{w_{\text{р}} N_{\text{р}} a_{\text{р}} b_{\text{р}}} = \frac{w_{\text{д}} N_{\text{д}} a_{\text{д}} b_{\text{д}}}{w_{\text{р}} N_{\text{р}} a_{\text{р}} b_{\text{р}}} \sin\beta.$$

Отношение поверхностей охлаждения (с учетом, что $\Pi \sim 2a_{\text{д}}^*$, $l_{\text{д}} = 2H / \sin\beta$, $a_{\text{д}}^* = a_{\text{д}} \sin\beta$):

$$\bar{F} = \frac{F_{\text{д}}}{F_{\text{р}}} = \frac{N_{\text{д}} \Pi_{\text{д}} l_{\text{д}}}{N_{\text{р}} \Pi_{\text{р}} l_{\text{р}}} = \frac{N_{\text{д}} 2a_{\text{д}}^* l_{\text{д}}}{N_{\text{р}} 2a_{\text{р}} l_{\text{р}}} = \frac{N_{\text{д}} 2a_{\text{д}} H \sin \beta}{N_{\text{р}} a_{\text{р}} H \sin \beta} = \frac{2N_{\text{д}} a_{\text{д}}}{N_{\text{р}} a_{\text{р}}}$$

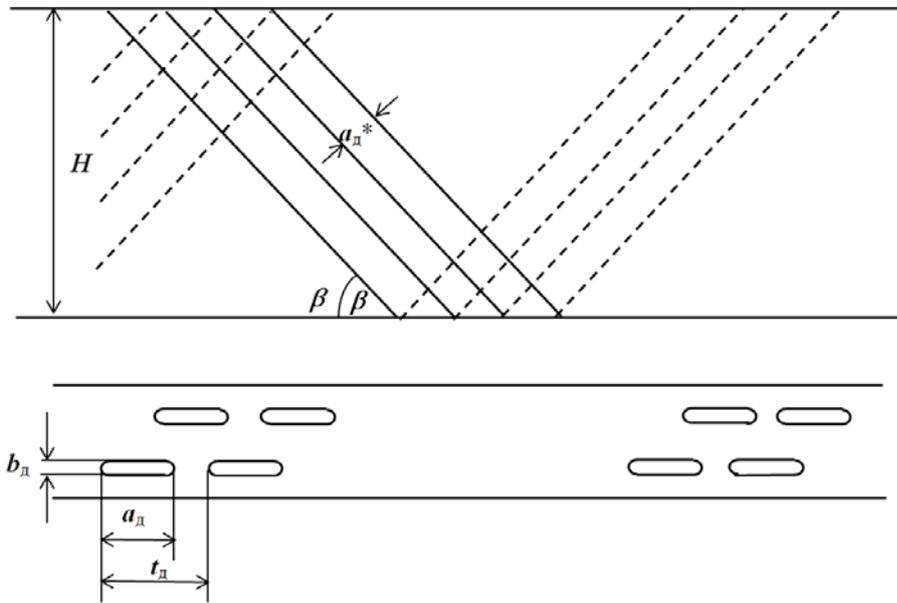


Рис. 3.6. Эскиз диагональных вентиляционных каналов в обмотке ротора при самовентиляции из воздушного зазора

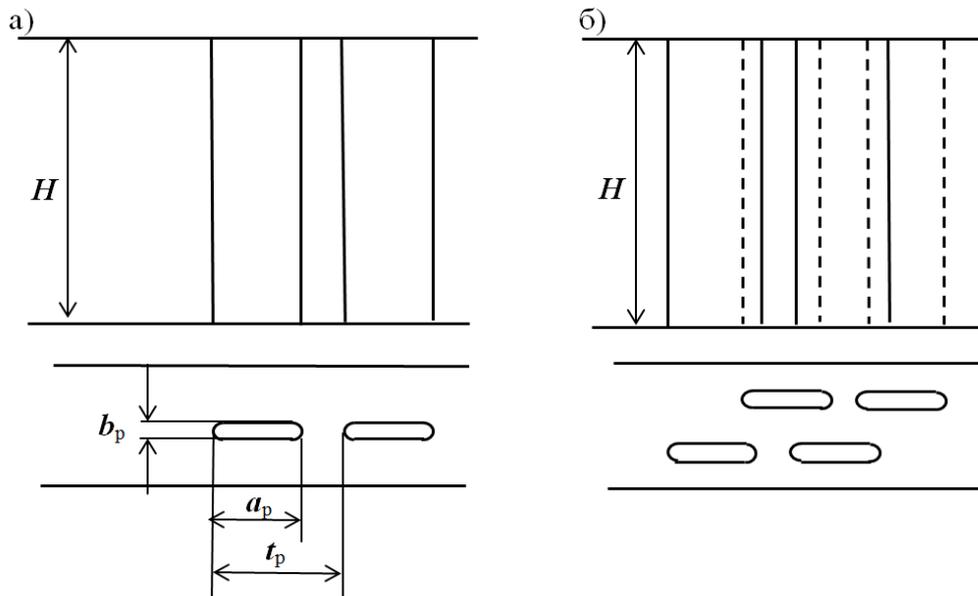


Рис. 3.7. Эскиз радиальных вентиляционных каналов
а – с одним, б – с двумя рядами в проводнике

Согласно существующей практике проектирования при однорядном исполнении радиальных каналов $t_p = t_d$, $N_p = N_d$ и $a_p = a_d$. Обычно $b_d = 6$ мм и $b_p = 3$ мм, так что $b_d / b_p = 2,0$. В конструкции с диагональными каналами принципиально возможно только двухрядное их размещение, что сосуществует в этой конструкции с чередованием входных и выходных отсеков [30, 34], так что при одинаковом шаге $t_p = t_d$ получается в два раза меньшее количество каналов на единицу длины ротора $N_d = N_p/2$. Для машин мощностью 500 МВт и выше угол наклона вентиляционного канала β близок к 30° , так что $\sin\beta = 0,5$ и с учетом, что $a_p = a_d$, $b_d / b_p = 2,0$ получим:

$$\bar{Q} = \frac{Q_d}{Q_p} = \frac{w_d N_p a_p 2v_p}{w_p 2N_p a_p v_p} 0,5 = 0,5 \quad \bar{F} = \frac{F_d}{F_p} = 2 \frac{N_p a_p}{2N_p a_p} = 1 \quad \text{при } w_p = w_d$$

Приблизительное равенство скоростей газа в сравниваемых системах каналов установлено опытом и соответствует расчетным представлениям: согласно эксперимента на турбогенераторах ТВВ-800-2 и ТВН-500-4, скорость в тех и других каналах составляет около 18% от окружной. Что касается коэффициентов теплоотдачи, то они, согласно опытным данным, подчиняются критериальным выражениям $Nu = 0,06Re^{0,8}$ для диагональных каналов [43] и $Nu = 0,031Re^{0,8}$ для радиальных каналов (см. ниже, п. 3.5 настоящей диссертации). Таким образом, с учетом примерно двукратного различия в гидравлических диаметрах сравниваемых каналов, соотношение между коэффициентами теплоотдачи составит при одинаковых скоростях

$$\alpha = \frac{\alpha_a}{\alpha_r} = \frac{0,060}{0,031} 2,0^{-0,2} = 1,7.$$

Тепловые нагрузки в сравниваемых конструкциях обмотки не вполне одинаковы: некоторые различия потерь на возбуждение обусловлены различной формой и размерами вентиляционных каналов (что сказывается на омическом сопротивлении проводников в пазовой части обмотки, обратно пропорциональном эквивалентному сечению меди с учетом каналов).

В обмотке с диагональными каналами ширина канала b_d принимается обычно равной 6 мм, в обмотке с радиальными каналами $b_p = 3$ мм. Такая разница

диктуется стремлением удержать аэродинамическое сопротивление в относительно протяженных диагональных каналах на приемлемо низком уровне за счет компоненты трения, тогда как в более коротких радиальных каналах эта компонента играет меньшую роль.

Сравним указанные эквивалентные сечения меди для двух проводников, имеющих одинаковую ширину B и высоту H , с двумя видами каналов:

$$S_{\text{д}}^{\text{экв}} = \left(B - 2 \frac{a_{\text{д}} b_{\text{д}}}{t_{\text{д}}} \right) H; \quad S_{\text{р}}^{\text{экв}} = \left(B - \frac{a_{\text{р}} b_{\text{р}}}{t_{\text{р}}} \right) H.$$

Коэффициент $k = S^{\text{экв}}/BH$ отражает увеличение омических потерь в пазовой части обмотки, имеющей те и другие каналы, по сравнению с обмоткой, выполненной из сплошных проводников:

$$k_{\text{ä}} = \frac{1}{1 - 2 \frac{b_{\text{ä}} a_{\text{ä}}}{B t_{\text{ä}}}}; \quad k_{\text{ä}} = \frac{1}{1 - \frac{b_{\text{ä}} a_{\text{ä}}}{B t_{\text{ä}}}}.$$

С учетом принятых в практике условий $t_{\text{р}} = t_{\text{д}} = 54$ мм и $a_{\text{р}} = a_{\text{д}} = 32$ мм получим:

$$k_{\text{ä}} = \frac{1}{1 - 1,18 \frac{b_{\text{ä}}}{B}}; \quad k_{\text{ä}} = \frac{1}{1 - 0,59 \frac{b_{\text{ä}}}{B}}.$$

Принимая указанные размеры, получим:

$$k_{\text{ä}} = \frac{1}{1 - \frac{7,2}{B}}; \quad k_{\text{ä}} = \frac{1}{1 - \frac{1,8}{B}}.$$

Для ротора турбогенератора мощностью 660 МВт средняя ширина меди $B = 32$ мм, следовательно, для данного примера $k_{\text{д}} = 1,28$ и $k_{\text{р}} = 1,07$. В турбогенераторах ТВВ-800-2 и ТВВ-1000-2 средняя ширина меди $B = 36$ мм, так что в данном случае $k_{\text{д}} = 1,25$ и $k_{\text{р}} = 1,05$. Используемая ниже относительная величина $\bar{P} = P_{\text{д}}/P_{\text{р}} = k_{\text{д}}/k_{\text{р}}$ может быть принята равной 1,2.

Для вычисления отношения собственных максимальных превышений температуры обмотки над температурой входящего газа воспользуемся формулой [30]:

$$\bar{\theta}_{\text{макс1}} = \frac{\Delta\theta_{\text{д}}}{\Delta\theta_{\text{р}}} = \frac{\bar{P}}{m+1} \left(\frac{1}{\bar{c}\bar{Q}} + \frac{m}{\bar{\alpha}\bar{F}} \right) = \frac{1,2}{1,0+1} \left(\frac{1}{1,0} + \frac{1,0}{1,7 \times 2,0} \right) = 0,78.$$

Для отношения средних превышений температуры обмотки действительна формула [30]:

$$\bar{\theta}_{\text{ср1}} = \frac{\Delta\theta_{\text{д}}}{\Delta\theta_{\text{р}}} = \frac{\bar{P}}{2m+1} \left(\frac{1}{\bar{c}\bar{Q}} + \frac{2m}{\bar{\alpha}\bar{F}} \right) = \frac{1,2}{2+1} \left(\frac{1}{1,0} + \frac{2}{1,7 \times 2,0} \right) = 0,64.$$

Здесь $m = cQ_{\text{р}} / \alpha_{\text{р}} F_{\text{р}} = \Delta\theta_{\alpha_{\text{р}}} / \Delta\vartheta_{\text{р}}$ – относительный перепад температуры в обмотке с самовентиляцией из подпазового канала.

Таким образом, при принятых условиях сопоставления конструкция с диагональными каналами обладает преимуществом в отношении собственного превышения температуры обмотки. Правда, это преимущество полностью утрачивается, если за базу для сравнения принять обмотку с двумя рядами радиальных каналов ($\bar{Q} = 0,5$; $\bar{F} = 1,0$):

$$\bar{\theta}_2 = \frac{\Delta\theta_{\text{д}}}{\Delta\theta_{\text{р}}} = \frac{\bar{P}}{m+1} \left(\frac{1}{\bar{c}\bar{Q}} + \frac{m}{\bar{\alpha}\bar{F}} \right) = \frac{1,2}{1,0+1} \left(\frac{1}{0,5} + \frac{1,0}{1,7 \times 1,0} \right) = 1,55.$$

Двухрядная система каналов не может быть применена в достаточно протяженных роторах, поскольку это уменьшит отношение сечения питающего канала к суммарному сечению радиальных каналов и вызовет ограничение расхода газа и неравномерное его распределение по длине паза. Поэтому исключим ее из дальнейшего обсуждения.

Вернемся к вопросу о скорости газа в роторе с подпазовым каналом при значительной активной длине. Возьмем предельный размер длины бочки ротора 7,2 м, чему соответствует длина участка паза ротора, обслуживаемого подпазовым каналом, $L_{\text{р}} = 6,0$ м (примерно по 0,6 м с каждой стороны занимают выходные каналы из лобовых частей). При шаге $t_{\text{р}} = 54$ мм получим, что в пазу помещается 112 каналов, т.е. 56 каналов на сторону, общим сечением $S_{\text{р}\Sigma} = 56 \times 32 \times 3 = 5376$ мм². Предельное сечение подпазового канала согласно механическим и магнитным ограничениям составляет $S_{\text{п}} = 70 \times 23 = 1610$ мм², так что отношение сечения подпазового канала к суммарному сечению радиальных

каналов равно $S^* = S_{\Pi} / S_{p\Sigma} = 1610 : 5376 = 0,30$. Имея в виду, что вход в подпазовый канал представляет собой критическое сечение, фактически лимитирующее расход через всю систему раздачи, получим ограничительное условие в отношении **средней скорости в радиальных каналах w_p** (при однорядной системе этих каналов):

$$w_p = \frac{2S_{\Pi}t_p}{L_p b_p a_p} w_{\Pi}$$

Как показали в свое время исследования на полномасштабной модели ротора с самовентиляцией из подпазового канала [43], скорость при входе в этот канал консервативна и составляет 45% от окружной скорости u : $w_{\Pi} = 0,45u$, так что

$$w_p = \frac{0,9S_{\Pi}t_p}{L_p b_p a_p} u.$$

Подставляя в последнюю формулу числовые значения рассматриваемого примера ($S_{\Pi} = 70 \cdot 23 = 1610 \text{ мм}^2$, $t_p = 54 \text{ мм}$, $L_p = 6,0 \text{ м}$, $b_p = 3 \text{ мм}$, $a_p = 32 \text{ мм}$), получим:

$$w_p = \frac{0,9 \cdot 1610 \cdot 54}{6000 \cdot 3 \cdot 32} u = 0,136u.$$

Средняя скорость оказалась в 1,33 раза меньше, чем та, на которой строилось выше сопоставление радиальной системы с диагональной ($0,18u$). Итак, если турбогенератор выполнять в габаритах существующего ТВВ-800-2, то диагональная система будет выигрывать у радиальной по средней скорости газа, т.е. по расходу ($Q^* = 1,33$) и по среднему коэффициенту теплоотдачи ($\alpha^* = 1,7 \cdot 1,33^{0,8} = 2,14$). Итоговое преимущество диагональной системы по собственному превышению температуры будет уже более заметным (верхняя предельная оценка сравниваемых эффектов):

$$\bar{\theta}_{\text{макс1}} = \frac{\Delta\theta_d}{\Delta\theta_p} = \frac{\bar{P}}{m+1} \left(\frac{1}{\bar{c}Q} + \frac{m}{\bar{\alpha}F} \right) = \frac{1,2}{1,0+1} \left(\frac{1}{1,33} + \frac{1,0}{2,14 \times 2,0} \right) = 0,59.$$

$$\bar{\theta}_{\text{ср1}} = \frac{\Delta\theta_d}{\Delta\theta_p} = \frac{\bar{P}}{2m+1} \left(\frac{1}{\bar{c}Q} + \frac{2m}{\bar{\alpha}F} \right) = \frac{1,2}{2+1} \left(\frac{1}{1,33} + \frac{2}{2,14 \times 2,0} \right) = 0,49.$$

3.2.2. Учет начального подогрева газа перед входом в каналы

Как уже говорилось, самовентиляция ротора из зазора, обеспечивая практическую независимость эффективности охлаждения от длины ротора, обременяет нагрев обмотки дополнительной компонентой превышения температуры, обусловленной начальным теплосодержанием газа при входе в заборники. Величину этой компоненты следует соизмерить с полученным только что выигрышем по собственному превышению температуры обмотки.

Для оценки начального подогрева газа перед входом в каналы ротора из зазора необходимо располагать тепловыми нагрузками («греющими потерями») и расходом газа применительно к конкретной схеме вентиляции статора. Ограничимся рассмотрением согласованной схемы, фрагмент которой показан на рис. 3.8.

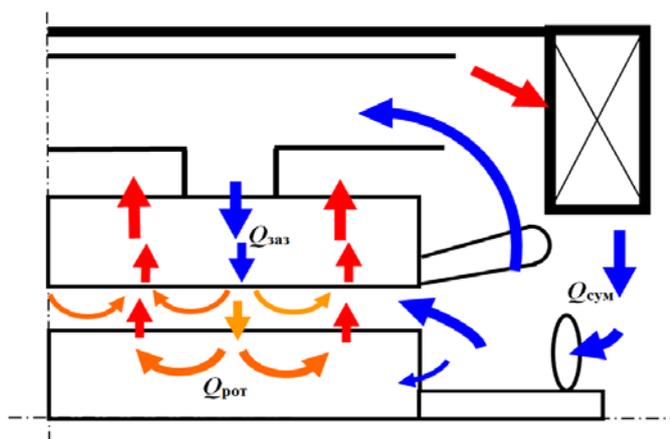


Рис. 3.8. Фрагмент согласованной системы вентиляции

В состав греющих потерь входят: потери в активной стали статора P_{Fe} ; основные и добавочные потери в пазовой части обмотки статора $P_{пл}$; добавочные потери на поверхности статора и ротора $P_{доб}$; потери на трение бочки ротора и заборников о газ $P_{тр}$. В дополнение к этому, ввиду частичной рециркуляции горячего газа между выходными и входными отсеками ротора, требуется присоединить к перечисленным видам потерь, по крайней мере, половину потерь на возбуждение $0,5P_{возб}$. Начальный подогрев газа формируется указанными

потерями и ограничивается расходом газа через зазор между статором и ротором $Q_{\text{ззз}}$:

$$\Delta\vartheta = \frac{P_{Fe} + P_{\text{пл}} + P_{\text{доб}} + P_{\text{тр}} + 0,5P_{\text{возб}}}{(p+1)c_0Q_{\text{ззз}}}$$

Согласно предварительным проектным расчетам: $P_{Fe} = 708$ кВт; $P_{\text{пл}} = (381 + 488)(2 \cdot 6300 / 21000) + 241 = 762$ кВт; $P_{\text{доб}} = 425$ кВт; $P_{\text{тр}} = 600$ кВт (пересчет потерь, измеренных на воздухе в турбогенераторе ТВВ-800-2, на водород давлением 5 ати); $0,5P_{\text{возб}} = 1082$ кВт; $Q_{\text{ззз}} = 30$ м³/с.

$$\Delta\vartheta = \frac{708 + 762 + 425 + 600 + 1082}{(5+1) \cdot 1,1 \cdot 30} = 18^\circ\text{C}$$

Полученный результат свидетельствует о практической равноценности двух встречных факторов применительно к ротору наибольшей длины. При этом следует отдать предпочтение системе самовентиляции ротора из подпазового канала, поскольку она легче адаптируема к требованиям эффективного охлаждения статора, дает несколько лучшее использование меди ротора в пазу (т.е. обеспечивает некоторое снижение потерь на возбуждение) и требует меньших затрат мощности на вентиляцию.

3.3. Особенности конструкции подбандажной зоны и вентиляции лобовых частей обмотки ротора

Конструкция подбандажной зоны ротора должна обеспечивать надежную изоляцию и крепление обмотки от воздействия центробежных сил и тепловых перемещений, вызванных изменениями нагрузок, а также достаточно интенсивное охлаждение обмотки. Конструктору приходится искать компромисс между этими взаимно противоречивыми требованиями, тем более, что конфигурация указанной зоны оказывает влияние на охлаждение не только лобовой, но и пазовой части обмотки, питаемой газом из подпазовых каналов ротора.

На рис.3.9 показан вариант конструктивного исполнения подбандажной зоны ротора с непосредственным (воздушным) охлаждением лобовых частей обмотки за счет организации волнообразных каналов в стеклотекстолитовых

распорках, установленных между катушками обмотки ротора с целью обеспечения механической прочности высоких в радиальном направлении катушек и обеспечения диэлектрического барьера между ними.

Организация волнообразных каналов в стеклотекстолитовых распорках – это пример совмещения в одном конструктивном элементе целого ряда функций. Но, такое исполнение распорок требует более высоких механических свойств слоистого пластика, из которого выполнены распорки и высокой квалификации ремонтного персонала.

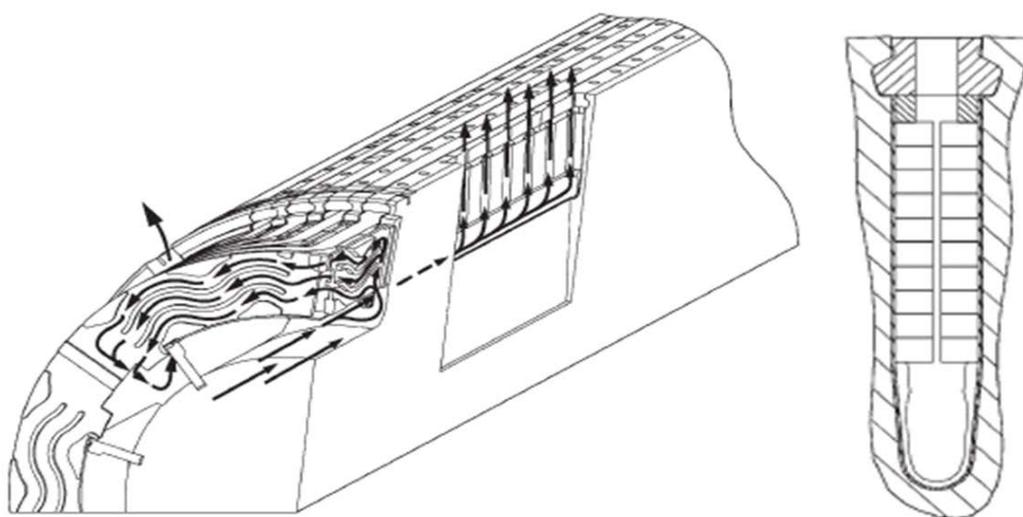


Рис. 3.9. Конструктивное исполнение подбандажной зоны ротора турбогенератора с воздушным охлаждением фирмы Siemens.

С ростом единичной мощности турбогенераторов и плотности тока в обмотке ротора требуется интенсификация системы охлаждения за счет выполнения аксиальных каналов в лобовых частях витков обмотки ротора. В связи с большой протяженностью лобовых частей для уменьшения газодинамического сопротивления аксиальных каналов и величины подогрева охлаждающего газа на выходе из них, аксиальные каналы по длине витков обмотки лобовой части делятся на несколько участков. Для каждого участка организовываются напорные камеры и камеры разрежения для выброса газа в районе оси большого зуба ротора. Горячий газ из аксиальных каналов лобовой

части обмотки выбрасывается, с одной стороны, в зазор между ротором и статором по каналам в большом зубе и по радиальным каналам за бандажным кольцом; с другой - в лобовую зону статора через аксиальные каналы центрирующего кольца.

На рис. 3.10 показана конструкция подбандажной зоны ротора с непосредственным воздушным охлаждением лобовых частей обмотки по аксиальным каналам в лобовых частях витков обмотки ротора. Как будет показано ниже (см. п. 3.4), конструкция напорных камер и камер разрежения с низкой газовой обтекаемостью при неудачном исполнении вращающегося направляющего аппарата (ВНА) может привести к значительной неравномерности распределения расхода охлаждающего газа по подпазовым каналам, и как следствие, к локальному перегреву ряда проводников при сохранении средней температуры ротора в допустимых пределах.

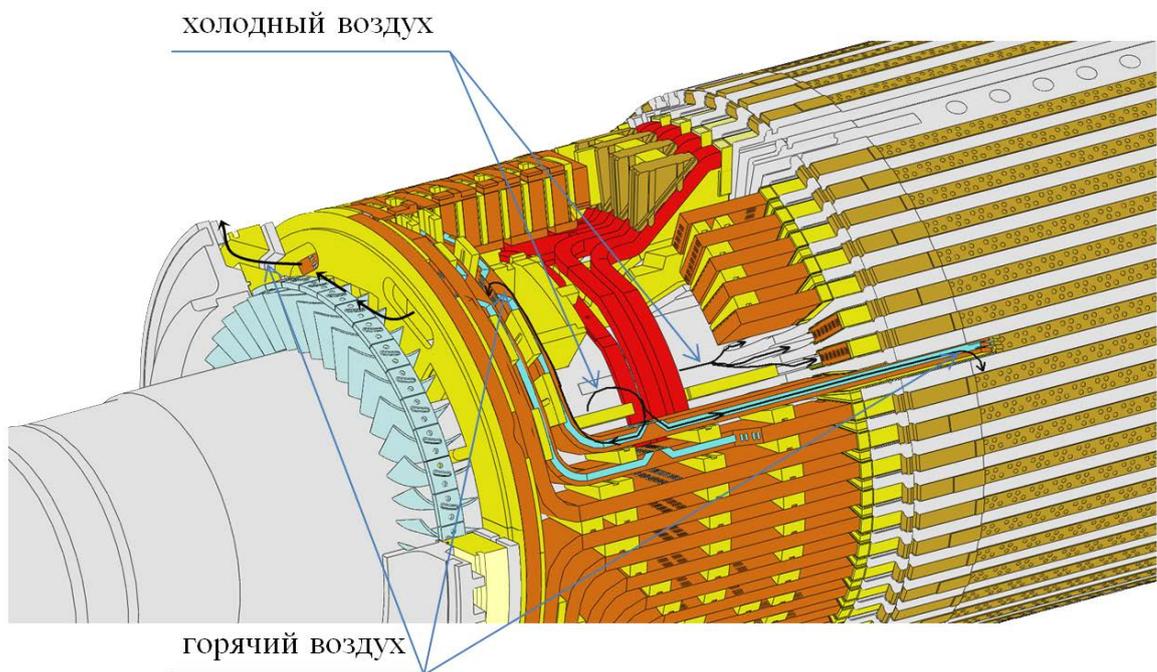


Рис. 3.10. Конструктивное исполнение подбандажной зоны ротора турбогенератора мощностью 320 МВт завода «Электросила» с воздушным охлаждением ротора

3.4. Исследование распределения потоков воздуха по подпазовым каналам на примере ротора с воздушным охлаждением мощностью 320 МВт

В данном параграфе на примере проектной доработки важного узла мощного турбогенератора (подбандажная зона ротора с непосредственным воздушным охлаждением) проиллюстрированы основные звенья интеллектуальной процедуры создания жизнеспособной конструкции на базе ограниченной информации о нарушениях, выявляемых в процессе освоения головного образца изделия.

Таковыми звеньями являются:

- качественный анализ повреждения объекта с выделением системных, детерминированных причин возникновения дефекта (диагностика конструкции);
- реконструкция картины динамического развития повреждения средствами математического моделирования сложного физического процесса (в данном случае – посредством решения полевой сопряженной задачи гидродинамики и теплообмена);
- выдвижение и количественная оценка ряда технических предложений с повариантным детальным сопоставлением свойств объекта средствами математического моделирования (здесь – решение серии гидродинамических задач);
- принятие решения по выбору подходящего варианта конструкции.

По завершении изготовления головного образца асинхронизированного турбогенератора с воздушным охлаждением обмоток ротора мощностью 320 МВт на стенде завода «Электросила» были проведены тепловые испытания в косвенных режимах нагрузки, при которых ток возбуждения не превышал 70% от номинального значения. Нагрев обмотки возбуждения в этих режимах не давал отклонений от проектного прогноза, при этом не наблюдалось признаков теплового небаланса ротора.

При вводе генератора в эксплуатацию на электростанции (с участием автора данной работы) в режиме, близком к номинальной нагрузке, через несколько часов после установления тока возбуждения порядка 95% от номинального проявилось лавинообразное нарастание вибрации ротора с признаками его тепловой неуравновешенности. Среднее превышение температуры обмотки в этом режиме составило 73°C , что соответствовало требованиям норм.

Осмотром ротора после останова были выявлены следы локального перегрева обмотки ротора в сбегаящих пазах катушек №2 и 3 в средней по длине части ротора на каждом полюсе. Картина аномалии сигнализировала о таком искажении условий газового охлаждения, с которым предыдущая практика еще не сталкивалась. Итоговые тепловые нарушения, во-первых, давали основания для версии о масштабных отклонениях распределения потоков воздуха по подпазовым каналам ротора от проектных представлений. Во-вторых, запаздывание вибромеханической реакции на начальный импульс (предположительно - гидродинамической природы) указывало на развитие во времени термического дефекта с характерной для него большой инерционностью.

Проявление столь нежелательных свойств в ответственном объекте требовало расшифровки их природы и необходимого корректирования конструкции. С этой целью был выполнен углубленный анализ, главным образом, гидромеханической картины распределения потоков воздуха в подбандажной зоне, но также и картины разрастания во времени термического дефекта.

В первую очередь уточненными гидродинамическими расчетами было установлено, что при принятой геометрии системы воздухоразделительных перегородок в подбандажной области возможен дефицит газоснабжения подпазовых каналов, близлежащих к большому зубу ротора. Все последующие предложения, направленные на гармонизацию указанного газоснабжения, подвергались проверке средствами математического моделирования гидродинамического процесса.

В порядке восстановления картины развития повреждения рассматривалась и моделировалась в пакете программ Ansys CFX следующая гипотеза перегрева обмотки. Постепенный прогрев воздуха по мере его продвижения вдоль подпазового канала приводит к формированию опасного градиента плотности воздуха вдоль оси ротора. При этом в более опасном положении оказываются близкие к поперечной оси ротора радиальные каналы, в которые поступает более прогретый, а значит менее плотный воздух. Под действием подъемной силы эти перегретые массы воздуха пытаются «всплыть» по направлению к продольной оси ротора, т.е. против направления движения охлаждающего потока воздуха в радиальном канале. По мере повышения нагрева ротора с началом теплового режима происходит постепенное повышение подогрева воздуха в подпазовом канале и ослабевают интенсивность конвективного теплообмена. Это приводит к дополнительному нагреву обмотки и, как следствие, к еще большему локальному нагреву охлаждающего воздуха в перегретом канале (положительная обратная связь). При некоторой критической скорости воздуха на входе в подпазовый канал (с учетом неравномерности расходов по каналам, обусловленной наличием в лобовых частях двух обмоток ротора и плохо обтекаемых воздухом камер разрежения) входного напора воздуха может оказаться недостаточно для преодоления встречного действия подъемной силы, имеющей максимальное значение в радиальных каналах центральной части ротора. Т.е., происходит запирающие радиальных каналов центральной части ротора в сбегующих пазах катушек № 2 и 3. Далее процесс развивается лавинообразно с запирающим каналов в сбегующих пазах соседних катушек обмотки ротора.

Расчёт течения воздуха в ВНА и подбандажном пространстве с целью оптимизации распределения воздуха по подпазовым каналам выполнялся в несколько этапов.

1. Расчёт обтекания системы коробок и распорок совместно с ВНА в двухмерной постановке.
2. Расчёт течения в неподвижных подводящих элементах в двухмерной постановке.

3. Трёхмерное окончательное проектирование ВНА.

Расчётная модель и результаты расчёта относительной скорости в подбандажном пространстве за ВНА представлены на рис.3.11. Расчёт выполнялся в двухмерной постановке для среднего по высоте лопатки сечения. Расчёт вёлся для несжимаемой среды с плотностью $\rho = 1,1 \text{ кг/м}^3$, что соответствовало температуре воздуха 40°C . Использовалась к- ϵ модель турбулентности.

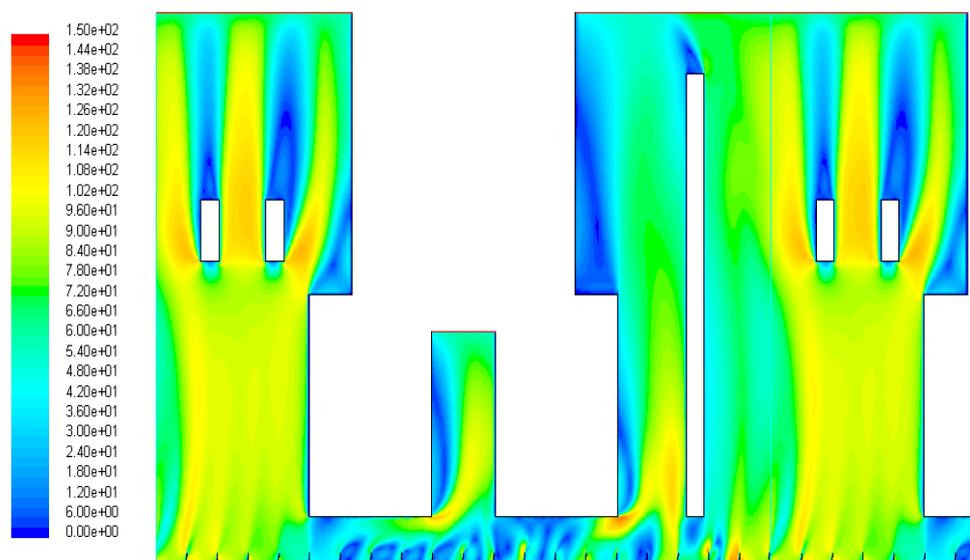


Рис.3.11. Поле относительной скорости в подбандажном пространстве за ВНА в исходном состоянии конструкции.

На входе задавалась осевая скорость потока c_z , определяемая объёмным расходом воздуха V через ВНА и площадью проходного сечения F :

$$c_z = \frac{V}{F} = \frac{V}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = \frac{12,25}{\frac{\pi}{4}(0,88^2 - 0,62^2)} = 40 \text{ м/с},$$

Линейная окружная скорость лопаточной решётки ВНА:

$$u = \omega \frac{D + d}{2} = 314 \frac{0,88 + 0,62}{2} = 118 \text{ м/с}.$$

В выходном сечении расчётной области присутствует сопротивление последующего звена вентиляционной цепи (подпазовых и радиальных каналов обмотки ротора):

$$\zeta = \frac{2\Delta p_p}{\rho c_z^2},$$

где Δp_p – потери давления в роторе (в подпазовых и радиальных каналах, включая потери входа и выхода).

Физически ясно, что степень выравнивания *расхода по ширине выходного сечения* определяется коэффициентом сопротивления ротора ζ : чем больше потери давления в нём, тем более равномерным будет распределение скорости в контрольном сечении перед подпазовыми каналами. Исходная неравномерность поля скоростей в подбандажном пространстве проявляется в ослаблении потока в зоне его отрыва на сбегающих кромках воздухоразделительных коробок (рис.3.11), что связано с недостаточной эффективностью ВНА (начальная подкрутка потока до окружной скорости 80 м/с при скорости лопаток ВНА 118 м/с; близость к коробкам).

Принятое решение – разработать ВНА новой конструкции, обеспечивающей равномерную подачу воздуха в подпазовые каналы – позволило избежать технологически более сложного изменения конструкции коробок. Это решение, схематически показанное на рис. 3.12, обладает следующими особенностями.

Во-первых, удалены лопатки из зоны непосредственно перед коробками, где выходящий воздушный поток резко меняет направление с осевого на окружное. Течение воздуха в этой зоне организовано в обход коробок, для чего перед ними установлены обтекатели, входной угол которых равен углу потока на входе обтекателей: $\beta = \arctg(c_z/u)$. При этом в области установки лопаток форма обтекателей повторяет форму профиля лопатки.

Модернизация ВНА позволила не только выровнять распределение расхода по подпазовым каналам, но и повысить общий расход воздуха за счёт повышения напора лопаток ВНА и его КПД. В итоге расходная составляющая скорости c_z увеличена на 10%, т.е. для вновь спроектированного ВНА $c_z = 44$ м/с.

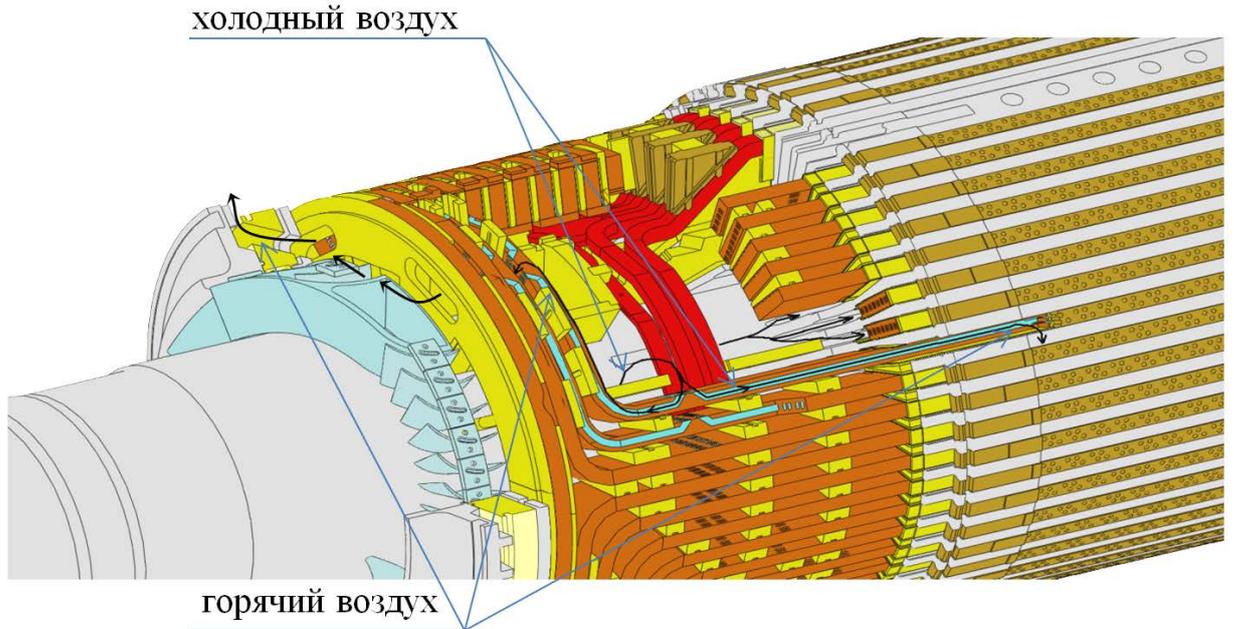


Рис.3.12. Конструктивное исполнение подбандажной зоны ротора с модернизированным ВНА.

Во-вторых, решена задача полностью развернуть поток лопатками ВНА до осевого направления, для чего применены лопатки с большей отклоняющей способностью. Вместо исходной лопаточной решётки применена двухъярусная, между основными лопатками в середине межлопаточного канала установлены дополнительные подрезанные со стороны входа лопатки, на выходе все лопатки имеют одинаковую форму [62]. Входной угол лопаток ВНА $\beta' = \arctg(c_z'/u)$ подобран с учётом осевой скорости потока c_z' при входе в лопаточный аппарат, определяемой с учётом уменьшения проходного сечения на величину площади коробок:

$$c_z' = \frac{c_z}{\tau} = \frac{c_z}{1 - \frac{4b_k}{\pi(D+d)/2}},$$

где τ - коэффициент стеснения, представляющий собой отношение площади свободного проходного сечения, не занятого коробками, к общей площади на входе в ротор, b_k – ширина одной коробки на среднем радиусе в окружном направлении.

Расчёт течения в подбандажном пространстве за модернизированным ВНА выполнялся в той же постановке, что и для исходного конструктивного исполнения. Результаты расчета представлены на рис.3.13.

Распределение расходной составляющей скорости при входе в подпазовые каналы для исходной и модернизированной конструкции представлено на рис.3.14, где по оси абсцисс отложена окружная координата в метрах, координата 0,589 соответствует середине большого проходного сечения между коробками, длинная распорка находится в секторе с координатами от 0 до 0,589. (Коричневая сплошная линия соответствует исходной конструкции ВНА; красная пунктирная линия с маркерами – модернизированной конструкции ВНА).

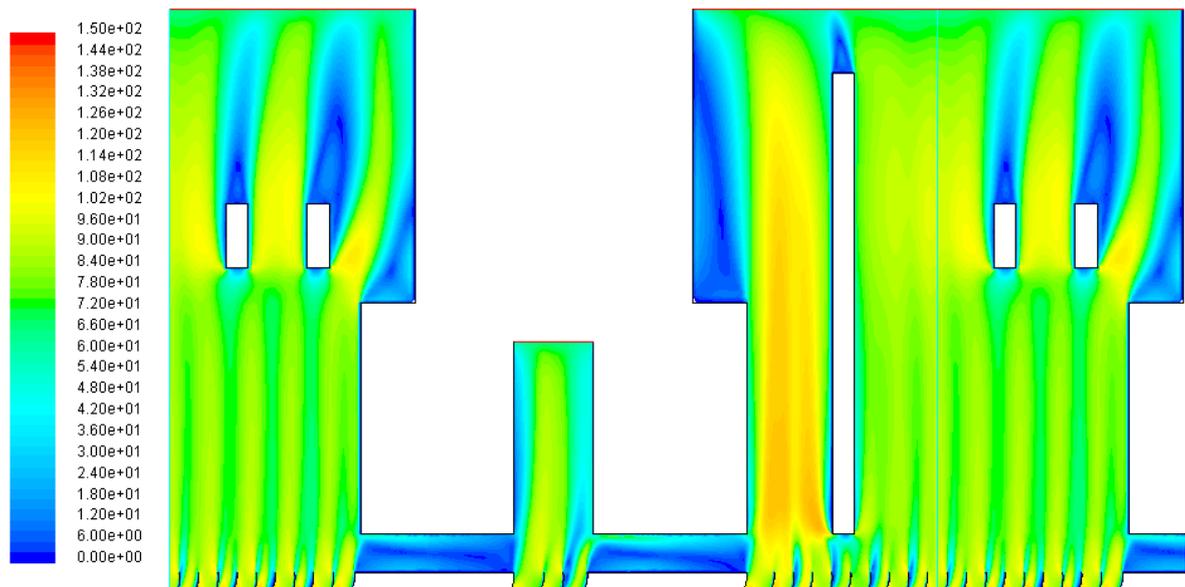


Рис.3.13. Поле относительной скорости в подбандажном пространстве за модернизированным ВНА.

При исходном исполнении ВНА на стороне сбегания потока имеется заметный провал, компенсируемый повышением скорости со стороны набегания потока. У нового варианта ВНА с обтекателями распределение скорости по ширине канала близко к равномерному, малые локальные провалы вызваны

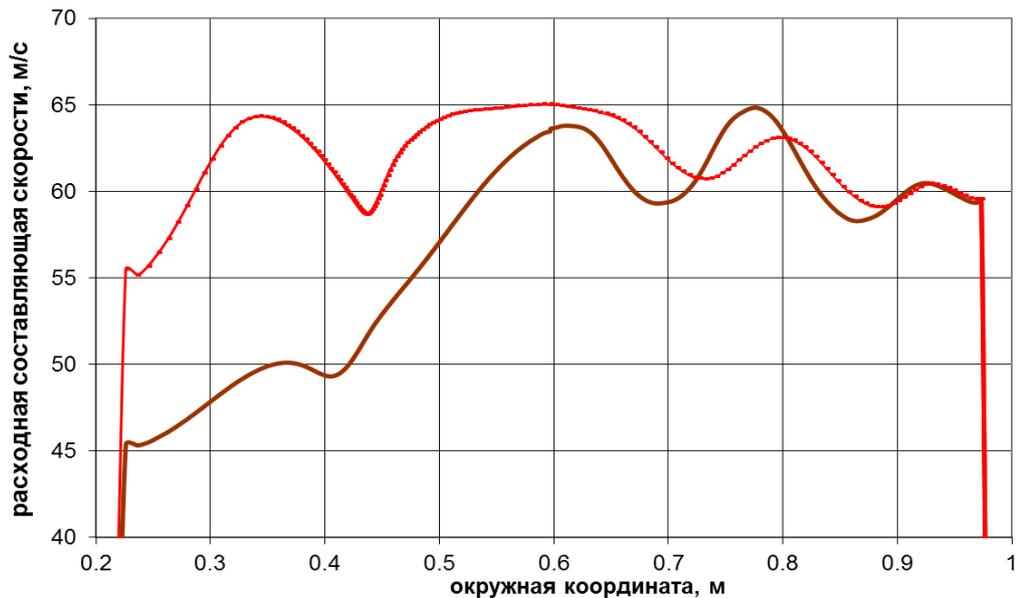


Рис.3.14. Распределение расходной скорости в сечении входа в подпазовые каналы.

только следами за распорками и уступами на боковых стенках воздухораспределительных коробок. Кроме того, график демонстрирует повышение общего расхода через ротор на 10% за счёт повышения эффективности ВНА.

Кроме анализа конструкции ВНА в отношении равномерности распределения воздуха по подпазовым каналам проведен расчет течения в неподвижном подводящем канале, исходная конструкция которого показана на рис.3.15. Расчёт выполнялся в плоской осесимметричной постановке. Использовалась k-ε модель турбулентности.

На рис. 3.16 приведены линии тока, выпущенные из некоторого контрольного сечения радиусом 530 мм. Из рисунка видно, что в камере между радиальным подводящим каналом и аксиальным, направляющим воздух к ротору, структура потока достаточно сложная. В камере чётко выделяется активная часть сечения, занятая струей, в углах камеры образуются застойные вихревые зоны.

На входе в осевой подводящий канал при обтекании вентилятора лобовых частей образуется крупная зона отрыва, занимающая порядка 20% проходного сечения.

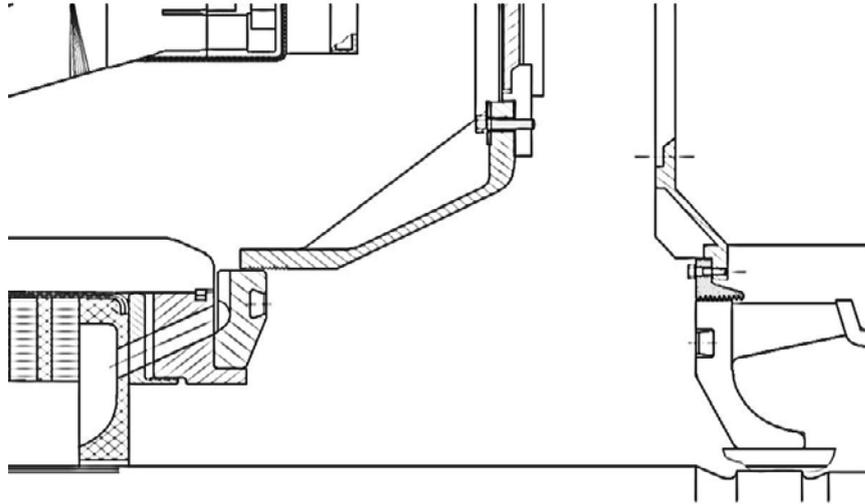


Рис.3.15. Исходный вариант исполнения подводящего канала (лопатки ВНА не показаны).

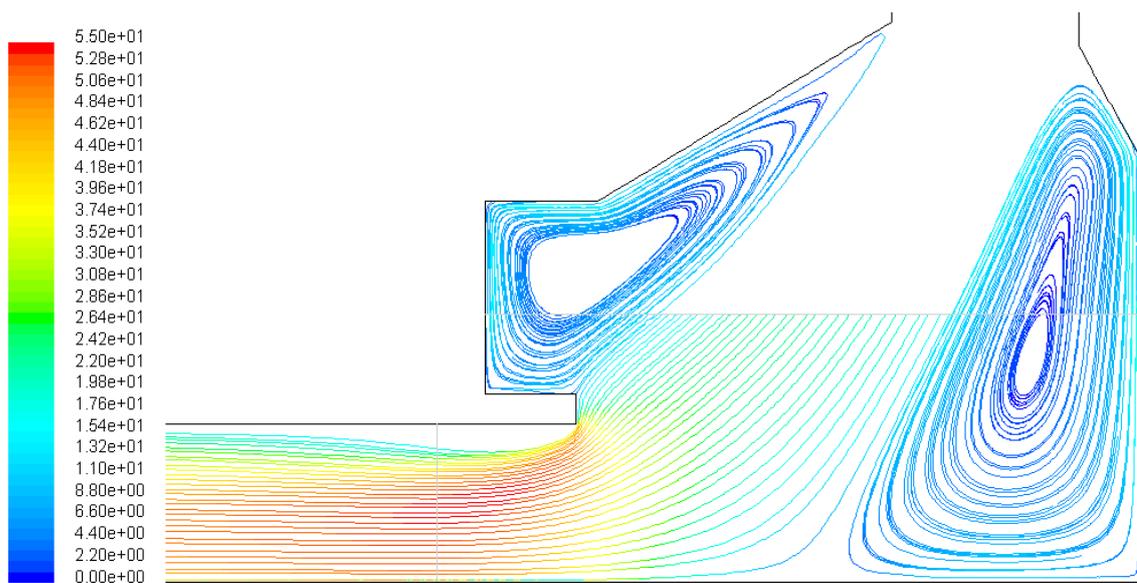


Рис.3.16. Линии тока в подводящем канале, выпущенные из контрольного сечения с радиусом 530 мм. Цвет соответствует меридиональной составляющей скорости

$$c_m = \sqrt{c_z^2 + c_r^2} .$$

Модернизированная конструкция подводящего канала показана на рис.3.17.

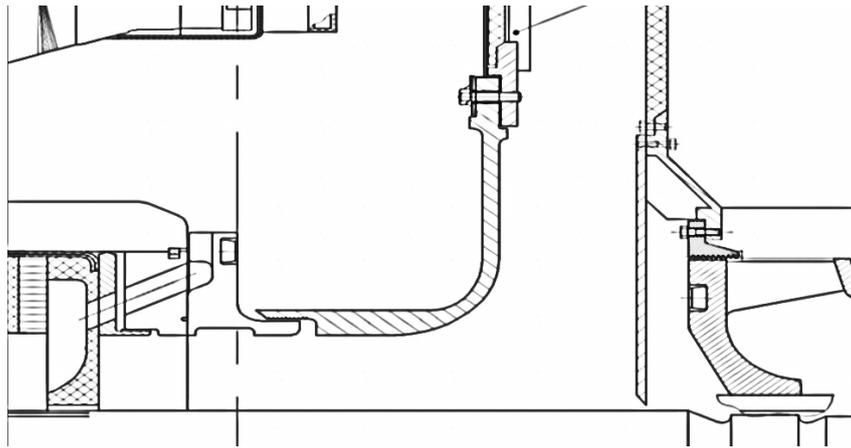


Рис.3.17. Модернизированный вариант исполнения подводящего канала (лопатки ВНА не показаны).

При разработке нового варианта необходимо было:

- избавиться от отрыва в сечении на входе в лопатки ВНА, обеспечив максимально возможную равномерность потока перед лопатками для эффективной работы лопаточной решётки;
- принять меры для предотвращения образования вихревых структур, обнаруженных при расчёте базового варианта и приводящих к появлению сильной неравномерности в закрутке потока вблизи стенок.

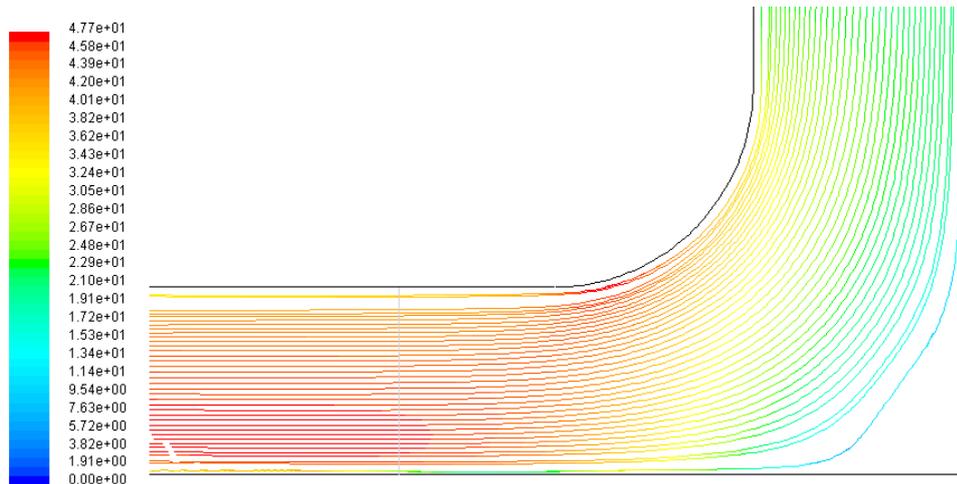


Рис.3.18. Линии тока меридиональной скорости модернизированного подводящего канала.

Структура потока в области поворота, показанная на рис.3.18 значительно лучше, чем у ранее рассмотренного исходного варианта. Образуется только одна вихревая зона в углу на стыке вала и экрана, закрывающего диск центробежного

вентилятора, но размер этой зоны значительно меньше, чем в прошлом случае, когда её развитию способствовала закрутка потока диском вентилятора.

На осевом участке канала после поворота отрыва потока не происходит. Распределение скорости по сечению перед лопатками ВНА достаточно равномерное с некоторым уменьшением расходной (осевой) составляющей скорости от вала к периферии. Данный эффект связан с перестроением потока в зоне поворота и не может быть исключён полностью.

На рис.3.19 совмещены профили расходной составляющей скорости потока в сечении на входе в лопатки ВНА для нового варианта и ранее рассмотренного (линия « c_z -базовый»). Преимущества модернизированного варианта очевидны.

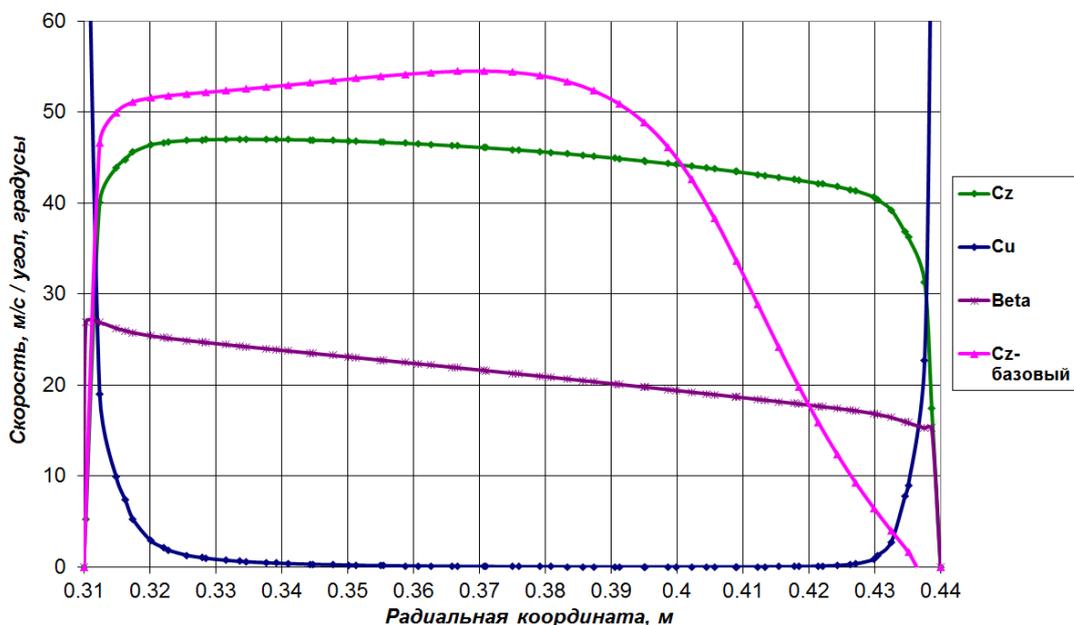


Рис.3.19. Распределение параметров потока в сечении перед лопатками ВНА.

Отличается от прежнего варианта и распределение окружной составляющей скорости. Исключение дисков, подкручивающих поток, ликвидировало окружную компоненту скорости c_u в ядре потока. Влияние вращающихся стенок сказывается лишь в непосредственной близости от них.

Полученное распределение c_z и c_u даёт благоприятное для лопаток ВНА распределение угла потока в относительном движении $\beta = \arctg(c_z/w_u)$,

где $w_u = u - c_u$ – окружная составляющая скорости относительного движения потока на текущем радиусе r . При $c_u = 0$ в ядре потока угол натекания потока на лопатки $\beta = \arctg(c_z/u)$. Изменение в ядре потока осевой составляющей скорости c_z незначительно и близко к линейной зависимости. В результате на входе в лопаточный аппарат ВНА достигается практически линейное распределение угла β по радиусу.

После корректировки неподвижных подводющих элементов и уточнения распределения параметров потока на входе в лопатки ВНА было выполнено трёхмерное профилирование обтекателей и основных лопаток ВНА в 2 этапа. На первом этапе выполнялось окончательное уточнение формы лопаток ВНА на среднем радиусе и крайних сечениях в двухмерной постановке, после чего лопатка ВНА была построена по всей высоте, а затем была уточнена форма обтекателей. На втором этапе был выполнен трёхмерный проверочный расчёт спроектированного ВНА совместно с неподвижным подводющим участком и последующими коробками и распорками.

Проектирование новых лопаток преследовало две цели:

- лопатки должны обеспечить закрутку потока до окружной скорости ротора и иметь при этом приемлемый КПД;
- лопатки должны иметь такие габариты и вес, такую форму, чтобы их можно было установить на существующем центрирующем кольце.

После окончательного утверждения формы лопаток ВНА были соответствующим образом перепрофилированы обтекатели. Форма обтекателей на среднем радиусе откорректирована так, чтобы они повторяли форму лопаток ВНА в этом сечении, осевой размер обтекателей уточнён в соответствии с конструктивными ограничениями.

Окончательный проверочный расчёт течения выполнялся в трёхмерной постановке для области, включающей неподвижные подводющие элементы, ВНА с обтекателями, систему коробок и распорок и входные участки подпазовых

каналов. Расчётная модель с граничными условиями показана на рис.3.20. На рисунке цветами обозначены:

- чёрный – неподвижные стенки элементов статора с нулевой скоростью и вращающиеся стенки, образованные элементами ротора; номинальная угловая скорость вращения поверхности ротора $\omega = 314$ рад/с;
- голубой – боковые границы расчётной зоны с условием окружной периодичности;
- фиолетовый – входное сечение расчётной области, в которое входит незакрученный радиальный поток; скорость $c_{вх}$ на входе определяется объёмным расходом V и площадью сечения диаметром $D_{вх}$ и шириной $b_{вх}$:

$$c_{ax} = \frac{V}{F_{ax}} = \frac{V}{\pi D_{ax} b_{ax}};$$

- красный – выходное сечение расчётной области, в котором задаётся статическое давление с учётом градиента давления по радиусу под действием центробежных сил от окружной составляющей скорости c_u

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho c_u^2}{r},$$

и с учётом коэффициента сопротивления последующих каналов ротора:

$$\zeta = \frac{2\Delta p_{пк+рк}}{\rho c_z^2},$$

где: $\Delta p_{пк+рк}$ –потери давления в подпазовых и радиальных каналах по данным гидравлического расчёта;

ρ и c_z – плотность и расходная осевая составляющая скорости потока на входе в подпазовый канал.

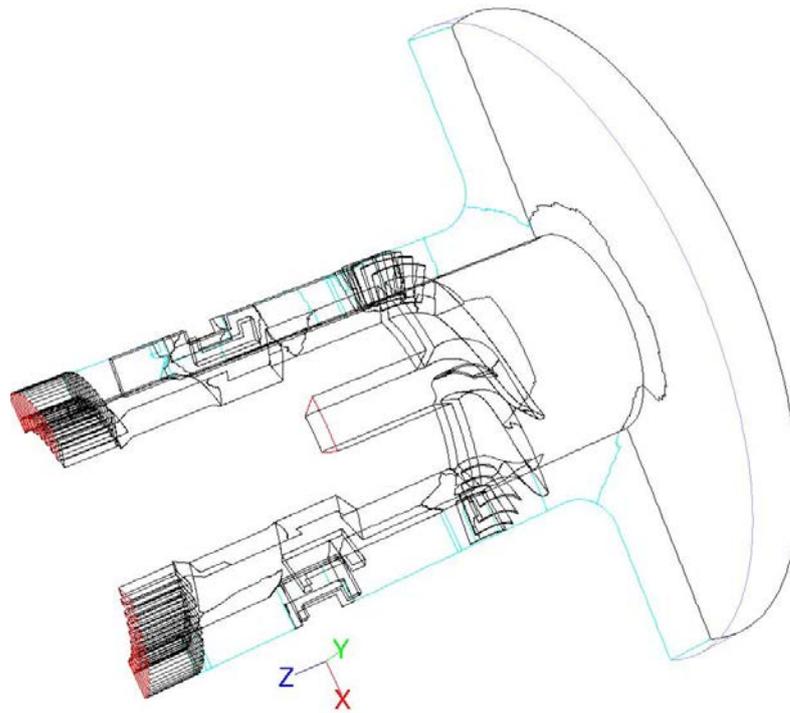


Рис.3.20. Расчётная модель для трёхмерного проверочного расчёта.

Расчёт выполнялся для несжимаемой среды с плотностью $\rho = 1,1 \text{ кг/м}^3$, использовалась k- ϵ модель турбулентности. Результаты представлены на рис.3.21-3.24.

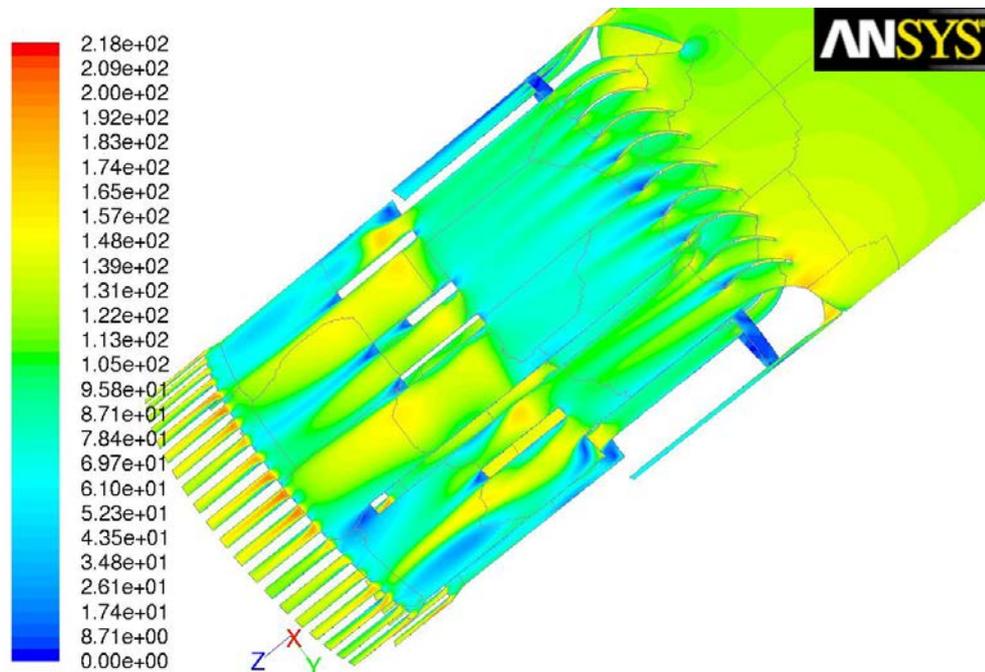


Рис.3.21. Поле относительной скорости на цилиндрической поверхности с $r = 375 \text{ мм}$.

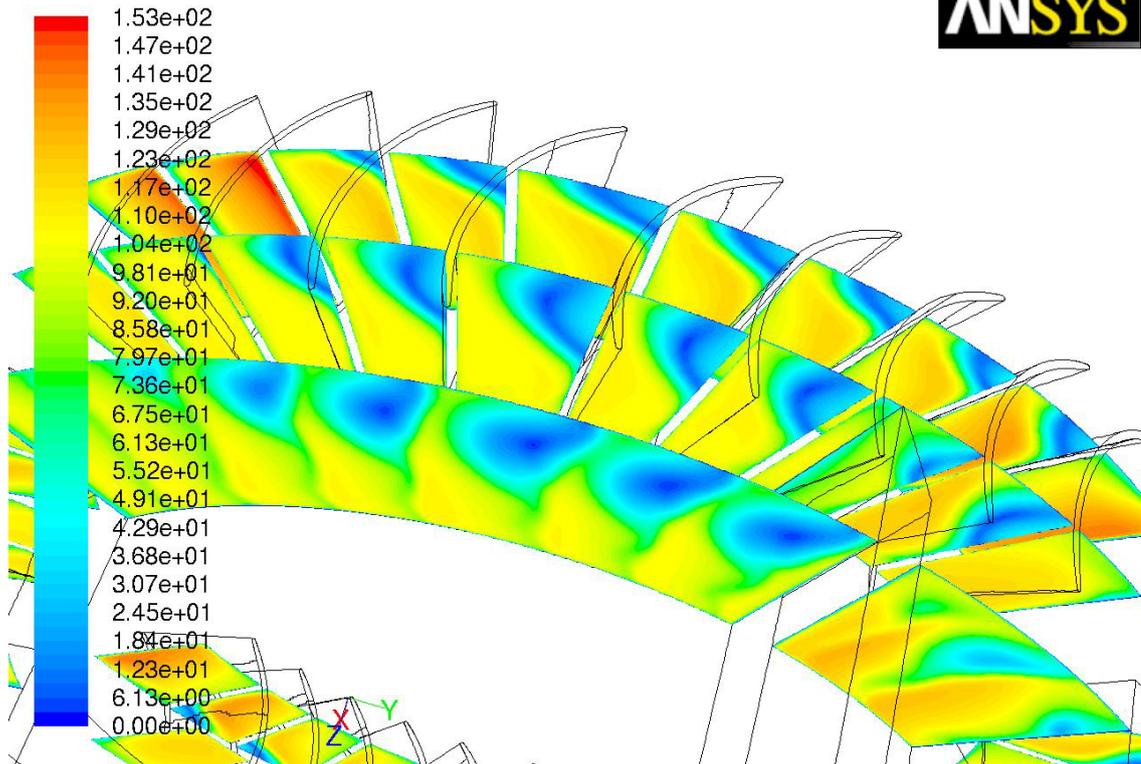


Рис.3.22. Поле относительной скорости в трёх сечениях, перпендикулярных оси ротора

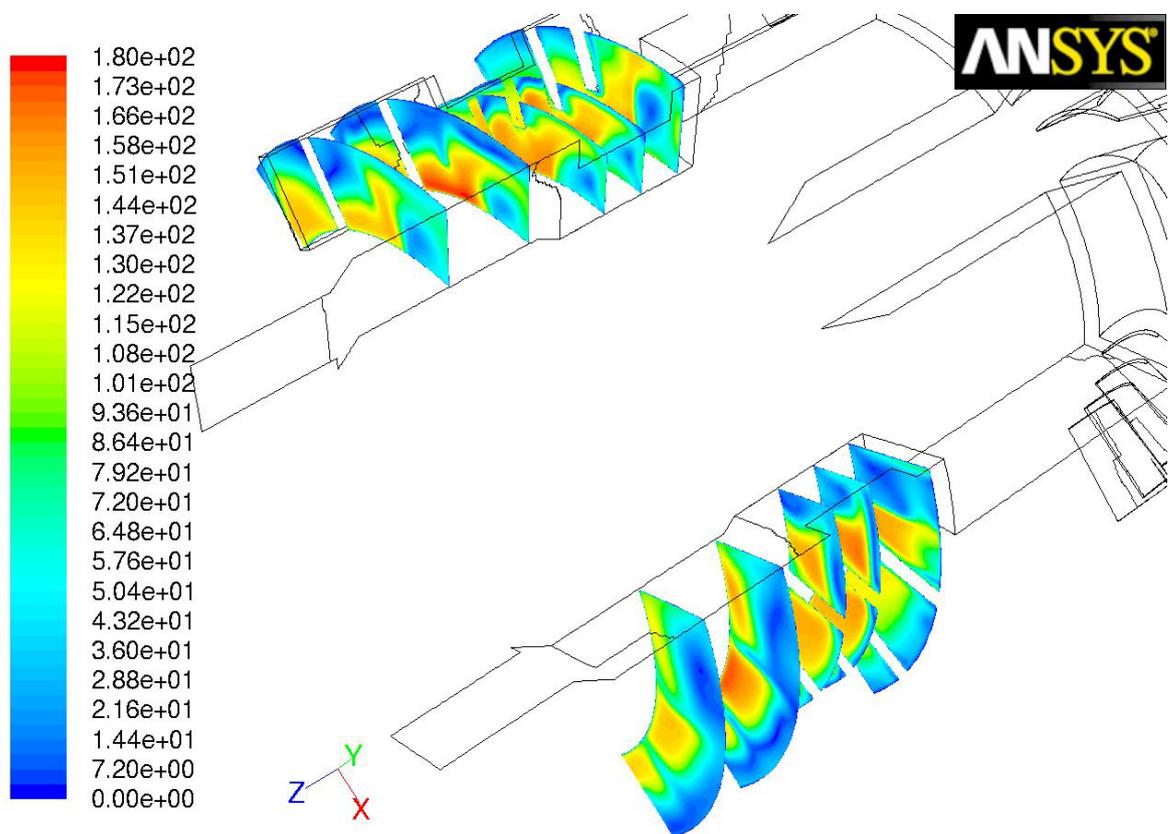


Рис.3.23. Поле относительной скорости в пяти сечениях, перпендикулярных оси ротора

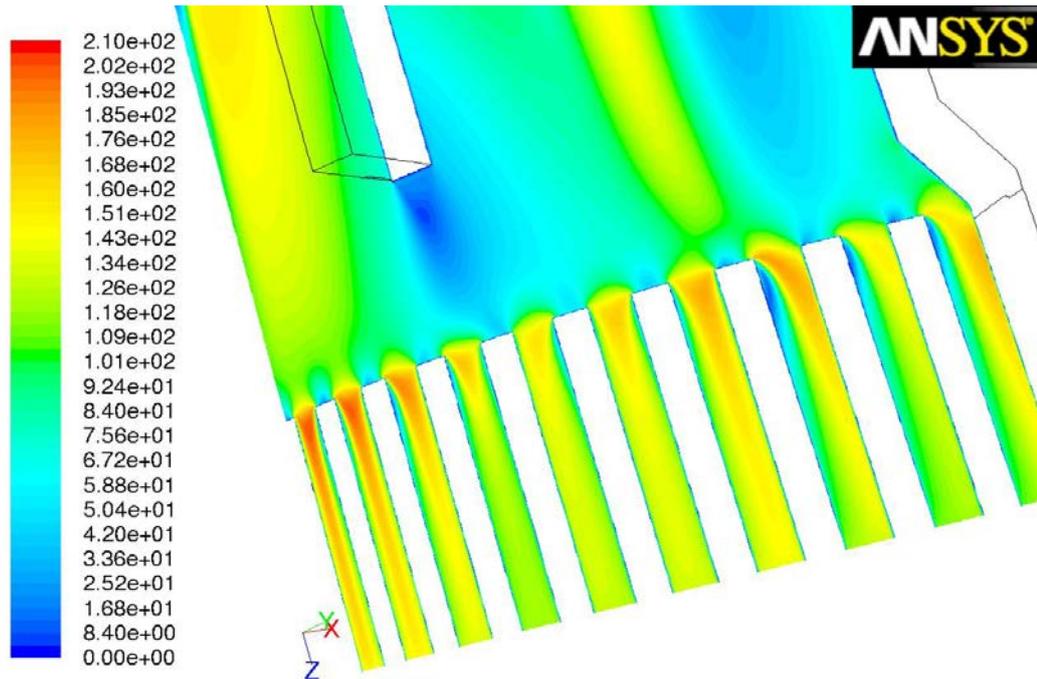


Рис.3.24. Поле относительной скорости на цилиндрической поверхности с $r = 375$ мм.

Итоговая гистограмма, показанная на рис. 3.25, демонстрирует существенное выравнивание распределения расходов воздуха по пазам при значимом увеличении суммарного расхода.

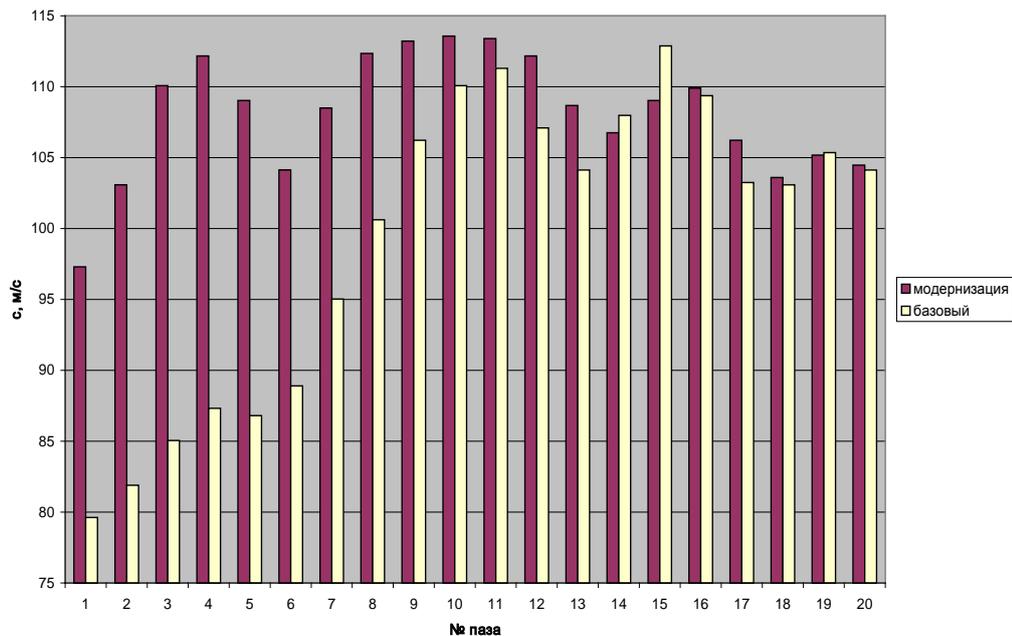


Рис.3.25. Распределение расходной скорости потока по подпазовым каналам до и после модернизации.

Таким образом, благодаря принятым проектным решениям практически ликвидируется вероятность локальных температурных аномалий, вызываемых тангенциальной неравномерностью распределения расходов газа в системе самовентиляции ротора из подпазового канала. Более того, в вопросе о тепловом состоянии ротора можно с достаточной надежностью принимать допущение о периодической повторяемости температурных распределений в пазовой части ротора от паза к пазу, т.е. исходить из расчетных представлений, изложенных в п. 3.1.

3.5. Определение коэффициентов теплоотдачи в вентиляционных каналах ротора по результатам натурных тепловых испытаний турбогенераторов с непосредственным воздушным и водородным охлаждением

3.5.1. Ротор с воздушным охлаждением (по результатам тепловых испытаний турбогенератора мощностью 320 МВт Каширской ГРЭС)

Для определения коэффициента теплоотдачи в радиальных каналах этого ротора требуется оперировать собственным превышением температуры обмотки над температурой воздуха, входящего в ротор при номинальной нагрузке. В качестве такой начальной температуры воздуха примем температуру обмотки ротора в режиме без возбуждения (обратная экстраполяция опытной зависимости на нулевые потери в обмотке). Таким образом, при последующей обработке оперируем «токовым» превышением температуры обмотки, которое составляет

$$\Delta\theta_p - \Delta\theta_0 = 77 - 20 = 57^\circ\text{C}.$$

Исходные данные:

- 1) Потери на возбуждение $P_{\text{в}} = 862$ кВт.
- 2) Среднее превышение температуры обмотки ротора над температурой входящего в ротор воздуха $\Delta\theta_p = 57^\circ\text{C}$.

Геометрические размеры каналов:

1) Длина радиального канала $L = 155$ мм, сечение $s_k = 38 \cdot 4 = 152$ мм², периметр $\Pi_k = 84$ мм, гидравлический диаметр $d_r = 4 \cdot 152 / 84 = 6,5$ мм.

Число каналов $N = 152 \cdot 40 = 6080$.

Суммарная поверхность радиальных каналов $F = 6080 \cdot 0,155 \cdot 0,084 = 79,2$ м²

Суммарное проходное сечение радиальных каналов $S = 0,924$ м²

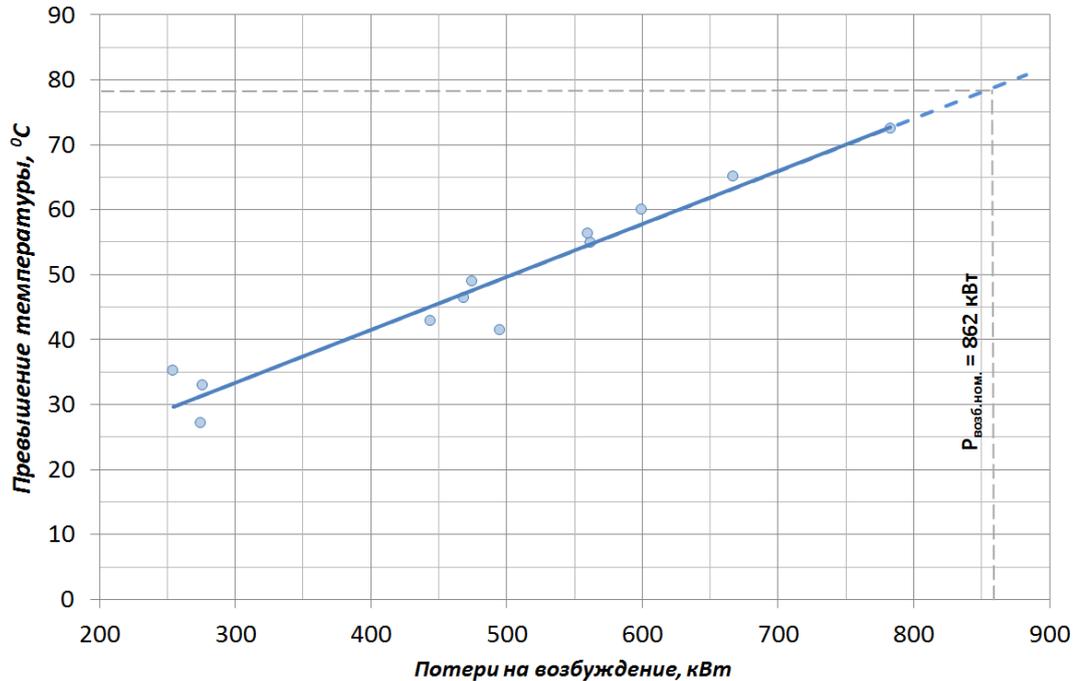


Рис. 3.26. Температурная характеристика обмотки ротора турбогенератора ТЗФСУ-320 [8]

Вспомогательные данные:

1) Потери в пазовой части ротора $P_{\Pi} = 507$ кВт.

2) Расход газа через радиальные каналы ротора $Q_p = 16,4$ м³/с.

$$\alpha = \frac{P_{\Pi}}{[\Delta\theta_p - \Delta\vartheta_0 - \frac{P_{\Pi}}{2cQ_{\Pi}}]F} = \frac{507000}{[57 - \frac{507}{2 * 1,1 * 16,4}] * 79,2} =$$

$$= \frac{507000}{[57 - 14] * 79,2} = 149 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda} = \frac{149 * 0,0065}{0,03} = 32,2 \quad v = \frac{Q_{\Pi}}{S} = \frac{16,4}{0,924} = 18 \text{ м/с}$$

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{18 * 6,5}{18 * 10^{-6}} 10^{-3} = 6500$$

$$\text{Nu} = k \text{ Re}^{0,8}, \quad 32,2 = k * 6500^{0,8},$$

$$k = 32,2/1123 = 0,029;$$

$$Nu = 0,029 Re^{0,8}$$

3.5.2. Ротор с водородным охлаждением (по результатам тепловых испытаний турбогенератора ТВН-500-4 Нововоронежской АЭС)

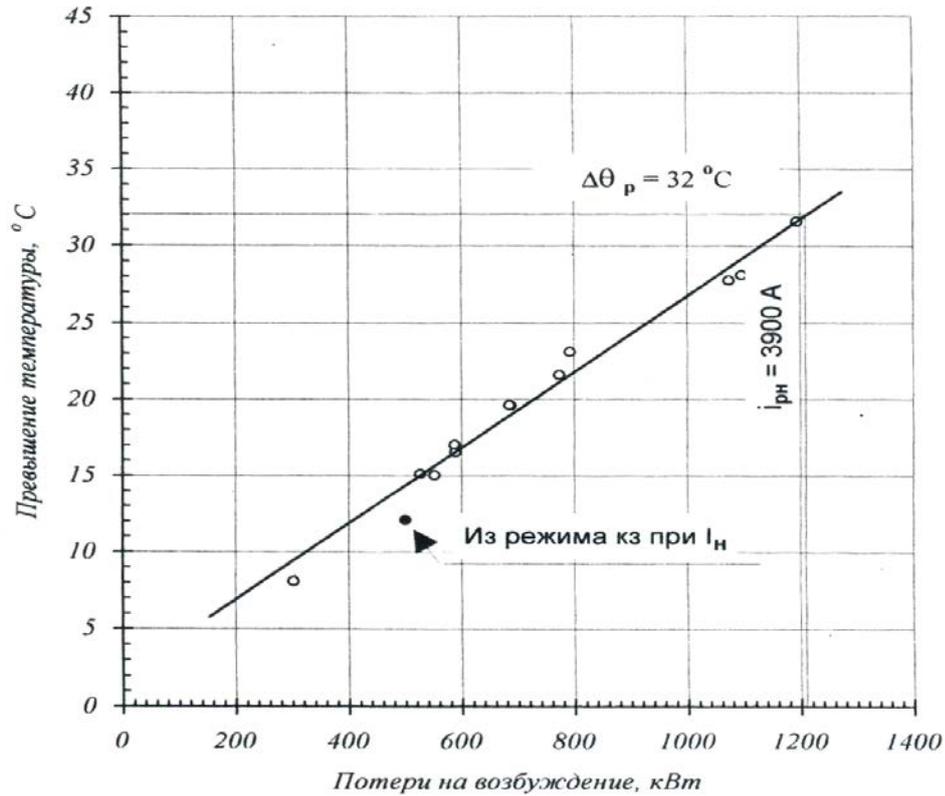


Рис 3.27. Температурная характеристика обмотки ротора турбогенератора ТВН-500-4 [31]

Исходные данные:

- 1) Потери на возбуждение $P_B = 1200$ кВт.
- 2) Среднее превышение температуры обмотки ротора над температурой холодного газа $\Delta\theta_p = 32^\circ\text{C}$.
- 3) Давление водорода $p = 3$ ати = 4 ата.

Геометрические размеры каналов:

1) Длина радиального канала $L = 144$ мм, сечение $s_k = 38 \cdot 4 = 152$ мм², периметр $\Pi_k = 84$ мм, гидравлический диаметр $d_T = 4 \cdot 152 / 84 = 6,5$ мм.

Число каналов $N = 48 \cdot 60 = 2880$.

Суммарная поверхность радиальных каналов $F = 2880 \cdot 0,144 \cdot 0,084 = 34,8$ м².

Суммарное проходное сечение радиальных каналов $S = 2880 * 0,152 * 10^{-3} = 0,438$ м².

Вспомогательные данные:

- 1) Начальный подогрев газа (подогрев в вентиляторе) $\Delta\vartheta_0 = 4^{\circ}\text{C}$.
- 2) Потери в пазовой части ротора $P_{\text{п}} = 960$ кВт.
- 3) Расход газа через радиальные каналы ротора $Q_{\text{р}} = 13$ м³/с.

$$\alpha = \frac{P_{\text{п}}}{[\Delta\theta_{\text{р}} - \Delta\vartheta_0 - \frac{P_{\text{п}}}{2c(p+1)Q_{\text{п}}}]F} = \frac{960000}{[32 - 4 - \frac{960}{8,8 * 13}] * 34,8} = 1407 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda} = \frac{1407 * 0,0065}{0,26} = 35,2. \quad v = \frac{Q_{\text{п}}}{S} = \frac{13}{0,438} = 29,7 \text{ м/с.}$$

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{30 * 6,5}{30} 10^3 = 6500.$$

$$\text{Nu} = k \text{Re}^{0,8}, \quad 35,2 = k * 6500^{0,8},$$

$$k = 35,2 / 1123 = 0,031;$$

$$\text{Nu} = 0,031 \text{Re}^{0,8}$$

Выводы по главе 3

1. Для мощных турбогенераторов самовентиляция обмотки ротора из подпазового канала при воздушном охлаждении обладает решающими преимуществами перед самовентиляцией из зазора, а при водородном несколько предпочтительна по признаку взаимодействия систем охлаждения ротора и статора.

2. Рационально спроектированная обмотка ротора с самовентиляцией из подпазового канала при трапецеидальной форме пазов и одинаковой высоте проводников обладает умеренной пространственной неравномерностью температурного поля (отношение максимального превышения температуры к среднему 1,10-1,15 на водороде и 1,20-1,25 на воздухе), что обусловлено гармонизацией встречных воздействий подогрева газа и неравномерности

тепловыделения по высоте паза.

3. Решающее влияние на производительность системы самовентиляции из подпазовых каналов оказывает величина входного сечения этих каналов, что накладывает основное ограничение на активную длину ротора, т.е., в конечном счете, на единичную мощность машины. Именно общий расход газа через ротор (при заданных теплофизических свойствах хладагента) в первую очередь определяет среднюю температуру обмотки.

4. Надлежащая интенсивность непосредственного газового охлаждения лобовых частей обмотки ротора обеспечивается применением внутрипроводниковых каналов при многопоточной схеме питания их, что требует размещения надежно разделенных камер нагнетания и разрежения в подбандажном пространстве. Вынужденная затесненность этого пространства осложняет задачу распределения потоков газа по подпазовым каналам ротора.

5. Свойство тангенциальной симметрии газоснабжения пазов, будучи неизменным условием нормального функционирования системы самовентиляции ротора из подпазовых каналов, может быть утрачено, если вентиляционный тракт в подбандажной зоне ротора чрезмерно затеснен. Устранение такого дефекта, выявленного в крупном действующем турбогенераторе по характерным термическим последствиям, потребовало целенаправленной постановки и решения серии гидродинамических задач, ориентированных на проработку конструкции вентиляционного тракта с гармонизацией элементов проточной части подбандажной зоны и внешнего контура газоснабжения ротора.

6. Обработкой теплового эксперимента на действующих турбогенераторах показано, что условия конвективного теплообмена в радиальных каналах пазовой части ротора соответствуют развитому турбулентному режиму как при воздушном, так и при водородном охлаждении. Применительно к этим двум хладагентам в проектной практике для данного вида каналов может быть использована полученная из натурального эксперимента критериальная зависимость теплоотдачи при практически единых числовых коэффициентах.

Глава 4. Некоторые вопросы проектирования турбогенератора предельной мощности с полным водородным охлаждением (на примере проекта турбогенератора мощностью 660 МВт)

4.1. Принцип сквозного резервирования конструктивных мероприятий по снижению рабочей температуры обмотки статора с косвенным водородным охлаждением турбогенератора наибольшей мощности

4.1.1. Постановка задачи

Общая задача заключается в вытеснении значительной части мощностного ряда (от 160 до 660 МВт), представляемой в настоящее время турбогенераторами с водородно-водяным охлаждением, машинами с полным водородным охлаждением. Эта задача, как показано выше (см. п.1.1), продиктована соображениями надежности и экономичности эксплуатации турбогенераторов в мировой электроэнергетике.

Система полного водородного охлаждения предполагает косвенное охлаждение обмотки статора и непосредственное охлаждение обмотки ротора. В отличие от системы воздушного охлаждения, для которой приемлемо лишь давление воздуха, близкое к атмосферному, водородная система обладает значительным ресурсом для проектного маневра. Здесь управление теплоотводящими свойствами потока теплоносителя может быть достигнуто не только путем увеличения объемного расхода газа, но и, главным образом, путем увеличения массового его расхода за счет повышения давления водорода.

Указанный ресурс в большей степени распространяется на обмотку ротора, собственное превышение температуры которой над температурой входящего газа при заданных потерях на возбуждение изменяется почти обратно пропорционально абсолютному давлению водорода.

Однако и статорная обмотка обладает ощутимой температурной отзывчивостью к теплоотводящим свойствам газа – на эти свойства при заданной

тепловой нагрузке реагирует конвективный температурный перепад с поверхности вентиляционных каналов (в степени $-0,8$) и компонента подогрева газа (в степени $-1,0$). Что касается кондуктивных составляющих суммарного превышения температуры (перепад в изоляционном слое между медью обмотки и стенкой паза и перепад в пакете активной стали статора), то они, будучи несколько ниже, чем на воздухе в силу более высокой теплопроводности водорода, заполняющего газополости, практически не изменяются с давлением газа.

При данной системе охлаждения лимитирующим звеном в отношении увеличения тепловой нагрузки и, в конечном счете, номинальной мощности турбогенератора, является обмотка статора. На пути от источника тепла – меди обмотки – к охлаждаемым поверхностям имеется постоянное (т.е. не отзывчивое к свойствам газа) термическое сопротивление изоляционного слоя и газовых включений. Поскольку теплопроводность этих включений на водороде не так сильно отличается от теплопроводности корпусной изоляции, как на воздухе, это способствует охлаждению обмотки.

Диапазон достижимых мощностей турбогенераторов с косвенным водородным охлаждением обмотки статора расширяется благодаря современным тенденциям в развитии конструкций корпусной изоляции электрических машин [84, 86]. На том этапе, когда во всем мире шло проектирование крупных турбогенераторов с водяным охлаждением обмотки статора (60-е – 80-е годы прошлого века), в этих конструкциях доминировали значительные резервы по диэлектрической прочности изоляции, достигаемые увеличением толщины изоляционного слоя. Поскольку благодаря водяному охлаждению величина термического сопротивления корпусной изоляции утратила всякое значение в качестве ограничивающего фактора, то единственным побудительным мотивом конструктора к уменьшению толщины изоляции было стремление удержать на приемлемом уровне плотность тока, т.е. потери в меди. Эти соображения уступали в то время требованиям надежности работы изоляции. В итоге, заполнение паза медью в статорах с водяным охлаждением обмотки было

значительно более скромным, чем сегодня, когда благодаря прогрессу в изоляционной технике мы наблюдаем уменьшение требуемой толщины корпусной изоляции в 1,5 раза по сравнению с прежними нормами. Резерв площади, высвобождающийся при этом для меди, наряду с заменой полых проводников сплошными, может составлять до 20% от ее первоначального сечения. Использование этого резерва дает прямое увеличение допустимых тепловых нагрузок в обмотке, т.е. при прочих равных условиях – повышение номинальной мощности машины.

4.1.2. Примеры создания турбогенераторов с водородным охлаждением наибольшей мощности

Известны технические решения последних лет фирм Toshiba [96] и Alstom [72], реализовавших турбогенераторы обсуждаемого типа полной мощности 710 МВА. В таблице 4.1 приведены основные данные по этим машинам в сопоставлении с проектными данными турбогенератора полной мощности 776 МВА (активная мощность 660 МВт) завода «Электросила».

В таблице 4.2 сопоставлены массогабаритные показатели турбогенератора мощностью 660 МВт с водородно-водяным и полным водородным охлаждением. Естественно, последняя конструкция обладает более низким удельным использованием материалов, однако выигрывает у базовой конструкции по показателям надежности работы генератора. Применение обмотки статора с косвенным водородным охлаждением позволило не только упростить конструкцию за счет исключения водяного охлаждения обмотки статора, но также исключить звенья внешней системы охлаждения - насосы, теплообменники, фильтры, комплект измерительных приборов – и снизить эксплуатационные расходы.

Таблица 4.1

Параметр	Значения параметров		
	ТВФ-660-2 (проект)	Зарубежные турбогенераторы с водородным охлаждением	
		TOSHIBA	ALSTOM
Активная мощность, МВт	660	603	568
Полная мощность, МВА	776	710	710
Коэффициент мощности	0,85	0,85	0,8
Напряжение, кВ	20	20,5	23
Ток статора, А	22415	19997	17800
Частота, Гц	50	50	50
КПД, %	99,02	99,0	98,9

Таблица 4.2

Параметр	Тип турбогенератора	
	ТВФ-660-2 (проект)	ТВВ-660-2 (действ. т/г)
Тип охлаждения обмотки статора	Косвенное водородное	Непосредственное водяное
Активная мощность, МВт	660	
Напряжение, кВ	20	24
Наружный диаметр сердечника статора, мм	3150	2950
Внутренний диаметр сердечника статора, мм	1530	1400
Диаметр ротора, мм	1250	1200
Длина бочки ротора, мм	6700	7200
Общий вес генератора, о.е.	1,05	1,0
КПД генератора, %	99,02	98,8

4.1.3. Концепция серии турбогенераторов с водородным охлаждением

Вопрос о наибольшей достижимой мощности уместно рассматривать в контексте общей стратегии создания турбогенераторов с полным водородным охлаждением. В составе серии турбогенераторов, объединяемой принципом охлаждения обмоток (косвенное охлаждение обмотки статора и непосредственное охлаждение обмотки ротора), целесообразно выделить три подгруппы с собственным диапазоном единичной мощности в каждой из них.

Нижний отрезок серии. Заметная часть мощностного ряда турбогенераторов (от 160 МВт до 320 МВт) может быть обеспечена косвенным водородным охлаждением без изменения исходной конфигурации пазовой зоны и длины магнитопровода статора относительно базовой конструкции с водяным охлаждением обмотки статора. Более того, конструктивная зона статора здесь также не требует изменений, поэтому система газового охлаждения с соответствующим ей распределением частичных расходов газа по отдельным ветвям вентиляционной схемы не требует изменений. Тот факт, что сумма потерь, отводимых водородом, увеличивается на величину потерь в обмотке статора, может быть скомпенсирован некоторым повышением рабочего давления водорода против первоначального, соответствующего водяному охлаждению обмотки статора.

Иными словами, при таком решении в статор прежней конструкции можно заложить новую обмотку, рассчитанную на прежнее номинальное напряжение, она будет нести прежний номинальный ток, а выкладка паза обеспечит приемлемо низкую плотность тока за счет площади, освободившейся благодаря утонению корпусной изоляции, повышению ее теплопроводности и ликвидации каналов в полых проводниках. Произойдет также естественный выигрыш по дополнительным потерям, обусловленным вихревыми токами, за счет применения более тонких сплошных проводников взамен полых. По существу, в машине с базовой геометрией произойдет исчерпание термических резервов в связи с изменением способа охлаждения.

Благодаря снижению суммы потерь при прежней номинальной мощности турбогенератора его КПД при водородном охлаждении будет заведомо выше, чем в исходной конструкции с водяным охлаждением обмотки статора.

Только конкретное технико-экономическое исследование применительно к каждому типу турбогенераторов данной подгруппы способно ответить на вопрос, имеет ли смысл перепроектирование таких машин с оптимизацией по ряду существенных признаков (материалоемкость, КПД, надежность). Очевидно, что новый, заранее ориентированный на водородное охлаждение и сделанный «с чистого листа» расчет магнитной системы, с выбором надлежащего числа пазов и с детальной проработкой пазовой зоны, даст результат более близкий к оптимуму, чем встраивание статора в первоначальную конфигурацию, ориентированную на конструкцию с водяным охлаждением обмотки. Вопрос состоит в том, чтобы такой чисто технический оптимум не противоречил экономическим критериям, в частности, соображениям конкурентоспособности.

Частным (и наименее затратным) вариантом производства турбогенератора с водородным охлаждением является модернизация системы охлаждения готовой машины с исходным водяным охлаждением обмотки статора в условиях электростанции. Для этого требуется статор с исправным магнитопроводом и новая обмотка, изготавливаемая на заводе. Тогда перемотка статора осуществима в процессе капитального ремонта турбогенератора, проводимого в условиях станции.

Средний отрезок серии. Следующий отрезок мощностного ряда (**от 350 до 500 МВт**) требует новой процедуры проектирования турбогенератора, в частности, изменения конфигурации активного ядра и, как правило, увеличения габаритов при сохранении базовой мощности, соответствующей водяному охлаждению обмотки статора. Для этой подгруппы машин становится уже необязательным наличие базовой машины с водяным охлаждением: ее конструктивные параметры не требуется принимать во внимание при создании нового турбогенератора.

Вопрос может быть поставлен формально: новый турбогенератор подлежит изначальному проектированию и по своим технико-экономическим показателям не должен уступать аналогичным современным изделиям безотносительно к типу их охлаждения (в первом приближении эти показатели, например, должны быть подчинены требованиям ГОСТ 533-2000). Тогда подлежит решению рутинная задача оптимизации конструкции активного ядра с последующей проектной разработкой уже конкретной системы газового охлаждения, обладающей надлежащей эффективностью и экономичностью.

Применительно к нашей узкой подгруппе объектов здесь гипотетически возможны три подхода.

1) Соображения преемственности и унификации конструкции в пределах подгруппы могут побуждать к сохранению в ней исходной системы газового охлаждения (радиально-тангенциальный статор с продольными барьерами, самовентиляция ротора из зазора). Это привело бы к повышенным тепловым нагрузкам системы газового охлаждения за счет новых для нее потерь в обмотке статора и, следовательно, к повышенным нагревам в вытяжных секторах статора и в роторе. Пришлось бы значительно снизить удельные тепловые нагрузки в обеих обмотках, т.е. значительно увеличить габариты машины (генератор мощностью 500 МВт обладал бы габаритом исходной конструкции с водяным охлаждением обмотки статора порядка 800 МВт). Вариант уязвим как по массогабаритным показателям, так и по КПД.

2) С позиций радикального повышения интенсивности охлаждения привлекательно применение независимых контуров вентиляции ротора с самовентиляцией из подпазового канала и статора со щелевыми каналами в зубцах. Хотя теоретически такое решение обещает наилучший результат по тепловым характеристикам генератора, но здесь имеются значительные технологические затруднения, на сегодня представляющиеся неразрешимыми (об этом сказано в главе 2).

3) Промежуточным по качеству охлаждения, но вполне реалистичным, представляется вариант взаимосвязанных схем самовентиляции ротора из

подпазового канала в сочетании с одноструйной нагнетательной схемой вентиляции статора [9].

Критическим звеном по нагреву в этой подгруппе конструкций остается обмотка статора, однако тепловые нагрузки в ней еще достаточно умеренны, так что можно обойтись применением обычной в отношении теплопроводности изоляцией и нет необходимости прибегать к схеме обмотки статора с увеличенным числом параллельных ветвей.

Турбогенераторы наибольшей мощности (свыше 500 МВт). Здесь требуется специальный проект с возможным исчерпанием термического ресурса и принятием нетривиальных технических решений по системе косвенного газового охлаждения обмотки статора.

Если исходить из требования удержания температурного перепада в изоляции в пределах привычного для турбогенеростроения диапазона 35-40°C, следует либо принять схему обмотки с увеличенным числом параллельных ветвей (3 или 4), либо применять высокотеплопроводную корпусную изоляцию. Причем, эти два решения не являются взаимно исключаящими. Они дополняются распространением конструкции со щелевыми каналами в зубцах на водородное охлаждение. Необходимые для проектного теплового расчета количественные характеристики теплоотдачи в указанной системе каналов обеспечиваются косвенным физическим экспериментом в среде водорода (см. п. 2.7 диссертации).

Высокая сложность проекта требует дополнительного рассмотрения совместного применения различных комбинаций затронутых выше мер по снижению нагрева обмотки статора. Параллельно с этим должны быть приняты во внимание соображения экономичности (КПД), надежности (термические резервы, включая термомеханический аспект) и адаптируемости проекта к возможностям современного производства.

Рассмотрим указанные меры по отдельности не только с позиций нагрева обмотки статора, но также и с целью гармонизации проекта для турбогенератора в целом.

1) В практике мирового электромашиностроения в обмотку ротора мощных турбогенераторов с непосредственным газовым охлаждением традиционно закладываются существенные тепловые резервы. Это требуется, в первую очередь, для того, чтобы защитить ротор от возможной тепловой неуравновешенности: тепловой или струйный небаланс возникает вследствие естественной, относительно малой температурной несимметрии пазовой зоны ротора в тангенциальном направлении, а она тем больше, чем выше уровень средней температуры обмотки. К этому добавляется стремление к минимизации аксиальных тепловых перемещений обмотки при перегрузках по току возбуждения.

Как показано в главе 3 (п.п. 3.1 и 3.2), обеспечение подобных резервов для машины мощностью 660 МВт требует применения системы непосредственного водородного охлаждения пазовой части ротора с самовентиляцией из подпазового канала. В такой системе питание ротора фактически не подогретым газом через подпазовые каналы и высокая интенсивность теплоотдачи в радиальных каналах обмотки приводит к температурному запасу, исчисляемому десятками градусов при номинальном токе. Положительный опыт применения такого решения на водороде – это два четырехполюсных турбогенератора мощностью 500 МВт, эксплуатирующихся на Ново-Воронежской АЭС в течение 10 и 12 лет соответственно. Выполненные тепловые исследования такого турбогенератора на АЭС [31] являются надежным источником исходной информации для проектных тепловых расчетов ротора с данной системой водородного охлаждения.

Отмеченные положительные качества системы самовентиляции ротора из подпазового канала не снимают необходимости в ее подробной расчетной проработке на предмет оптимизации по признакам эффективности охлаждения и минимума потерь (см. п. 3.1 и 3.2).

2) Задача обеспечения приемлемо низкой (в пределах нормы) температуры обмотки статора с косвенным охлаждением принципиально разрешима по следующим направлениям.

Во-первых, возможно уменьшение удельной тепловой нагрузки в обмотке статора вследствие снижения объема тока в пазу за счет применения схемы обмотки с увеличенным числом параллельных ветвей [38-40, 52].

Во-вторых, возможно снижение термического сопротивления корпусной изоляции стержня обмотки за счет применения изоляции с повышенным коэффициентом теплопроводности. Технический риск при использовании этого нового и интенсивно продвигаемого в мировой практике направления [94, 95] связан с тем, что диэлектрические свойства более теплопроводного изоляционного слоя оказываются несколько пониженными (см. п. 2.2).

В-третьих, можно добиться снижения общего уровня нагрева зубцовой зоны посредством интенсификации конвективного теплообмена в каналах статора за счет применения на водороде высокоэффективной радиально-аксиальной системы вентиляции со щелевыми каналами в зубцах статора [53].

В-четвертых, в проекте требуются решения по узлу главных вентиляторов [59] с предварительным обоснованием их требуемой производительности в вентиляционной системе с взаимосвязанными контурами статора и ротора.

4.2. Сравнительный анализ теплового состояния пазовой зоны статора при различном числе параллельных ветвей статорной обмотки

4.2.1. Электромагнитные расчеты турбогенератора в вариантах обмотки статора с 3-мя и 4-мя параллельными ветвями

В интересах корректности сравнительного решения тепловой задачи свойства пары сопоставляемых объектов должны быть подчинены жестким условиям взаимного соответствия геометрических размеров и характеристик активной зоны, а также ряда электромагнитных характеристик и параметров.

Исходя из этого, в представленных электромагнитных расчетах различия между одноименными размерами двух машин по возможности минимизированы, за тем исключением, когда немногие отдельные различия органически связаны со

схемой обмотки статора (таковы, например, номинальное напряжение, количество параллельных ветвей, магнитный поток в зазоре, ширина паза и зубцов статора).

В результате обеспечены вполне корректные условия сопоставления объектов (таблицы 4.3, 4.4 и 4.5). Взаимная их согласованность достигнута как по величинам, определяющим уровень тепловыделения в активной зоне (плотности тока в обмотках статора и ротора, индукции в магнитопроводе), так и по числовым значениям параметров, характеризующих выходные качества машины (индуктивные сопротивления, ОКЗ, статическая перегружаемость, отдельные потери).

В последующих тепловых расчетах геометрические характеристики и поле источников тепла сохранены строго неизменными для каждого из двух рассматриваемых вариантов конструкции. Таким образом, варьированию подлежат только коэффициенты теплопроводности корпусной изоляции и коэффициенты теплоотдачи в щелеобразных каналах зубцов статора.

Технические данные и геометрические размеры

Таблица 4.3

Величина	Вариант 1 ($a = 4$)	Вариант 2 ($a = 3$)
Активная мощность, МВт	660	
Напряжение статора, кВ	20	24
Число параллельных ветвей ОС	4	3
Коэффициент мощности	0,85	0,85
Номинальный ток статора, А	22415	18680
Активная длина статора без магнитных шунтов, мм	6400	6300
Диаметр бочки ротора, мм	1250	1250
Активная длина ротора, мм	6700	6600
Зазор, мм	140	115
Диаметр расточки статора, мм	1530	1480
Наружный диаметр статора, мм	3150	3150

Продолжение табл. 4.3

Число пазов статора	84	72
Толщина пакета статора, мм	60	60
Число пакетов	99	97
Высота/ширина паза статора, мм	265 / 28,5	273 / 29,0
Число пазов ротора Z_2/Z_2'	48 / 44 / 68	
Высота/ширина паза ротора, мм	155 / 40,5 / 30,0	
Ширина зубца ротора на уровне дна паза, мм	13,0	
Глубина/ширина подпазового канала, мм	60 / 21	
Номинальный ток ротора, А	4445	4328
Ширина зубца статора, мм	28,7	35,6
Высота/ширина проводника обмотки статора, мм	1,8 / 9,5	1,8 / 9,5
Высота/ширина проводника обмотки ротора, мм	6 / 32	6/32

Электромагнитные нагрузки и параметры

Таблица 4.4.

Величина	Вариант 1 ($a = 4$)	Вариант 2 ($a = 3$)
Магнитный поток в зазоре Φ_0 , Вб	9,55	9,19
Индукция в зазоре, Тл	0,953	1,032
Индукция в зубце статора [1/3], Тл	1,898	1,868
Индукция в ярме статора, Тл	1,521	1,561
Индукция в зубце ротора [0,2], Тл	4,087	4,256
Индукция в ярме ротора, Тл	1,804	1,877
Линейная нагрузка статора, А/см	1959	1928
Коэффициент Фильда (верх.ст./нижн.ст)	1,886 / 1,078	1,827 / 1,074
Плотность тока в обмотке статора (верх.ст./нижн.ст), А/мм ²	3,0 / 3,8	3,4 / 4,3
Ток ротора, А : i_0	1652	1559
i_a	2655	2556
i_k	2939	2814
i_n	4445	4328
Коэффициент насыщения	1,12	1,12
Отношение короткого замыкания	0,56	0,55
Статическая перегружаемость	1,78	1,805

Реактивные сопротивления:		
- синхронное X_d	2,07	2,22
- переходное X_d'	0,28	0,275
- сверхпереходное X_d''	0,20	0,205
- Потье X_p	0,22	0,22

Отдельные потери

Таблица 4.5

Виды потерь	Вариант 1 ($a = 4$)	Вариант 2 ($a = 3$)
Короткого замыкания, кВт, из них:	1658	1814
• суммарные потери в обмотке статора, кВт;	1098	1143
• добавочные потери в сердечнике статора и на поверхности ротора, кВт;	201	345
• потери в торцевой зоне, кВт	359	326
Потери холостого хода, кВт, из них:	852	888
• основные потери в ярме / зубцах сердечника статора;	549 / 123	577 / 129
• добавочные потери в сердечнике статора и на поверхности ротора;	66	83
• потери в торцевой зоне.	114	99
Потери на возбуждение, кВт	2304	2162
Сумма механических и вентиляционных потерь, кВт	1700	1650
Суммарные потери, кВт	6514	6514
К.П.Д., %	99,02	99,02

4.2.2. Расчеты температурных полей в активной зоне статора турбогенератора в вариантах с 3-мя и 4-мя параллельными ветвями обмотки статора

Для обеспечения корректности сравнительного решения тепловой задачи пары сопоставляемых объектов конструкция аксиальных каналов в зубцах

сердечника и расположение вентиляционных распорок, организующих подачу газа в аксиальные каналы зубцов, должны быть подчинены условиям взаимного соответствия геометрических размеров и характеристик проточной части. Некоторое отличие неизбежно в связи с различием в количестве и ширине зубцов сердечника, а также диаметре расточки статора. Это, в свою очередь, обуславливает некоторую разницу в величине расхода и скорости газа через аксиальные каналы зубцов сердечника, а также, в значениях коэффициентов теплоотдачи с поверхности. Конструкция системы каналов в зубцовой зоне статора показана на рис. 4.1.

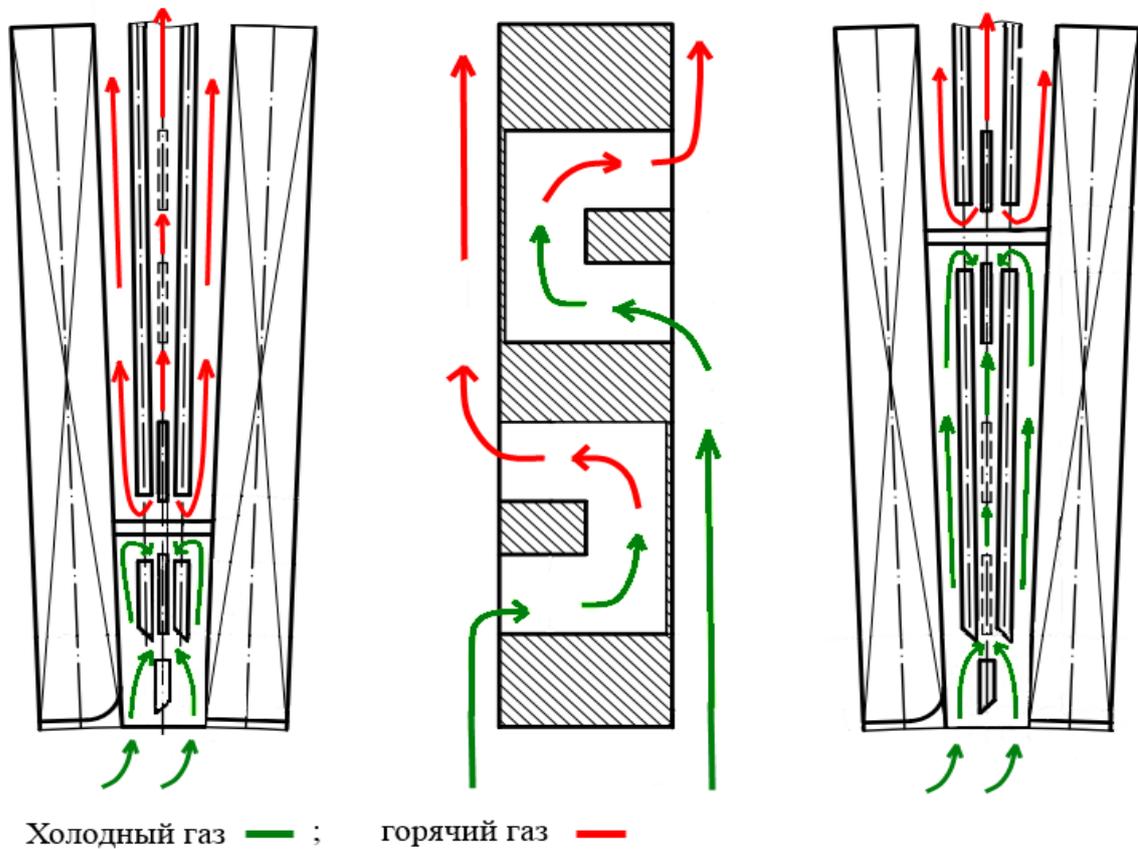


Рис. 4.1. Схема питания газом зубца статора турбогенератора мощностью 660 МВт с полным водородным охлаждением (на среднем рисунке вентиляционные распорки не показаны)

Согласно результатам аэродинамического расчета для турбогенераторов с тремя и четырьмя параллельными ветвями обмотки статора с конструкцией системы охлаждения каналов зубцовой зоны, показанной на рис.4.1, значения

расхода газа через сердечник составят 18,1 м³/с и 20,9 м³/с соответственно. Для варианта с четырьмя параллельными ветвями обмотки статора увеличение расхода газа через сердечник на 15% обусловлено увеличением суммарного проходного сечения аксиальных каналов в зубцах сердечника, несмотря на большую зажатость входа в радиальные каналы из-за увеличенного количества зубцов. При этом расходы газа на один зубец сердечника статора для обоих вариантов одинаковы и составляют 2,7 л/с.

Коэффициенты теплоотдачи, используемые в дальнейшем в тепловых расчетах, определены на основе среднерасходных скоростей газа в радиальных и аксиальных каналах зубцов сердечника статора, полученных в вычислительном пакете Ansys CFX. Аэродинамические расчёты выполнены в трехмерной постановке для одного зубца для несжимаемой среды с плотностью ρ , соответствующей температуре горячего газа 80°C. Использована k- ϵ модель турбулентности.

Расчётная модель и результаты расчёта скорости газа в радиально-аксиальных каналах зубцовой зоны сердечника для генераторов с тремя и четырьмя параллельными ветвями представлены на рис.4.2 и рис.4.3 соответственно.

На основании экспериментально полученной зависимости коэффициента теплоотдачи для водородной среды в зависимости от скорости и давления газа (раздел 2.7 диссертации) $\alpha = 5,7 \cdot \mathbf{H} + 185$ получены ожидаемые значения коэффициентов теплоотдачи верхнего и нижнего каналов для каждого из рассматриваемых вариантов. Расчетные значения расходов газа через сердечник и зубец, среднерасходных скоростей, а также коэффициентов теплоотдачи приведены в таблице 4.6.

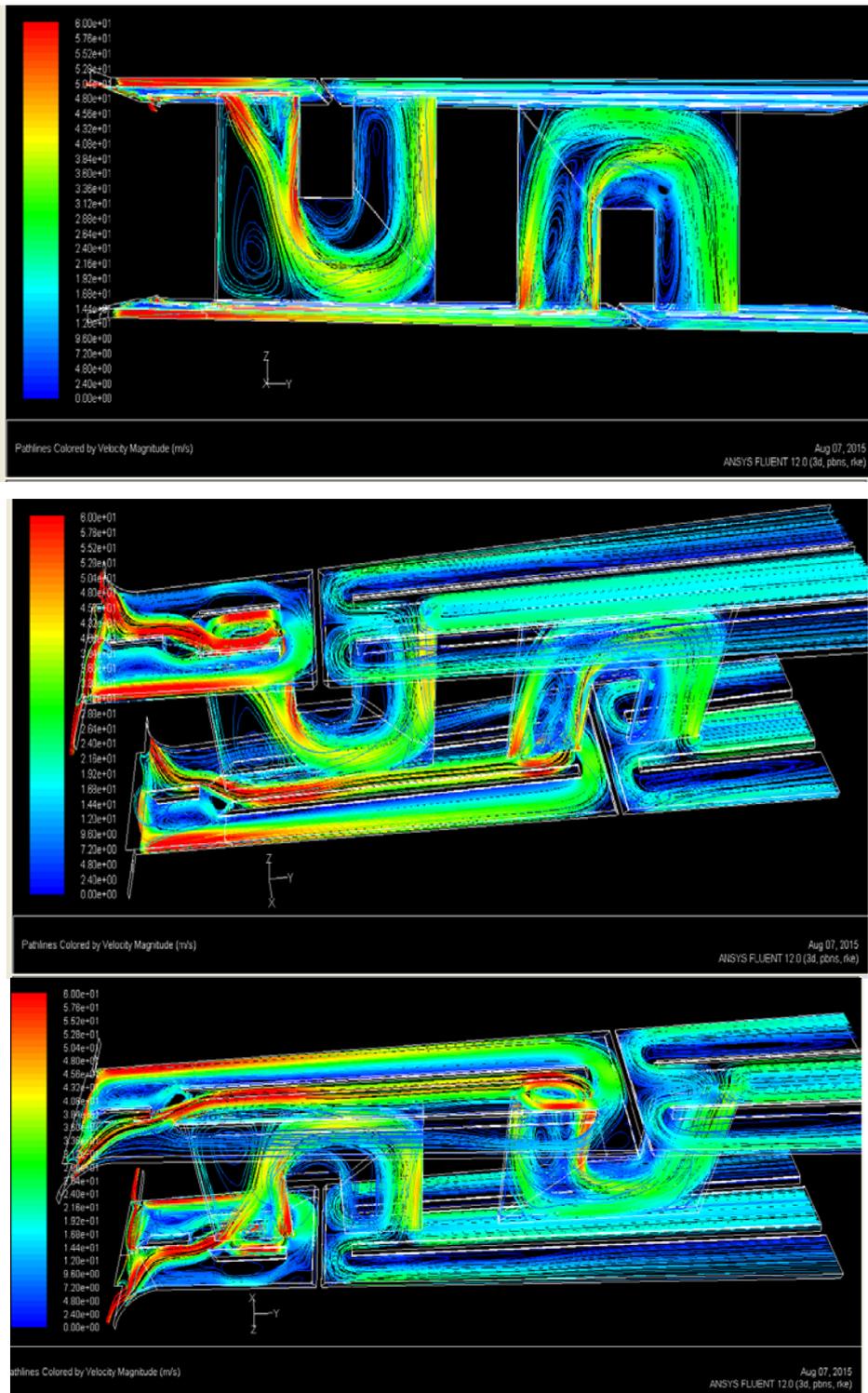


Рис.4.2. Распределение скоростей охлаждающего газа в радиально-аксиальных каналах для турбогенератора 660 МВт с 3 параллельными ветвями обмотки статора

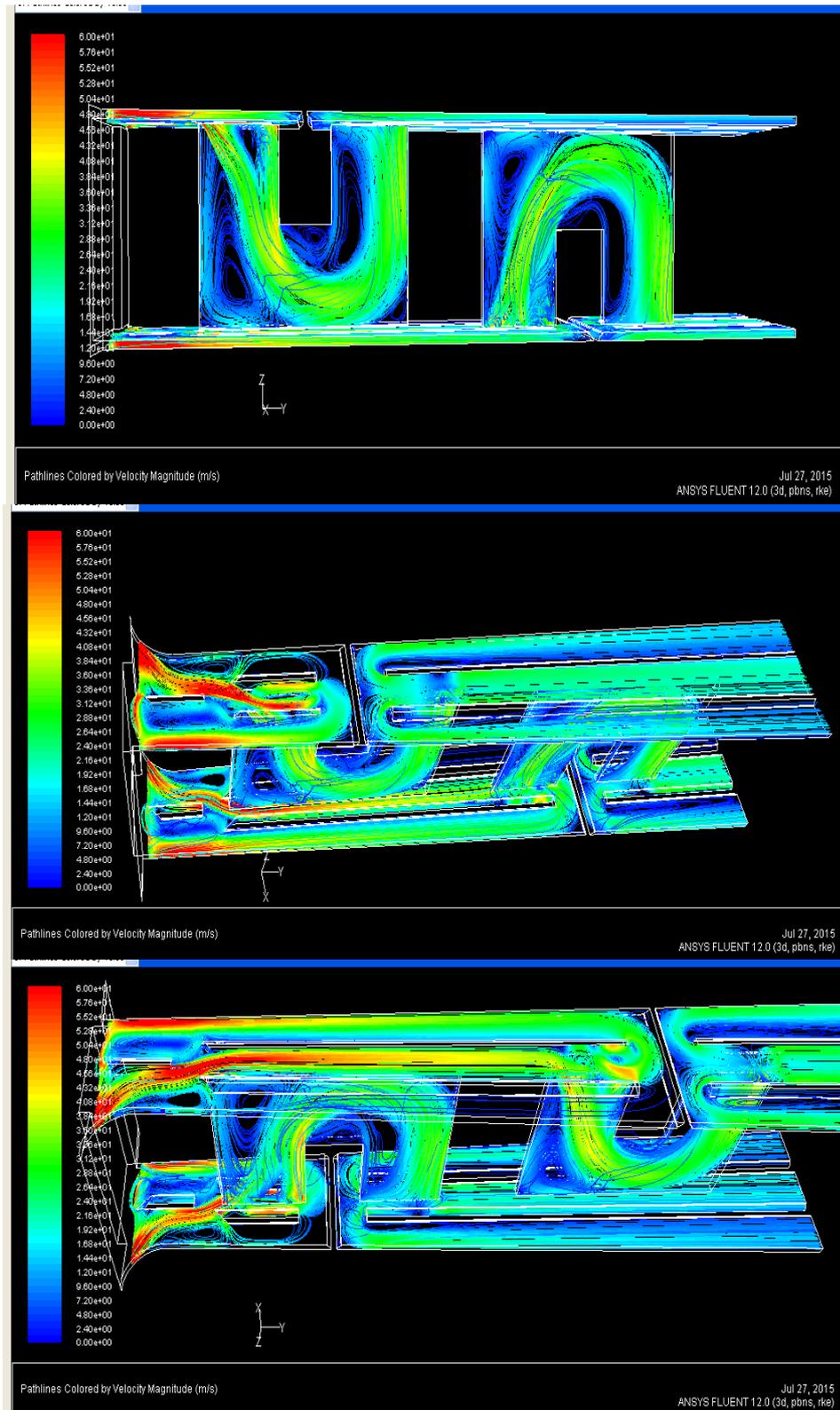


Рис.4.3. Распределение скоростей охлаждающего газа в радиально-аксиальных каналах для турбогенератора 660 МВт с четырьмя параллельными ветвями обмотки статора

Таблица 4.6

Наименование параметра	Вариант исполнения турбогенератора	
	3 параллельные ветви обмотки статора (72 паза)	4 параллельные ветви обмотки статора (84 паза)
Расход воздуха на сердечник, м ³ /с	18,1	20,9
Расход воздуха на один зубец, л/с	2,7	2,7
Среднерасходная скорость:		
• верхнего канала, м/с;	14,7	14,1
• нижнего канала, м/с	16,3	16,3
Коэффициент теплоотдачи:		
• верхнего канала, Вт/м ² К;	688	667
• нижнего канала, Вт/м ² К	742	742

Математическое моделирование стационарных полей температуры в статоре турбогенератора мощностью 660 МВт выполнено на основе физической картины распространения тепла в данной сложной системе источников и стоков. Тепловой расчет выполнен при помощи трехмерного моделирования в вычислительном пакете ANSYS с учетом распределения подогрева охлаждающего воздуха по длине канала. Модель теплового расчета представляет собой пазовое деление статора, ограниченное, в силу тепловой симметрии, наружной поверхностью ярма и расточкой статора на длине равной толщине пакета стали статора.

Расчеты трехмерных температурных полей выполнены для каждого из двух вариантов конструкции ($a = 3$ и $a = 4$) и для двух значений коэффициента теплопроводности корпусной изоляции $\lambda_{и} = 0,45$ и $0,6$ Вт/м·К.

Для всех вариантов расчета толщина изоляции соответствует рабочей напряженности электрического поля 3,0 кВ/мм, обеспечивающей необходимую длительную диэлектрическую надежность. Выбор числовых значений параметров теплопроводности корпусной изоляции подчинен следующим соображениям.

Величина коэффициента теплопроводности корпусной изоляции $\lambda_{и}$ определяется фактическими успехами в разработках высокотеплопроводной изоляции на момент изготовления машины. В настоящее время можно с

уверенностью говорить о реально достижимом уровне $\lambda_{и} = 0,4 - 0,5$ Вт/м·К, при котором обеспечиваются надлежащие диэлектрические свойства электроизоляционного материала. Принятое в расчетах наибольшее значение $\lambda_{и} = 0,6$ Вт/м·К может быть достигнуто в ближайшей перспективе.

Значения коэффициентов теплоотдачи и расходы охлаждающего газа, представленные в таблице 4.6, использованы при выполнении тепловых расчетов рассматриваемых вариантов исполнения обмотки статора ($a = 3$ и $a = 4$).

Результаты расчета температурного поля приведены на рис. 4.4 и рис.4.5 для всех рассматриваемых вариантов конструкции обмотки статора.

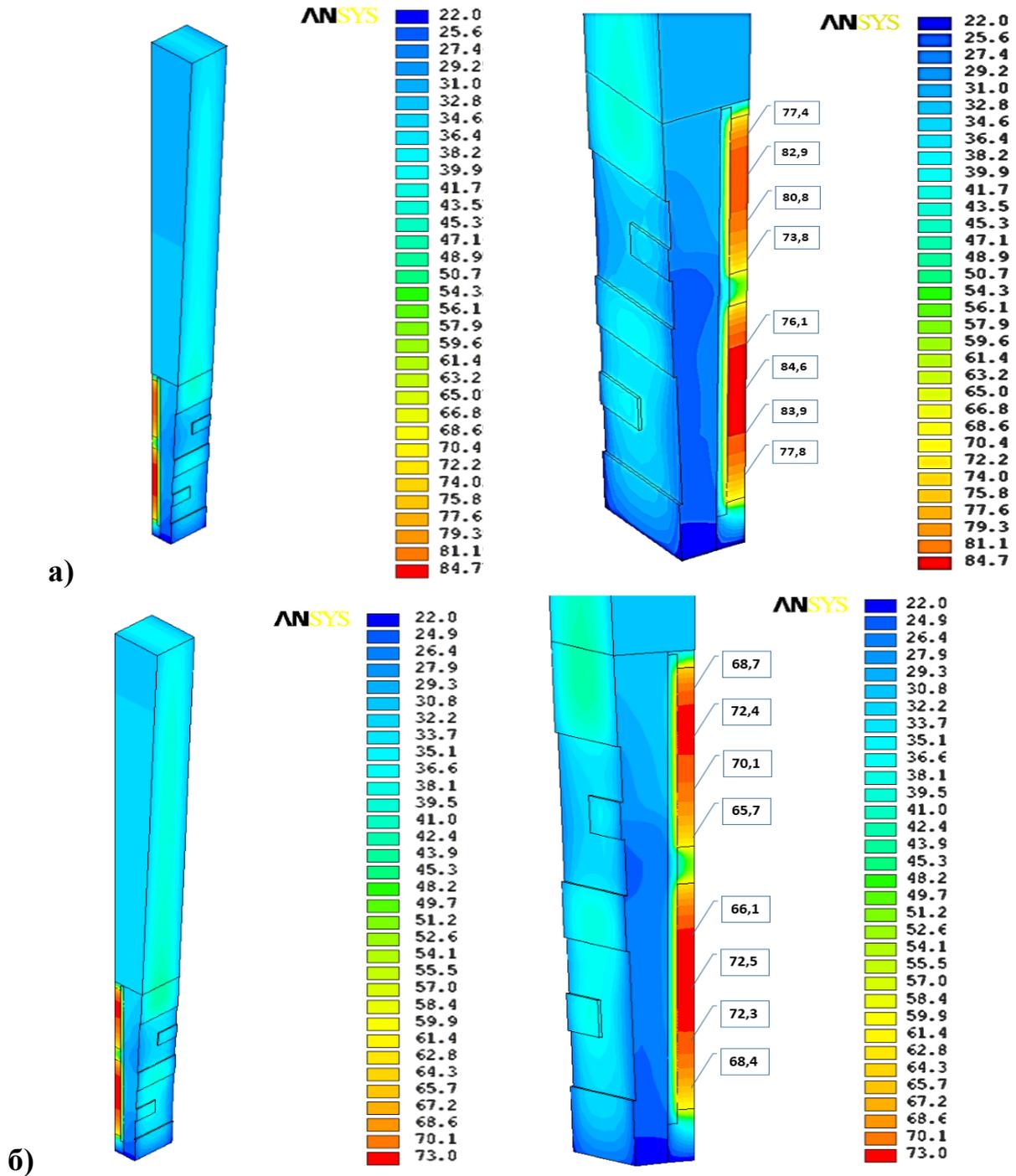


Рис.4.4. Трехмерное температурное поле статора турбогенератора мощностью 660 МВт с 3-мя параллельными ветвями обмотки статора при значениях коэффициента теплопроводности корпусной изоляции $\lambda_n = 0,45 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ (а) и $\lambda_n = 0,6 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ (б)

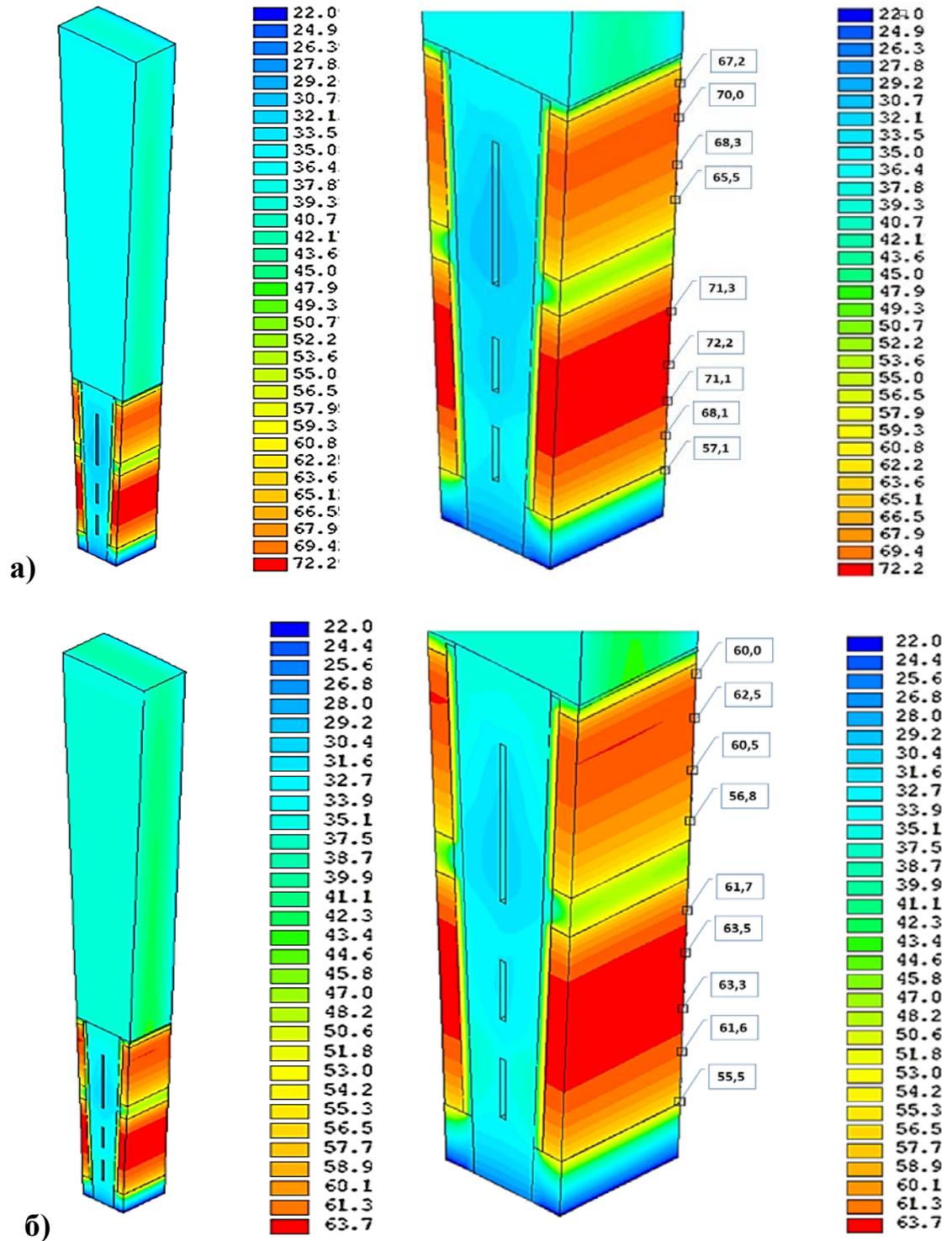


Рис.4.5. Трехмерное температурное поле статора турбогенератора мощностью 660 МВт в варианте с 4-мя параллельными ветвями обмотки статора при значениях коэффициента теплопроводности корпусной изоляции $\lambda_{и} = 0,45 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ (а) и $\lambda_{и} = 0,6 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ (б)

4.2.3. Анализ распределения температуры в обмотке и зубцах статора

На рис.4.6 показаны распределения температуры обмотки статора, перепадов температуры по толщине изоляции и температуры зубца в радиальном направлении для сравниваемых вариантов.

Из рис.4.6 видно, что получены очень близкие значения нагрева меди верхнего и нижнего стержней обмотки статора, при незначительном в 3-4°С превышении температуры верхнего стержня. В настоящее время, когда турбогенераторы эксплуатируются с переменной нагрузкой в течение суток, это имеет благоприятное значение для стабильности работы конструкции крепления лобовых частей обмотки статора.

Практически равномерное распределение температуры по высоте верхнего и нижнего стержней объясняется действием двух встречных обстоятельств – снижению температуры зубца в направлении от дна паза к расточке статора противостоит нарастание температурного перепада по толщине изоляции в этом направлении. Некоторое снижение нагрева меди верхнего стержня в районе узкой грани со стороны расточки статора объясняется влиянием интенсивного стока тепла в сторону холодного газа в воздушном зазоре.

Представим локальные температурные перепады по толщине изоляции для расчетных вариантов на одном графике (см. рис.4.7).

При сравнении локальных температурных перепадов по толщине изоляции для сравниваемых вариантов обмотки статора при теплопроводности изоляции 0,45 и 0,6 Вт/м•К (кривые 3 и 5 рис.4.6) разница, в зависимости от теплопроводности изоляции, составляет 13°С и 10°С соответственно, что отражено на рис.4.7.

Преимущество по нагреву обмотки статора в исполнении с 4-мя параллельными ветвями объясняется более низкими значениями температурного перепада в изоляции в данном варианте конструкции. При этом видно, что уровень нагрева стенки паза (кривая 1 рис.4.6) практически не зависит от схемы обмотки в сопоставимых условиях теплопередачи.

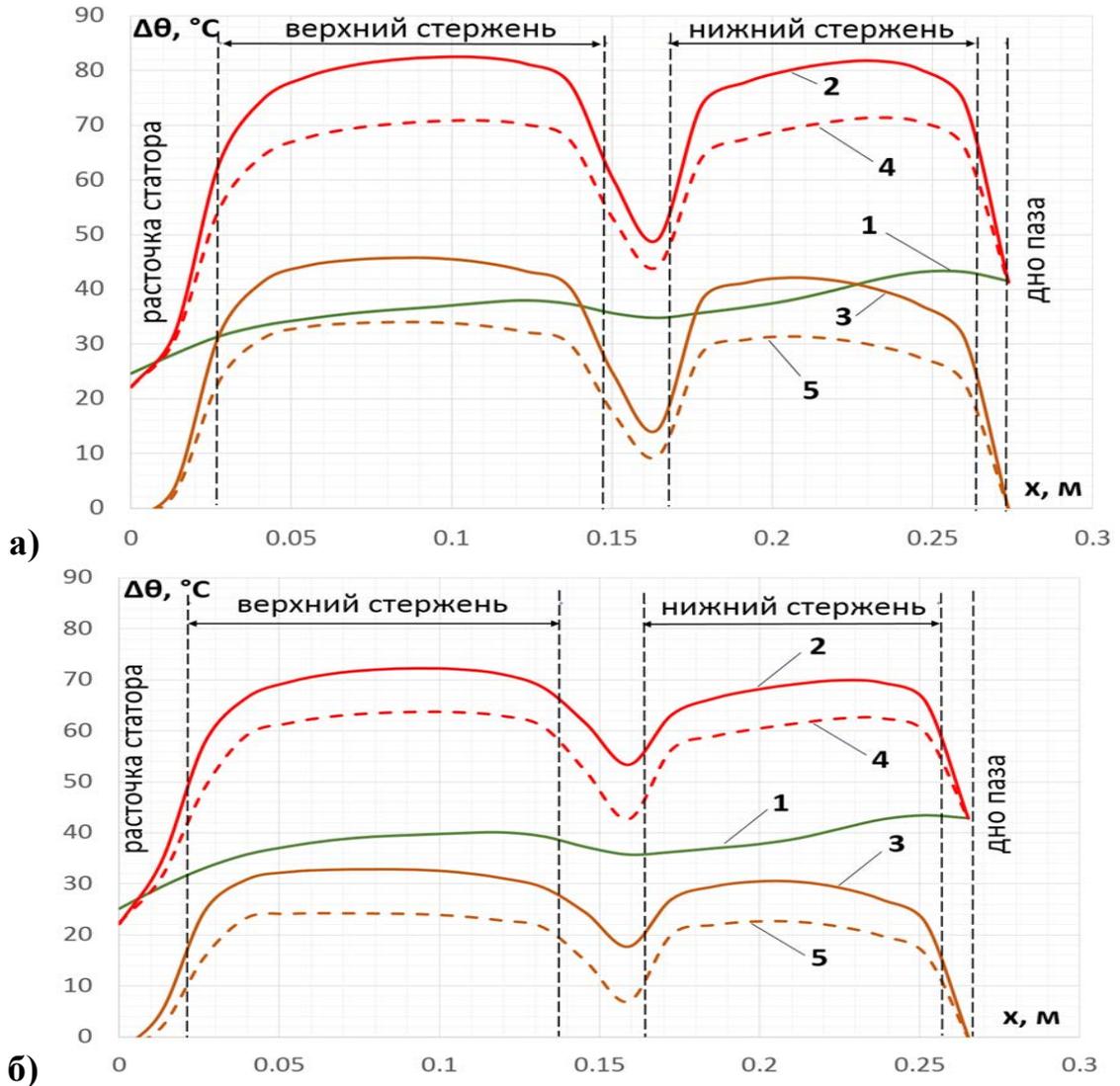


Рис.4.6. Радиальное распределение превышений температуры меди обмотки статора с 3 - (а) и 4 - (б) параллельными ветвями, перепада температуры по толщине изоляции и превышений температуры зубца сердечника, где:

- 1 – превышение температуры зубца у поверхности обмоточного паза по середине длины пакета;
- 2 – превышение температуры обмотки статора при $\lambda_{из}=0,45$ Вт/м•К;
- 3 – перепад температуры по толщине изоляции обмотки статора при $\lambda_{из}=0,45$ Вт/м•К;
- 4 – превышение температуры обмотки статора при $\lambda_{из}=0,6$ Вт/м•К;
- 5 – перепад температуры по толщине изоляции обмотки статора при $\lambda_{из}=0,6$ Вт/м•К.

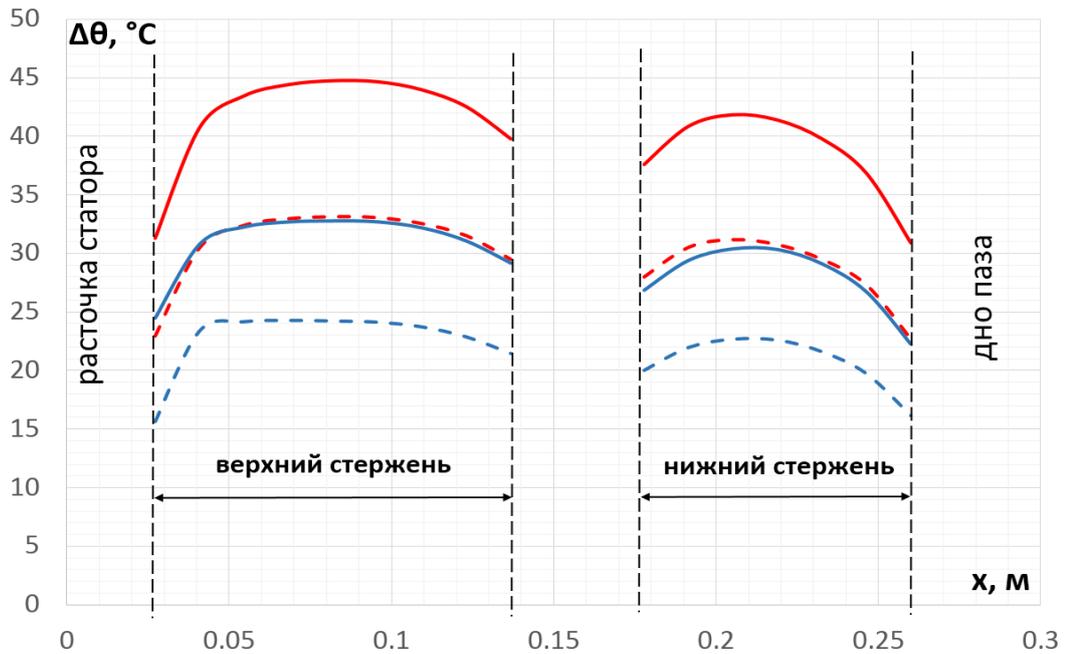
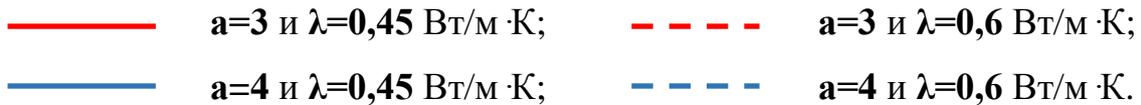


Рис.4.7 Значения температурных перепадов по толщине изоляции обмотки статора для всех сравниваемых вариантов:



4.2.4. Анализ характерных превышений температуры и температурных перепадов в пазовой зоне статора

В таблице 4.7 выполнено сравнение характерных превышений температуры для двух конструкций при различных условиях теплопередачи. В число таких величин включено нормируемое стандартом превышение температуры обмотки статора по показаниям штатных термометров сопротивления. Положение этих термометров между верхним и нижним стержнями обмотки в пазу дает возможность использования соответствующей информации при моделировании температурного поля.

Таблица 4.7

Наименование параметра	Вариант исполнения генератора			
	3 параллельные ветви обмотки статора (72 паза)		4 параллельные ветви обмотки статора (84 паза)	
	Коэффициент теплопроводности композиции изоляции (от меди к стенке паза), Вт/м*К			
	0,45	0,6	0,45	0,6
Толщина изоляции от меди до стенки паза, мм	5,24		4,5	
Средний температурный перепад по толщине изоляции верхнего/нижнего стержня обмотки статора, °С	48,2 / 45,3	36,2 / 33,9	35,0 / 31,6	26,7 / 24,2
Среднее превышение температуры зубцов статора, °С	36,8		37,8	
Среднее превышение температуры верхнего стержня обмотки статора, °С	80,5	69,5	69,3	61,3
Максимальное превышение температуры верхнего стержня обмотки статора, °С	84,8	73,1	72,2	63,7
Превышение температуры в зоне установки термометра сопротивления под верхним стержнем обмотки статора, °С	62,1	54,7	53,9	48,7

Формальное требование ГОСТ 533-2000 для водородного охлаждения при давлении свыше 400 кПа состоит в том, что предельное превышение температуры, измеренное по заложенным преобразователям сопротивления и нормируемое по классу изоляции В, составляет 70°С [24, 29, 51]. Данному требованию отвечают оба варианта исполнения обмотки статора при всех рассматриваемых значениях теплопроводности изоляции. Однако, перепад температуры по толщине изоляции с приемлемым значением до 35°С имеет только вариант с 4-мя параллельными ветвями. Получаемый в этом случае некоторый запас по нагреву обмотки статора можно считать резервом для

эксплуатации на случай частичной закупорки радиально-аксиальных каналов, вызванной возможными нарушениями в обслуживании генератора.

Представленные в таблице 4.7 результаты расчетов показывают, что исполнение обмотки с 4-мя параллельными ветвями имеет меньший нагрев по сравнению с 3-мя параллельными ветвями. Различие максимальных превышений температуры меди при номинальных условиях составляет до 12,6°C. Практически весь этот выигрыш достигается за счет снижения температурного перепада по толщине изоляции, обусловленного меньшим объемом тока в пазу и более тонкой корпусной изоляцией. Применение более тонкой корпусной изоляции обмотки статора в варианте с 4-мя параллельными ветвями стало возможным благодаря снижению напряжения статора с 24 кВ до 20 кВ.

4.3. Практическая совместимость различных схем вентиляции статора и ротора

В таблице 4.8 показаны физические ограничения на применимость систем самовентиляции ротора в сочетании с различными схемами вентиляции статора, содержащими щелеобразные каналы в зубцах, с позиций нагрева обмотки ротора.

Таблица 4.8

			Тип самовентиляции ротора	
			Из подпазового канала	Из зазора между статором и ротором
Схема	Одноструйная	Нагнетательная	В отношении охлаждения обмотки ротора нет отрицательных моментов.	Противодействие напора вентиляторов напору ротора в крайних отсеках может снизить локальный расход газа в этих отсеках ротора.

		Вытяжная	Напор вентилятора противодействует напору ротора, что несколько уменьшает расход газа через ротор на этих участках.	<p>1. Закручивание газа в зазоре (особенно, в центральной части машины) снижает скорость встречи и, соответственно, местный расход газа через ротор.</p> <p>2. Повышенная температура газа в зазоре по середине длины машины из-за сниженных скоростей газа в статоре.</p>
		Многоструйная нагнетательная	В зазоре напротив нагнетательных отсеков статора напор вентилятора противодействует напору ротора, что несколько уменьшает расход газа через ротор на этих участках	Высокая температура газа в зазоре перед входными отсеками ротора, обусловленная суммой потерь в статоре и рециркуляцией горячего газа от выходных отсеков ротора
		Радиально-тангенциальная	Периодическая по отношению к выходу газа из вращающегося ротора смена тангенциальных зон давления и разрежения является источником пульсации перепада давления в каналах ротора, влияние которого на расход газа через ротор не изучено	Для обеспечения устойчивости работы схемы в отношении газоснабжения ротора потребуются применение продольных барьеров, что сопряжено с дополнительными механическими потерями

В таблице 4.9 показаны физические ограничения на применимость систем самовентиляции ротора в сочетании с различными схемами вентиляции статора, содержащими щелеобразные каналы в зубцах, с позиций нагрева обмотки статора.

Таблица 4.9

			Тип самовентиляции ротора	
			Из подпазового канала	Из зазора между статором и ротором
Схема вентиляции статора	Одноструйная	Нагнетательная	Расход газа в центральной зоне статора определяется ротором, теплосодержание которого целиком присоединяется к статору и требует подпитки холодным газом через большой зуб ротора.	Нагрев обмотки статора напротив выходных зон ротора повышается за счет суммы потерь в роторе*)
		Вытяжная	Ослабленная вентиляция статора по всей длине сердечника из-за противодействия напоров вентилятора и ротора	Ослабленная вентиляция статора в центре машины (снижение локальных расходов газа в соответствующих радиальных каналах) усугубляется, в частности, встречными потоками газа из статора и ротора.
	Многоструйная нагнетательная		Нагрев обмотки статора повышается в нагнетательных секторах из-за уменьшения расхода газа, и в вытяжных секторах за счет суммы потерь в роторе и в нагнетательных секторах статора.	Нагрев обмотки статора напротив выходных зон ротора повышается за счет суммы потерь в роторе и в нагнетательных зонах статора
	Радиально-тангенциальная		Нагрев обмотки статора повышается в нагнетательных секторах из-за уменьшения расхода газа, и в вытяжных секторах за счет суммы потерь в роторе и в нагнетательных секторах статора.	Нагрев обмотки статора в вытяжных секторах тангенциальной схемы повышается за счет суммы потерь в роторе и в нагнетательных секторах статора.

В итоговых таблицах 4.10 и 4.11 показаны схематически уровни применимости систем самовентиляции ротора с позиций нагрева обмотки ротора и с позиций нагрева обмотки статора где обозначены 3 градации:

-  - сочетание систем практически не применимо;
-  - применение систем требует специальных конструктивных мер;
-  - благоприятное сочетание практически без ограничений.

Таблица 4.10

			Тип самовентиляции ротора	
			Из подпазового канала	Из зазора между статором и ротором
Схема вентиляции статора	Одноструйная	Нагнетательная		
		Вытяжная		
	Многоструйная нагнетательная			
	Радиально-тангенциальная			

Таблица 4.11

			Тип самовентиляции ротора	
			Из подпазового канала	Из зазора между статором и ротором
Схема вентиляции статора	Одноструйная	Нагнетательная	Требуется подпитка зазора в центре машины газом (например, через большой зуб ротора) 	Требуется подпитка зазора в центре машины газом (например, через большой зуб ротора) 
		Вытяжная	Требуется газоразделительная кольцевая выгородка в зазоре 	Требуется продольные барьеры на расточке статора 
	Многоструйная нагнетательная			
	Радиально-тангенциальная			

Итак, при совместном действии ограничительных условий по статору и ротору принципиально допустимо сочетание системы самовентиляции ротора из

подпазового канала с одноструйной нагнетательной схемой вентиляции статора, содержащей щелеобразные каналы в зубцах.

4.4. Интенсификация газоснабжения статора за счет увеличения пропускной способности ротора

Увеличение расхода газа через статор, особенно в центральной его части, способствует снижению температуры зубцов и обмотки статора. В этих целях можно использовать в вентиляционных целях пазы, которые обычно выполняются в большом зубе ротора для выравнивания его неравножесткости. В данном случае, в отличие от ныне действующих конструкций, эти пазы подлежат заполнению магнитным материалом лишь частично, а оставшуюся часть поперечного сечения каждого паза занимает вентиляционный канал. Питание указанных дополнительных каналов воздухом производится из подбандажной области аналогично питанию основных подпазовых каналов, имеющих в обмотанной части ротора [9, 61]. Пример конфигурации дополнительного газового тракта в большом зубе ротора показан на рис. 4.8, эскиз общей компоновки вентиляционной системы представлен на рис. 4.9.

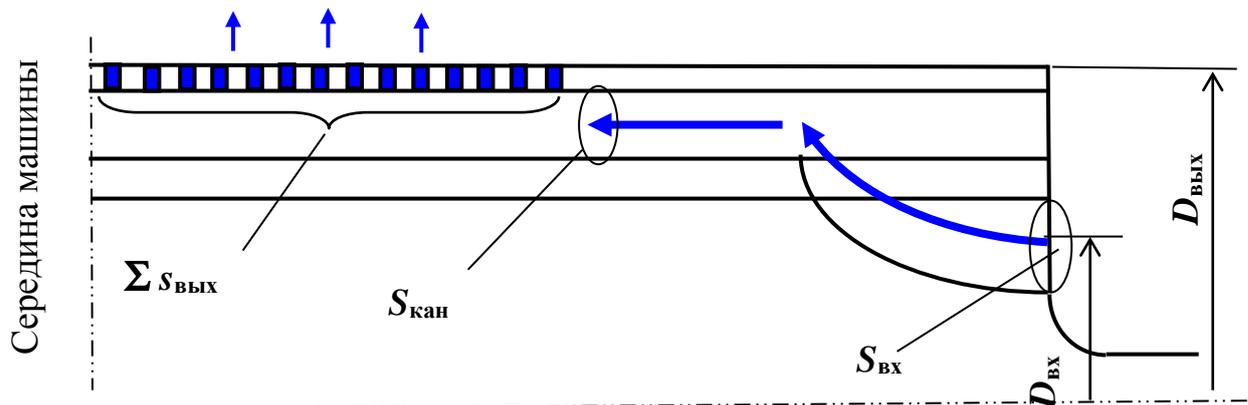


Рис. 4.8. Дополнительный вентиляционный тракт в большом зубе ротора

Основной по значимости величиной, определяемой путем компромисса между требованиями со стороны магнитной системы и вентиляции, является площадь поперечного сечения аксиального канала в пазу $S_{\text{кан}}$. С целью достижения наибольшего центробежного давления диаметр вращения входа в

канал $D_{\text{вх}}$ требуется принять минимально возможным, а сечение входного окна $S_{\text{вх}}$ – наибольшим возможным по соображениям механической прочности.

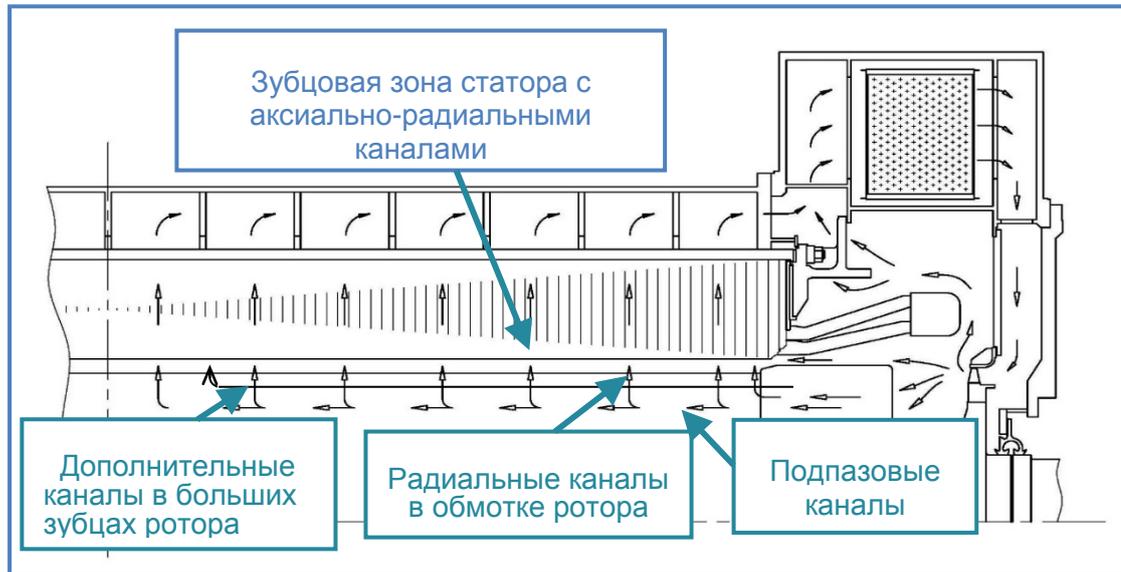


Рис. 4.9. Схема вентиляции турбогенератора

Увеличение расхода газа за счет притока в статор порции холодного газа из каналов большого зуба приводит к трем благоприятным эффектам:

- снижается начальный подогрев газа перед входом в каналы статора;
- уменьшается компонента собственного подогрева газа в зубцах статора;
- уменьшаются все компоненты конвективного температурного перепада со всех охлаждаемых поверхностей зубцовой зоны статора вследствие возрастания коэффициентов теплоотдачи за счет увеличения скоростей газа в щелевых, набегающих и сбегающих каналах.

Расчеты показывают, что дополнительный приток газа через ротор крупного турбогенератора, может достигать $3,5 \text{ м}^3/\text{с}$ и более. Добавление такой порции не подогретого газа в контур охлаждения статора приводит к снижению температуры зубцов и обмотки статора не менее чем на $10\text{-}12^\circ\text{C}$, из них примерно половина приходится на снижение начального подогрева газа в зазоре перед входом в каналы статора, что проиллюстрировано рисунком 4.10.

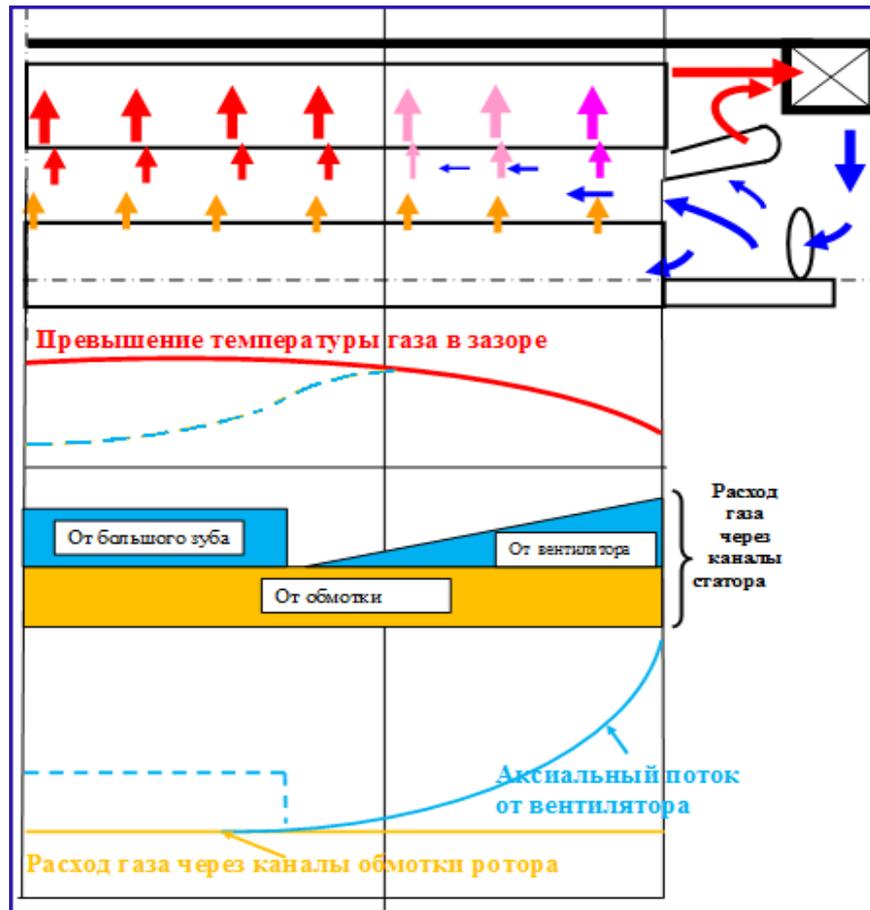


Рис. 4.10. Диаграмма распределения расходов и подогрева газа в зазоре при исходной (сплошные линии) и модернизированной (пунктирные линии) схемах вентиляции

4.5. Дополнительные соображения к выбору рационального числа параллельных ветвей обмотки статора

Материал, представленный в п. 4.2, свидетельствует о некотором преимуществе по тепловому состоянию обмотки статора с 4-мя параллельными ветвями перед исполнением с 3-мя параллельными ветвями. При этом, жизнеспособность конструкции достигается также и в исполнении при 3-х параллельных ветвях, если применить корпусную изоляцию с коэффициентом теплопроводности не ниже $0,6 \text{ Вт/м}^{\circ}\text{К}$. Однако, указанный термический фактор не является исчерпывающим для принятия проектного решения.

Для ответственного выбора предпочтительного варианта электрической схемы обмотки статора требуется рассмотреть ряд дополнительных факторов, характеризующих свойства сравниваемых вариантов конструкции.

Наибольшее число параллельных ветвей a без наличия уравнивающих токов между ними, которое может иметь обмотка с целым числом пазов на полюс и фазу q , для двухслойных обмоток равно их числу полюсов $2p$. Условиями образования параллельных ветвей без наличия уравнивающих токов является одинаковое количество последовательно включенных проводников в каждой ветви и идентичность их расположения в магнитном поле индуктора. При увеличении числа параллельных ветвей выше числа полюсов такие требования уже нельзя обеспечить. Для таких обмоток ЭДС в отдельных ветвях могут различаться или по фазе (не синфазные параллельные ветви), или по амплитуде (синфазные параллельные ветви), или одновременно по фазе и амплитуде.

В [65] и [69] рассмотрено большое число вариантов исполнения обмотки статора с четырьмя и тремя параллельными ветвями при целых q для двухполюсных турбогенераторов. Лучшие варианты с минимальной разницей ЭДС могут быть получены при больших значениях q . Для обмоток с четырьмя параллельными ветвями q должно быть четным (несинфазные, но с равными амплитудами ЭДС обмотки) или кратным четырем (синфазные обмотки). Для обмоток с тремя параллельными ветвями q должно быть кратно трем. Практический интерес представляют варианты исполнения обмотки, имеющие разность ЭДС (ΔE) секций параллельных ветвей менее 1%. Задача конструктора заключается в выборе схемы обмотки с минимальным значением уравнивающих токов и добавочных потерь в обмотке; в минимизации разновидностей форм лобовых частей стержней обмотки статора, их единообразии и простоте изготовления, а также в минимизации количества и форм соединительных шин, которое может сильно увеличить размеры и усложнить конструкцию торцевой зоны статора.

При конструктивном исполнении обмоток с четырьмя параллельными ветвями принципиально возможен вариант расположения выводов ветвей

нечетной нумерации с одной стороны машины, а четной нумерации – с другой. Такое исполнение позволило бы сохранить привычную (т.е. присущую традиционной схеме с двумя параллельными ветвями) конфигурацию торцевой зоны статора и проверенную на многих типах машин конструкцию соединительных шин. При этом, возможна интенсификация охлаждения шин путем подачи газа через фторопластовые шланги от коллектора, расположенного в нагнетательной зоне вентилятора. Важным достоинством такого консервативного решения была бы высокая предсказуемость поведения лобовой зоны в вибромеханическом отношении. Однако, при данном варианте исполнения проявляются существенные недостатки как в производстве (удвоенное число разновидностей стержней с отгибом лобовых частей и влево и вправо), так и в эксплуатации (наличие выводов с двух сторон статора и, следовательно, двух шинопроводов значительно загромождает машинный зал станции и усложняет обслуживание оборудования). В конечном счете, данное техническое решение отрицательно сказалось бы на конкурентной способности турбогенератора.

С учетом вышеприведенного пояснения были оставлены для рассмотрения лишь варианты с расположением выводов на одной стороне генератора. Далее подлежат сопоставлению исполнения с четырьмя ($z=84$, $q=14$) и тремя ($z=72$, $q=12$) параллельными ветвями обмотки статора, обеспечивающие несущественную (менее 1%) разницу э.д.с. в секциях параллельных ветвей. Сравниваются присущие каждому из вариантов возможности унификации конструкции стержней обмотки статора, а также оптимизации количества и размеров шин соединительных с целью снижения стоимости технологической подготовки производства, обеспечения удобства обслуживания и получения требуемых вибромеханических характеристик торцевой зоны статора и его надежности.

На рис. 4.11 показана принципиальная схема обмотки статора двухполюсного турбогенератора с $a=3$ параллельными ветвями при $z=72$ и $q=12$ и на рис. 4.12 - схема трассировки шин соединительных и выводных.

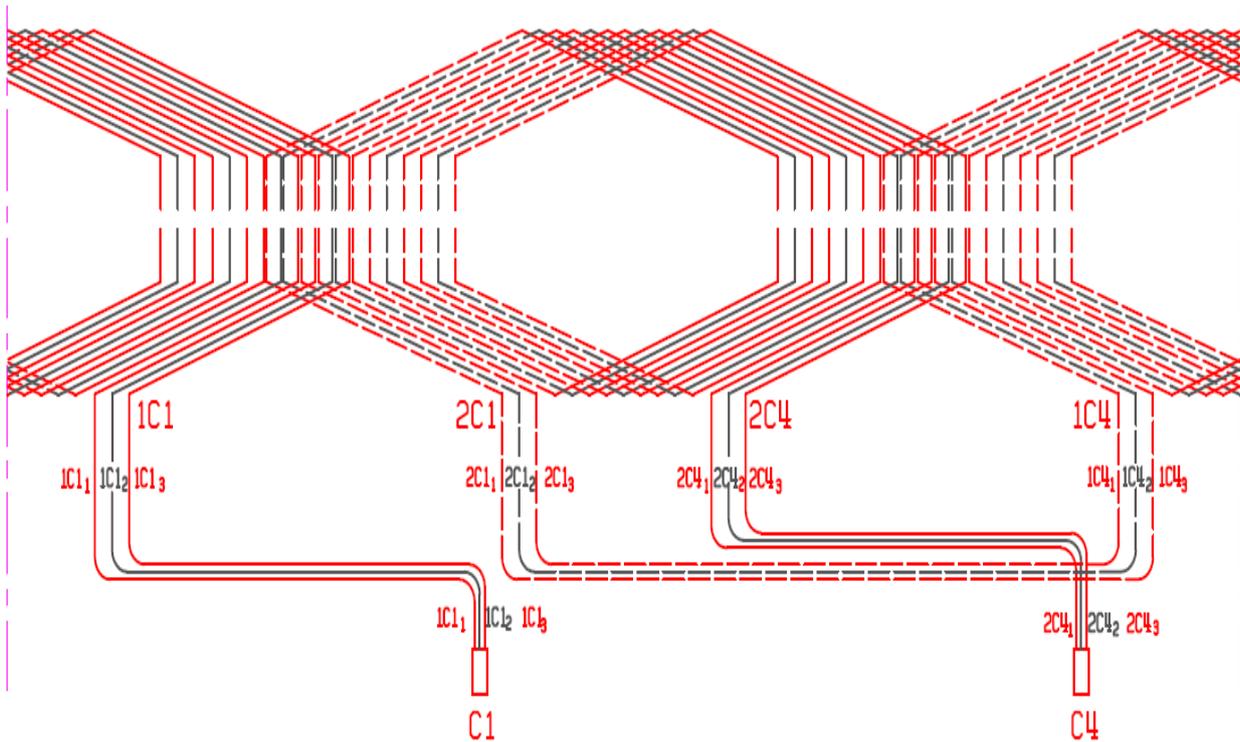


Рис. 4.11. Схема обмотки статора (в интересах наглядности показана одна фаза) двухполюсного турбогенератора мощностью 660 МВт для $a=3$, $z=72$, $q=12$, $\Delta E=0,53\%$

Для снижения значения разницы э.д.с. параллельных несинфазных ветвей такой обмотки статора потребовалось выполнить соединение первой параллельной ветви первой группы с третьей параллельной ветвью второй группы и соответственно, соединить третью параллельную ветвь первой группы с первой ветвью второй группы. Средние (вторые) параллельные ветви групп соединяются между собой. В итоге, получаем только разницу между значением э.д.с. второй параллельной ветви и э.д.с. первой и третьей ветвей, значение которой для $z=72$, $q=12$ составит $\Delta E=0,53\%$.

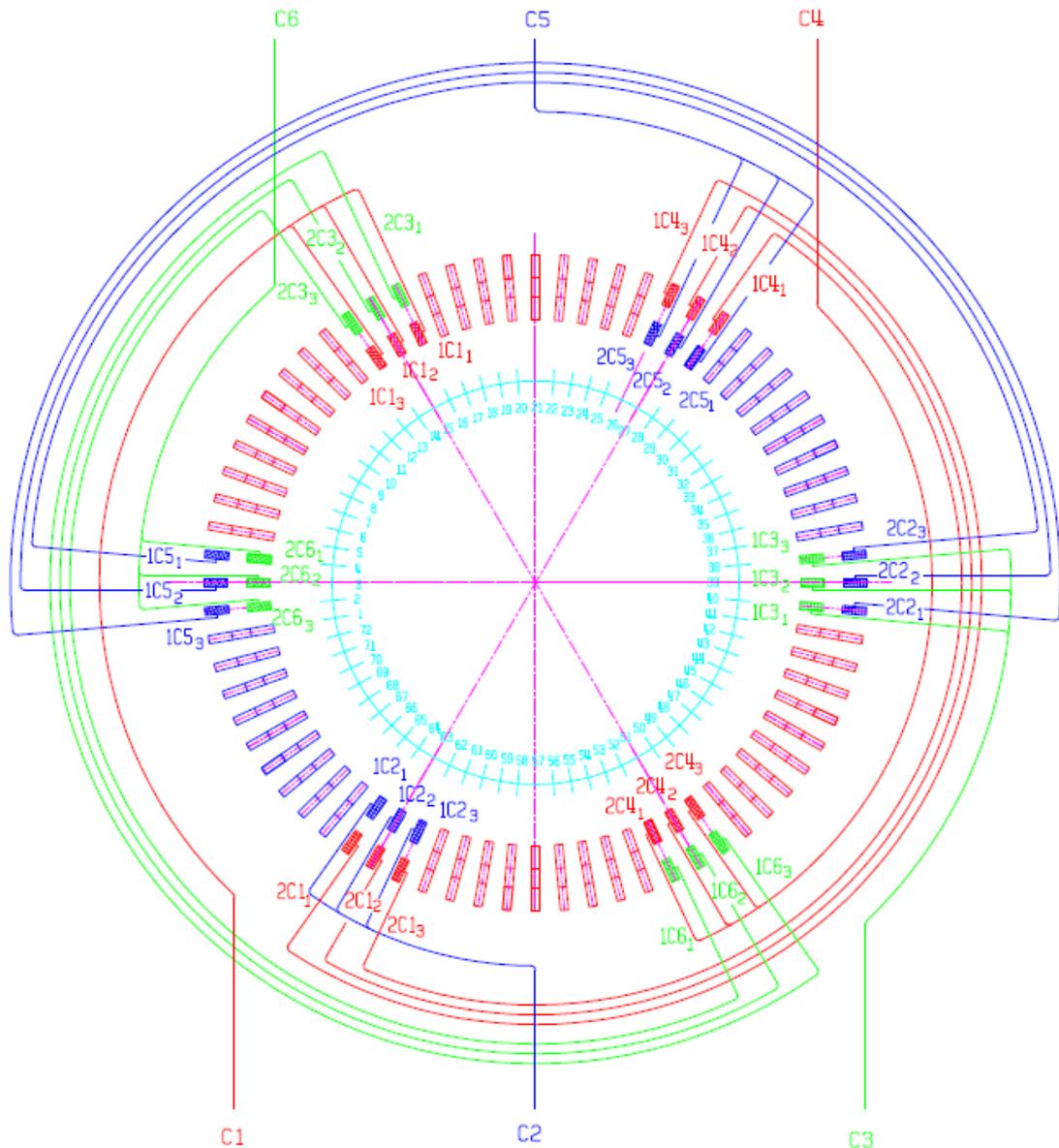


Рис. 4.12. Схема трассировки шин соединительных и выводных двухполюсного турбогенератора мощностью 660 МВт для $a=3$, $z=72$, $q=12$

Данная схема обмотки привлекательна еще и близким соответствием формы стержней традиционной конструкции стержней двухслойной обмотки с количеством параллельных ветвей не превышающим числа полюсов. Однако, необходимость переплетения соединения нечетных ветвей разных групп между собой для получения низкого значения ΔE приводит к увеличению количества рядов шин соединительных и выводных до девяти, по сравнению с обычно применяемыми на практике четырьмя рядами. Это приведет к увеличению размеров и усложнению конструкции торцевой зоны статора. Последний фактор

имеет особенное значение для получения требуемых вибромеханических характеристик лобовых частей обмотки статора, а также шин соединительных и выводных.

На рис. 4.13 показана принципиальная схема обмотки статора двухполюсного турбогенератора с $a=4$ параллельными ветвями при $z=84$ и $q=14$ и на рис. 4.14 - схема трассировки шин соединительных и выводных. Для данной схемы обмотки статора в каждой группе, соединенных между собой параллельно, имеются две параллельные ветви. Стержни первой параллельной ветви расположены в 1, 4, 5, 8, 9, 12 и 13 пазах, а второй параллельной ветви – в 2, 3, 6, 7, 10, 11 и 14 пазах. Разница э.д.с. параллельных ветвей составляет $\Delta E=0,56\%$.

Как и у предыдущей обмотки данная схема с четырьмя параллельными ветвями имеет одинаковые по форме стержни, а количество рядов шин сокращено до трех, что позволит выполнить торцевую зону статора более компактной и с большей предсказуемостью уровня вибраций. Несмотря на то, что расположение стержней каждой ветви в пазу с переменным шагом требует применения специальных перемычек для соединения головок стержней со стороны возбуждителя, конструктивно они не представляют трудностей в изготовлении и установке на статоре.

Из сказанного следует, что в отношении ряда производственных и эксплуатационных признаков предложенная схема обмотки статора с четырьмя параллельными ветвями и расположением выводов на одной стороне машины является предпочтительной. Ее реализация требует преодоления лишь единственного затруднения, являющегося следствием неизбежного увеличения числа пазовых делений (84 против 72-х).

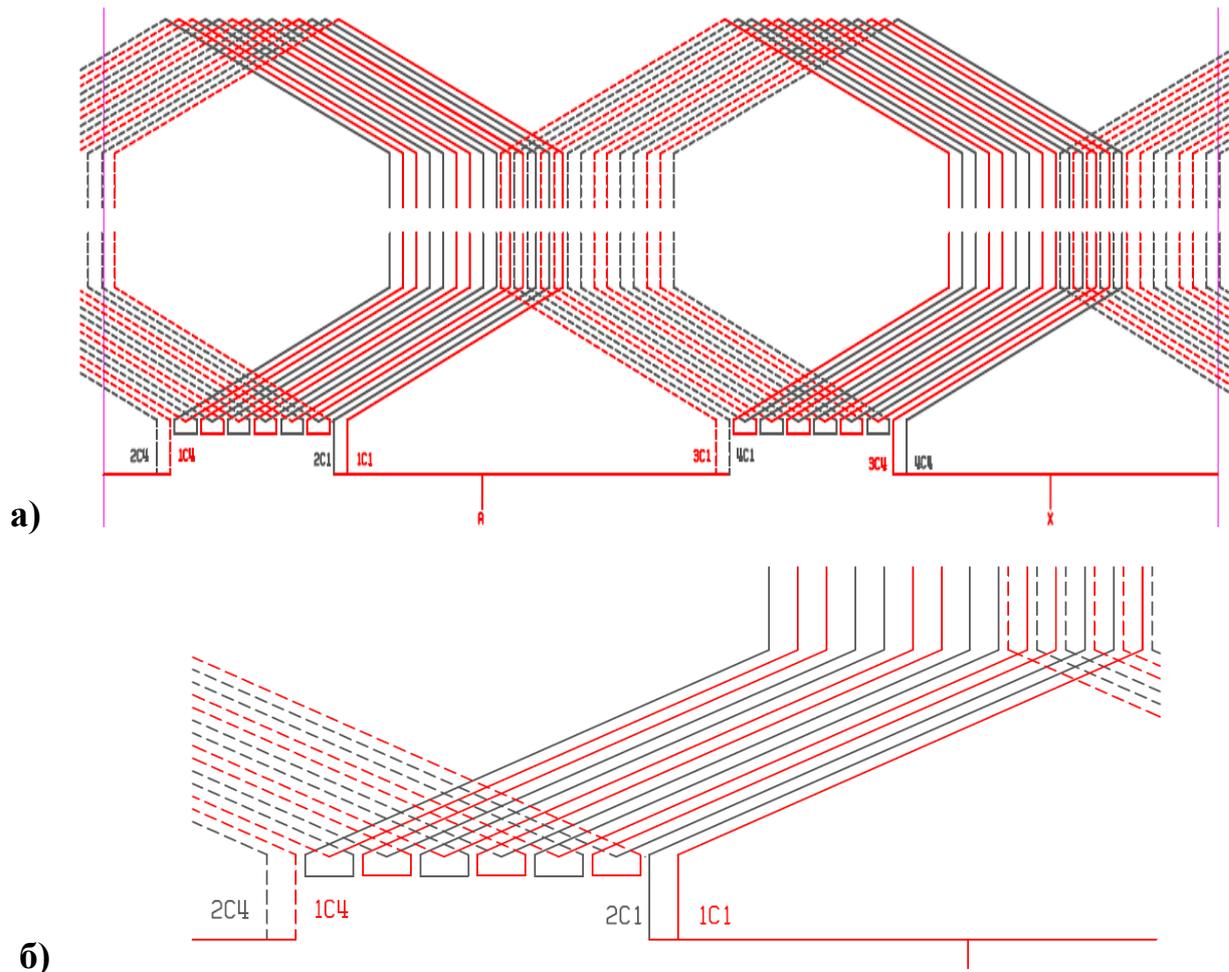


Рис.4.13. а) Схема обмотки статора (в интересах наглядности показана одна фаза) двухполюсного турбогенератора мощностью 660 МВт для $a=4$, $z=84$, $q=14$, $\Delta E=0,56\%$; б) фрагмент соединения параллельных ветвей в группе

Соответствующее осязательное уменьшение ширины зубца вблизи зоны расположения пазового клина и расточки статора при прочих равных условиях создает менее благоприятные условия для организации газового потока при входе в радиальные каналы (см. рис. 4.1). Таким образом, цена реализации данного предпочтительного варианта схемы обмотки статора состоит в необходимом усложнении конструкции проточной части за счет применения вентиляционных распорок с двумя типами профиля и большего внимания при сборке сердечника к проходным сечениям входного участка вентиляционного тракта в зубцовой зоне.

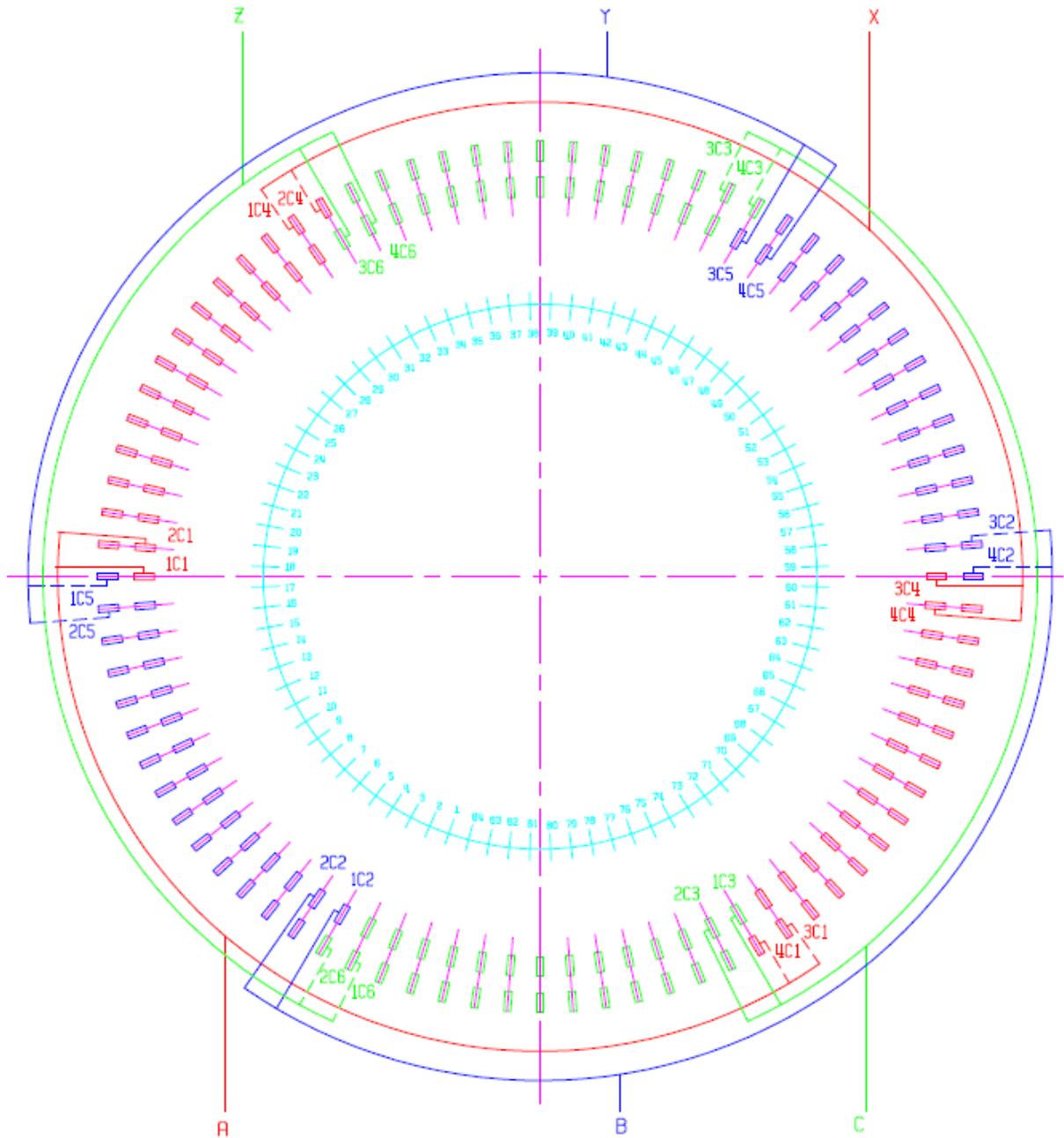


Рис. 4.14. Схема трассировки шин соединительных и выводных двухполюсного турбогенератора мощностью 660 МВт для $a=4$, $z=84$, $q=14$.

Выполненная детальная проработка конструкции соответствующего узла статора показывает, что упомянутые усложнения доступны для практической реализации в производстве. Тем самым обеспечивается корректность принятых в п. 4.2.2 условий сопоставления тепловых характеристик сравниваемых конструкций (одинаковый расход газа через зубец статора при двух вариантах схемы обмотки статора).

4.6. Тепловое состояние обмотки ротора

В дополнение к результатам детальных тепловых расчетов пазовой части ротора, приведенных в качестве примера для турбогенератора мощностью 660 МВт в п. 3.1, на рис. 4.15 показано распределение температуры по длине всей обмотки ротора, включая лобовые ее части (для средней катушки на половину длины ротора). Для сравнения показано также расчетное распределение температуры и опытные данные по промышленному прототипу – ротору четырехполюсного турбогенератора мощностью 500 МВт.

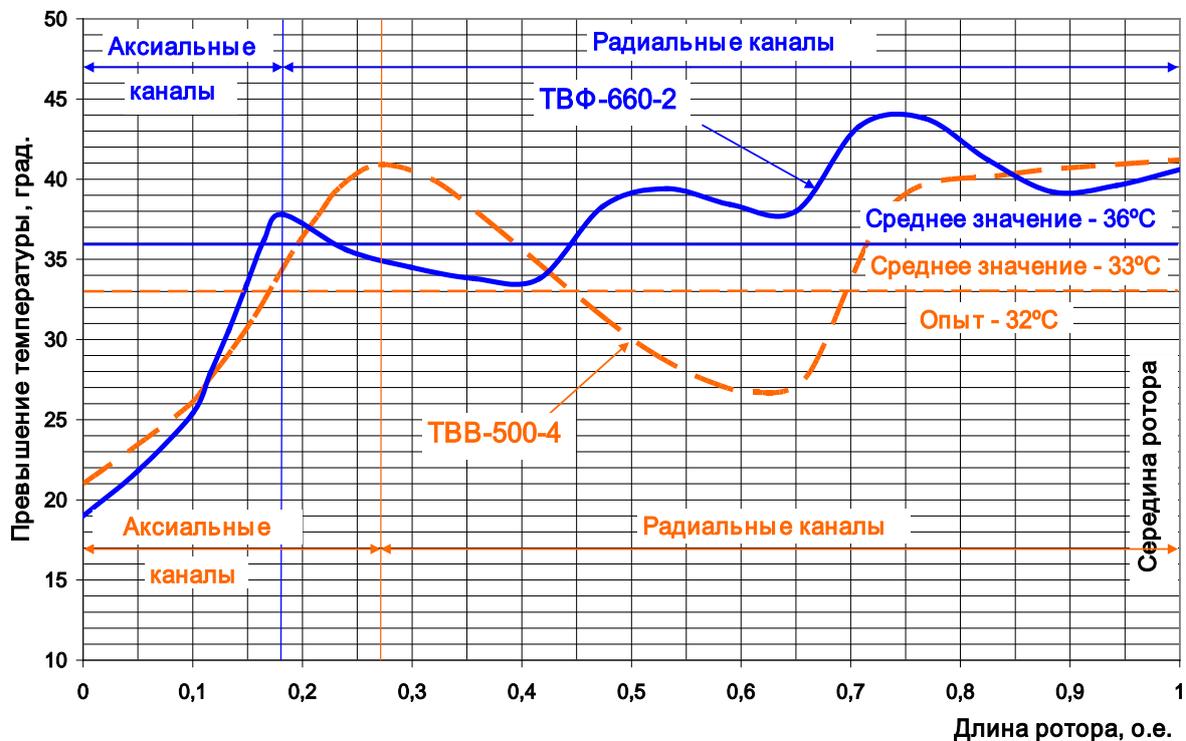


Рис. 4.15. Распределение температуры по длине обмотки ротора турбогенератора мощностью 660 МВт

Как видно из рис. 4.15, нагрев обмотки ротора в лобовой части ниже, чем в пазовой части, благодаря интенсивному охлаждению во внутренних аксиальных каналах. По длине пазовой части температура распределена с разбросом до 10°C, что не является критичным при значениях температуры ниже 90°C.

Выводы по главе 4

1. Детальные тепловые расчеты пазовой зоны статора проектируемого турбогенератора мощностью 660 МВт с водородным охлаждением показывают, что при любом из двух рассмотренных вариантов конструкции распределение температуры по высоте стержней обмотки является достаточно равномерным. При этом уровни нагрева верхних и нижних стержней мало различаются относительно к числу параллельных ветвей обмотки.

2. Исполнение обмотки статора с 4-мя параллельными ветвями имеет преимущество перед исполнением с 3-мя параллельными ветвями в отношении нагрева: в сопоставимых условиях различие нормируемых превышений температуры при номинальных условиях составляет от 9 до 12^oC. При первом исполнении обмотки коэффициент теплопроводности корпусной изоляции может составлять 0,45 Вт/м·К, а при втором – 0,6 Вт/м·К. Обмотка статора 4-мя с параллельными ветвями имеет приемлемое (до 35^oC) значение перепада температуры по толщине изоляции.

3. Анализ конструктивно-технологических и эксплуатационных качеств статора при различных электрических схемах обмотки приводит к заключению, что в данном проекте турбогенератора предпочтительным является исполнение обмотки с четырьмя параллельными ветвями.

4. Для охлаждения статора является оптимальным применение одноструйной нагнетательной системы вентиляции со щелевыми аксиальными каналами в зубцах статора. Для получения равномерности нагрева обмотки статора по его длине необходимо осуществить увеличение расхода газа в центральной части статора за счет притока порции холодного газа из аксиальных каналов большого зуба ротора.

5. Обмотка ротора турбогенератора мощностью 660 МВт обладает значительными термическими резервами, что согласуется с отечественной и зарубежной практикой создания и эксплуатации турбогенераторов мощностью свыше 500 МВт с водородным охлаждением. В конструкции ротора с подпазовым

каналом ступенчатого сечения достигается высокая степень равномерности температурного поля, что обеспечивает благоприятные термомеханические условия при работе турбогенератора в нормальных режимах и при кратковременных перегрузках по току возбуждения.

Глава 5. Разработка вариантов новых конструкций турбогенератора предельной мощности с воздушным охлаждением

5.1. Система внутреннего охлаждения обмотки статора сжатым воздухом

5.1.1. Постановка вопроса

Как показано выше, главным препятствием на пути повышения единичной мощности турбогенераторов традиционного класса конструкций с воздушным охлаждением является термическое сопротивление корпусной изоляции обмотки статора. Поскольку известный выход из положения – непосредственное внутриводяное охлаждение обмотки водой – нежелателен по соображениям надежности, ниже рассмотрена возможность замены воды в такой системе сжатым воздухом.

Внутреннее охлаждение обмотки статора сжатым воздухом снимает вопрос о перепаде температуры по толщине корпусной изоляции как критическом свойстве этой обмотки при косвенном ее охлаждении. Использование в системе внутреннего воздушного охлаждения в точности той же конфигурации проводников обмотки и аналогичных внешних элементов, как и при водяном охлаждении, делает новую конструкцию пригодной для быстрого освоения в производстве.

Из общих соображений ясно, что мощность, затрачиваемая на циркуляцию сжатого воздуха, частично компенсируется благодаря снижению вентиляционных потерь пропорционально расходу воздуха через вентилятор, расположенный на роторе – этот расход может быть понижен, поскольку с него снимается работа по отводу тепла из обмотки статора.

Что касается рационального уровня начального давления воздуха при входе в каналы обмотки статора, то здесь требуется компромисс между стремлением к минимизации мощности компрессора (с таких позиций давление следует повышать) и условиями обеспечения герметичности тракта (чем выше давление,

тем больше вероятность утечек). Как показано ниже, практически речь идет о начальном давлении в диапазоне от 4 до 9 ати.

Все количественные оценки, выполнены далее применительно к проектным характеристикам турбогенератора мощностью 500 МВт при номинальном напряжении 24 кВ, с двумя параллельными ветвями обмотки статора и при 48 пазах статора. В статоре имеется два воздушных коллектора, сообщающихся по воздушному потоку через каналы в полых проводниках стержней, параллельно соединенных в гидравлической цепи [55]. Поперечное сечение неизолированного стержня обмотки статора показано на рис. 5.1. Высота полых проводников принята равной 4 мм (минимизирована с целью снижения добавочных потерь) при толщине стенки 1 мм.

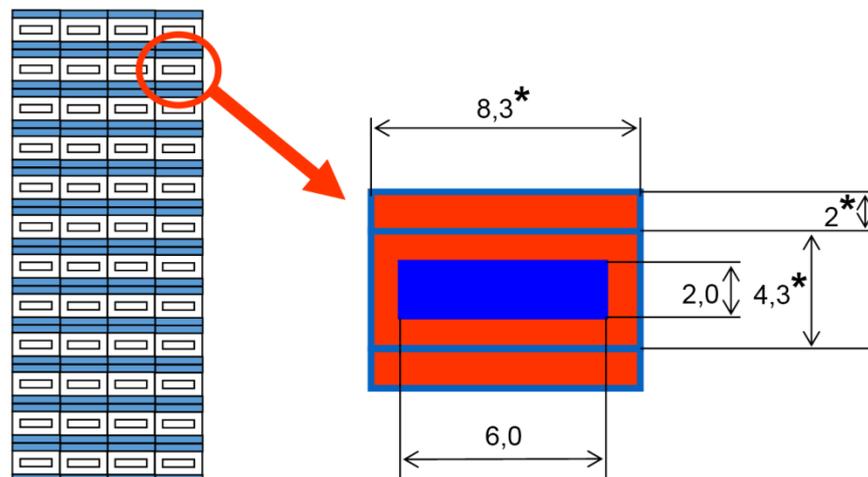


Рис. 5.1. Фрагмент неизолированного стержня обмотки статора (* - размер указан с учетом толщины изоляции элементарного проводника)

Расчет параметров внутренней системы охлаждения обмотки статора, будучи здесь первостепенным, не является полностью автономным: более корректно рассматривать его с учетом термической связи обмотки и зубцов статора. Затрагиваемый при этом вопрос согласования внутренней системы охлаждения обмотки статора с общей системой вентиляции турбогенератора связан с оценкой величины и направления среднеинтегрального теплового потока между обмоткой и зубцами в пазовой части статора.

Как показано ниже, применение самой простой по конструкции одноструйной нагнетательной схемы вентиляции в турбогенераторе мощностью 500 МВт не обеспечивает надлежащих термических резервов в активной стали статора, при этом упомянутый поток направлен от зубцов к обмотке. Значительно более эффективной является радиально-аксиальная система с щелевыми каналами в зубцах статора. Ее применение дает настолько низкий нагрев зубцов, что часть тепла от обмотки проходит в пазовой части через корпусную изоляцию к зубцам. В частности, при умеренных нагрузках достигается отвод всех потерь из обмотки через корпусную изоляцию по принципу косвенного охлаждения, так что возможна работа турбогенератора при пониженной нагрузке с отключенным компрессором.

5.1.2. Распределение давления сжатого воздуха в канале

Исходные данные

1. Потери, отводимые из обмотки сжатым воздухом, P , кВт
2. Число пазов статора, Z
3. Длина стержня, L , м
4. Размеры канала: высота a , ширина b , мм, гидравлический диаметр, м

$$D = (4ab)/2(a + b) \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

5. Число полых проводников в стержне, n
6. Суммарное поперечное сечение каналов $S = 2Znab \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$
7. Коэффициент трения в канале, $\lambda = 0,04$
8. Абсолютное давление воздуха при входе в канал, H_0 , ата
9. Плотность воздуха при входе в канал (при температуре 40°C)

$$\rho_0 = 1,125 \text{ кг/м}^3 \cdot H_0$$

10. Подогрев воздуха в канале, $\Delta\vartheta$
11. Начальная скорость воздуха в канале, w_0

$$w_0 = \frac{P}{cSH_0\rho_0\Delta\vartheta} = \frac{P}{1,0S * H_0 * 1,125\Delta\vartheta} = \frac{P}{1,125SH_0\Delta\vartheta} \quad (5.1)$$

12. Коэффициент сопротивления канала, $\xi = \frac{\lambda}{D} L$

Расчет функции $H(x)$ при изотермическом движении

Перепад давления на участке dx :

$$\begin{aligned} dH_x &= -0,5\rho_x w_x^2 d\xi = -0,5\rho_x w_x^2 (\lambda/D) dx = -0,5\rho_0 w_0 (\lambda/D) w_x dx = \\ &= -0,5\rho_0 w_0^2 (\lambda/D) H_0 (dx/H_x). \quad (\text{Здесь } \rho_x w_x = \rho_0 w_0; H_x w_x = H_0 w_0.) \\ H_x dH_x &= -M dx, \quad \text{где } M = 0,5\rho_0 w_0^2 (\lambda/D) H_0. \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$\int H_x dH_x = -M \int dx, \quad H_x^2/2 = -Mx + C.$$

При $x = 0$: $C = H_0^2/2M$; $H_0^2 - H_x^2 = 2Mx$, откуда распределение давления по длине канала:

$$H_x = \sqrt{H_0^2 - 2Mx} = H_0 \sqrt{1 - Kx}, \quad (5.3)$$

$$\text{где } K = \rho_0 w_0^2 \lambda / DH_0.$$

Полный перепад давления в канале:

$$\Delta H = H_0 - H_L = H_0 - H_0 \sqrt{1 - KL} = H_0 (1 - \sqrt{1 - KL}). \quad (5.4)$$

Расчет функции $H(x)$ при равномерной тепловой нагрузке по длине канала

$$\vartheta(x) = \Delta \vartheta x / L$$

В данном случае снижение абсолютного давления по длине канала вследствие основного фактора – преодоления потоком сопротивления трения – усугубляется тепловым расширением воздуха, т.е. уменьшением плотности $\rho(\vartheta)$ и увеличением объемной скорости $w(\vartheta)$:

$$\rho(\vartheta) = \rho_0 \frac{273 + \vartheta_0}{273 + \vartheta(x)}; \quad w(\vartheta) = v_0 \frac{273 + \vartheta(x)}{273 + \vartheta_0}.$$

Перепад давления на участке dx :

$$\begin{aligned} dH_x &= -0,5\rho_x w_x^2 d\xi = -0,5\rho_x w_x^2 (\lambda/D) dx = \\ &= -0,5(1 + \varepsilon x) \rho_0 w_0^2 H_0 (\lambda/D) (dx/H_x). \end{aligned} \quad (5.5)$$

$$\left[\text{Здесь } \varepsilon = \frac{\Delta\vartheta}{L(273+\vartheta_0)}; \quad w_x = \frac{w_0 H_0}{H_x} (1 + \varepsilon x). \right]$$

$$H_x dH_x = -M(1 + \varepsilon x) dx; \quad (5.6)$$

$$\int H_x dH_x = -M \int dx - M\varepsilon \int x dx$$

$$0,5H_x^2 = -Mx - 0,5M\varepsilon x^2 + C, \quad C = 0,5H_0^2$$

$$H_x = \sqrt{H_0^2 - 2Mx - M\varepsilon x^2} = H_0 \sqrt{1 - Kx - 0,5K\varepsilon x^2} \quad (5.7)$$

Полный перепад давления в канале:

$$\Delta H = H_0 - H_L = H_0 [1 - \sqrt{1 - KL(1 + 0,5\varepsilon L)}] \quad (5.8)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta\vartheta}{L(273+\vartheta_0)}; \quad K = \rho_0 w_0^2 \lambda / DH_0.$$

При $\Delta\vartheta = 0$ имеем $\varepsilon = 0$, так что выражение (5.8) принимает форму (5.4). При реальных ограничениях на величину полного подогрева воздуха ($\Delta\vartheta < 70^\circ\text{C}$) поправка на неизотермичность потока $\varepsilon L = \Delta\vartheta(273 + \vartheta_0)$ оказывает не слишком большое влияние на итоговую величину перепада давления. Например, при $H_0 = 0,6$ МПа, $\vartheta_0 = 40^\circ\text{C}$, $\rho_0 = 6,75$ кг/м³, $w_0 = 20$ м/с, $\lambda = 0,04$, $L = 10$ м и $D = 0,003$ м имеем $KL = 0,6$, так что полный перепад давления при отсутствии подогрева составляет $\Delta H = 0,2205$ МПа. При $\Delta\vartheta = 70^\circ\text{C}$ $\varepsilon L = \Delta\vartheta(273 + \vartheta_0) = 70/(273 + 40) = 0,224$ соответствующий перепад имеет значение $\Delta H = 0,254$ МПа, что на 15% выше, чем при изотермическом течении.

5.2. Пример теплового и гидравлического расчета обмотки статора турбогенератора мощностью 500 МВт

5.2.1. Оценка теплопритока через корпусную изоляцию при различных внешних схемах вентиляции статора

При расчете распределения давления сжатого воздуха в каналах статора задается полный подогрев воздуха в стержне $\Delta\vartheta = 70^\circ\text{C}$. Таким образом, среднее

превышение температуры воздуха внутри обмотки над температурой входящего воздуха составляет 35°C . Среднее превышение температуры полых проводников обмотки статора превосходит это значение на величину конвективного перепада с поверхности канала (около 2°C). Кроме того, в сплошных проводниках имеется собственный температурный перепад в изоляционном слое (порядка 5°C).

С учетом сказанного примем среднее превышение температуры обмотки над температурой входящего воздуха $\Delta\theta_1 = 40^{\circ}\text{C}$. Полагаем, что температура холодного воздуха в главном контуре вентиляции турбогенератора и в системе охлаждения обмотки статора одинакова.

Сумма основных и добавочных потерь, выделяющихся в обмотке статора, составляет $P_{Cuk} = 599$ кВт.

а) При одноструйной нагнетательной схеме вентиляции.

Среднее превышение температуры обмотки статора $\Delta\theta_1 = 40^{\circ}\text{C}$

Пре́вышение температуры зубцов статора $\Delta\theta_z = 65,3^{\circ}\text{C}$

Перепад температуры в корпусной изоляции $\Delta\theta_i = \Delta\theta_1 - \Delta\theta_z = 25,3^{\circ}\text{C}$

Высота неизолированного стержня $h_c = 101,5$ мм

Число пазов статора $Z_1 = 48$

Длина стержня статора $L = 9975$ мм

Толщина изоляции $b_i = 5$ мм

Теплопроводность изоляции $\lambda_i = 0,4$ Вт/м*К

Площадь теплоотводящей поверхности

$$F = 2 \cdot 2 \cdot h_{н/н} \cdot Z_1 \cdot L = 2 \cdot 2 \cdot 101,5 \cdot 48 \cdot 9975 \cdot 10^{-6} = 194 \text{ м}^2$$

Тепловое сопротивление изоляции

$$R = \frac{b_{i1}}{\lambda_i \cdot F} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{0,3 \cdot 194,4} = 0,086 \cdot 10^{-3} \text{ К/Вт}$$

Теплоприток через изоляцию статора от зубца к обмотке

$$P_i = \frac{\Delta\theta_i}{R} = \frac{25,3}{0,086 \cdot 10^{-3}} = 294 \text{ кВт}$$

b) В конструкции с щелевыми каналами в зубцах

Превышение температуры зубцов статора $\Delta\theta_z = 28^\circ\text{C}$

Перепад температуры в изоляции обмотки статора $\Delta\theta = \Delta\theta_1 - \Delta\theta_z = 12,0^\circ\text{C}$

Теплоприток через изоляцию статора **от обмотки к зубцу**

$$P_i = \frac{\Delta\theta_i}{R} = \frac{12}{0.086 \cdot 10^{-3}} = 139 \text{ кВт}$$

Итак, для рассмотренных двух схем вентиляции турбогенератора тепловой поток через изоляцию идет в противоположных направлениях: для одноструйной схемы – от зубца статора к обмотке, для схемы со щелевыми каналами – от обмотки статора к зубцу. Соответственно в первом случае нагрузка на систему охлаждения обмотки сжатым воздухом увеличивается, а во втором – снижается.

5.2.2. Скорости и перепад давления в стержне обмотки статора

С учетом теплопритока через изоляцию потери, отводимые сжатым воздухом от обмотки статора, равны:

a) при одноструйной нагнетательной схеме вентиляции

$$P_{cuk} + P_i = 599 + 294 = 893 \text{ кВт}$$

b) в конструкции со щелевыми каналами в зубцах

$$P_{cuk} - P_i = 599 - 139 = 460 \text{ кВт}$$

Результаты расчета начальной скорости, перепада давления и расхода воздуха в стержне обмотки статора для каждой схемы вентиляции и значений давления на входе $H_0 = 6$ и 10 ата приведены в таблице 5.1.

Распределение давления сжатого воздуха по длине канала

$$H_x(Q, H_0) = H_0 \sqrt{1 - Kx - 0.5K\epsilon x^2}$$

Распределение скорости сжатого воздуха по длине канала:

$$w_x(Q, H_0) = \frac{H_0 w_0}{H_0 \sqrt{1 - Kx - 0.5K\epsilon x^2}}; \quad \epsilon = \frac{\Delta\vartheta}{L(273 + \vartheta_0)}; \quad K = \rho_0 w_0^2 \lambda / DH_0.$$

Таблица 5.1

	Одноструйная схема вентиляции ($P_1 = 893$ кВт)	Конструкция со щелевыми каналами в зубцах статора ($P_1 = 460$ кВт)	
	$H_0 = 10$ ата	$H_0 = 6$ ата	$H_0 = 10$ ата
$W_0, \text{ м/с}$	20.4	19.8	11.9
$\Delta H, \text{ ата}$	4.46	2.46	1.25
$Q_K, \text{ м}^3/\text{с}$	1.13	1.1	0.66

5.2.3. Мощность, затрачиваемая на внутреннее охлаждение обмотки статора сжатым воздухом

Массовый расход газа, требуемый для снятия тепловыделений P (460 и 893 кВт) при теплоёмкости воздуха $c_p = 1005$ Дж/(кг*К) и принятом перепаде температуры $\Delta T = 70^\circ\text{C}$:

$$\bar{m} = \frac{P}{c_p \Delta T}$$

Площадь суммарного сечения всех проводников при сечении канала полого проводника $a \times b$, количестве пазов $Z_{\text{п}}$, количестве стержней в пазу $N_{\text{ст}}$, количестве полых проводников в стержне $N_{\text{п п}}$:

$$F_{\Sigma} = (a \times b) * Z_{\text{п}} * N_{\text{ст}} * N_{\text{п п}}$$

Стержень длиной $L_{\text{ст}}$ делим на 100 расчётных участков с длиной каждого:

$$l_{\text{уч}} = L_{\text{ст}} / 100$$

Примем равномерные тепловыделения по длине проводника и соответственно равномерный подогрев воздуха на каждом участке, равный:

$$\Delta T_{\text{уч}} = \Delta T / 100 = 0,7^\circ\text{C}$$

Для расчёта потерь давления по длине проводников с учётом среднего значения числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенки принимаем среднее значение коэффициента трения, постоянное по всей длине проводника:

$$\lambda = 0,04.$$

На входе первого участка принимаем параметры газа $T_0 = 40^\circ\text{C} = 313 \text{ K}$ на выходе из охладителя и абсолютное давление H_0 , ата, создаваемое компрессором системы охлаждения:

$$H_0 = 6 \text{ ата} \text{ и } H_0 = 10 \text{ ата} \text{ для двух вариантов расчёта.}$$

Далее выполняем пошаговый расчёт потерь давления в стержне по следующему алгоритму:

- плотность воздуха на входе расчётного i -участка:
$$\rho_i = \frac{H_i}{RT_i};$$

где $R = 287,1 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ – газовая постоянная воздуха;

- скорость воздуха на входе в i -участок :
$$w_i = \frac{\bar{m}}{\rho_i F_\Sigma};$$

- потери давления из-за трения на i -участке равны
$$\Delta H_i = \lambda \frac{l_{\text{уч}}}{d_\Gamma} \frac{\rho_i w_i^2}{2};$$

Тогда начальное давление и температура на входе в $(i+1)$ - участок составят:

$$H_{i+1} = H_i - \Delta H_i,$$

$$T_{i+1} = T_i + \Delta T_{\text{уч.}}$$

После чего, выполняется расчёт плотности, скорости и потерь давления для $(i+1)$ - участка и т.д., до последнего 100-го участка.

В результате пошагового расчёта гидравлических потерь в стержне получаем конечное давление воздуха на выходе из стержня:

$$H_k = H_{100} - \Delta H_{100}.$$

Далее выполняется расчёт мощности компрессора.

Отношение давлений компрессора (абсолютные значения) :

$$\pi = H_0 / H_k$$

Адиабатная удельная работа сжатия, [Дж/кг] :

$$h_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_H (\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1)$$

где $k=1,4$ – показатель адиабаты,

T_n – начальная температура в процессе сжатия, принимаемая $T_n = 313$ К

Адиабатная мощность компрессора :

$$N_{ад} = \bar{m} \cdot h_{ад} \cdot$$

Фактическая мощность компрессора:

$$N_{факт} = N_{ад} / \eta,$$

где η - КПД компрессора, значение $\eta = 0,75$ принято приближённо для всех вариантов и учитывает потери в самом компрессоре и элементах сети, кроме каналов в стержнях (трубопроводы, патрубки, воздухоохладители).

На рис. 5.2 и рис. 5.3 приведены результаты расчета распределения давления H и скорости воздуха в канале w по длине стержня обмотки статора.

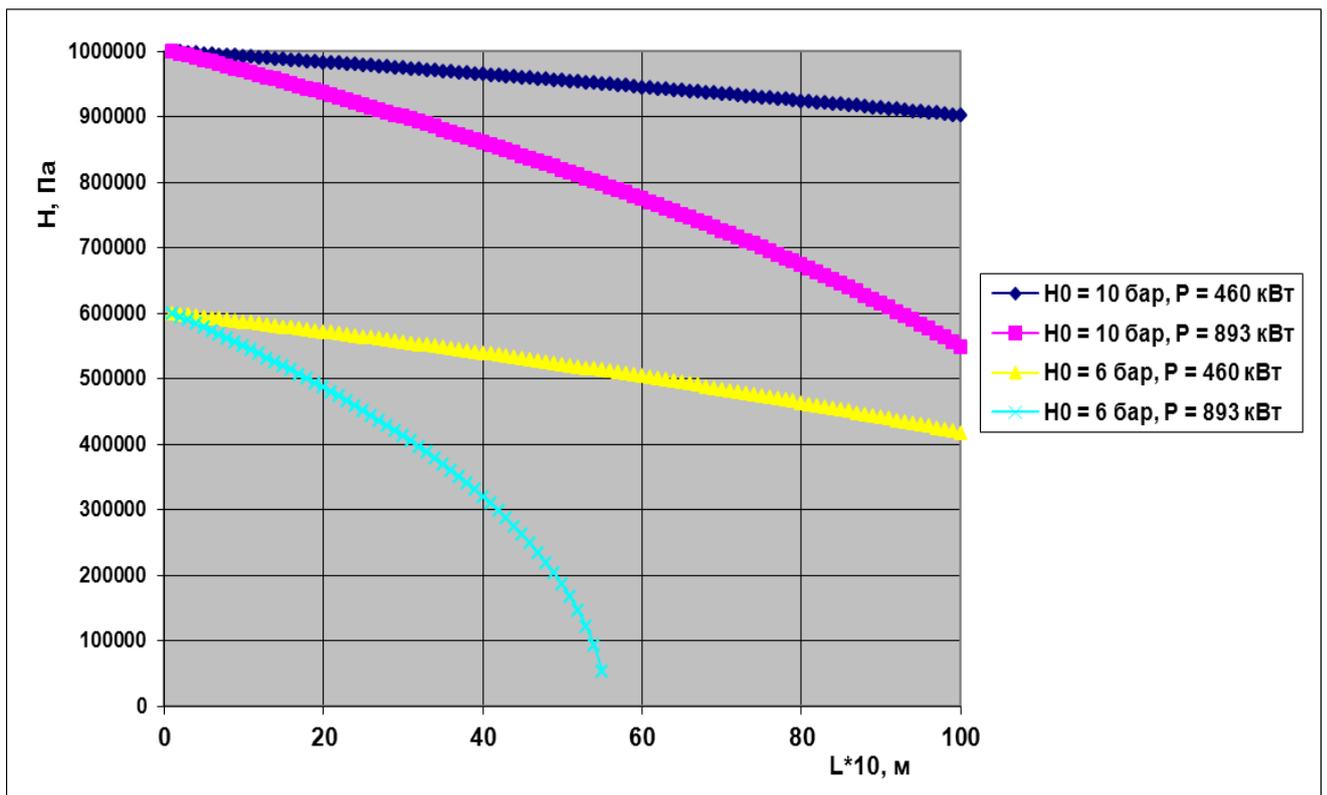


Рис. 5.2. Распределение давления сжатого воздуха по длине канала при схеме вентиляции со щелевыми каналами в зубцах статора ($Q = 460$ кВт) и при одноструйной нагнетательной схеме вентиляции ($Q = 893$ кВт).

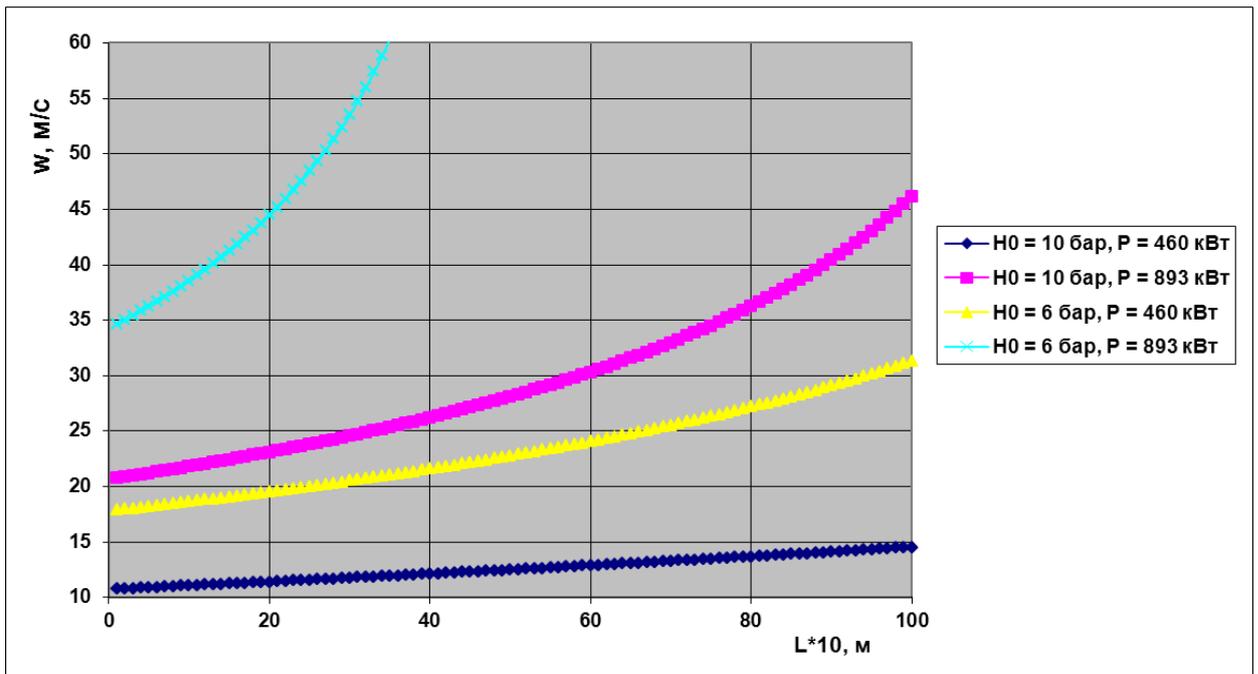


Рис. 5.3. Распределение скорости сжатого воздуха по длине канала при схеме вентиляции со щелевыми каналами в зубцах статора ($Q=460$ кВт) и при одноструйной нагнетательной схеме вентиляции ($Q=893$ кВт).

Результаты расчета мощности компрессора приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2

	Одноструйная схема вентиляции ($P_1 = 893$ кВт)		Конструкция со щелевыми каналами в зубцах статора ($P_1 = 460$ кВт)	
	$H_0 = 6.0$ ата	$H_0 = 10.0$ ата	$H_0 = 6.0$ ата	$H_0 = 10.0$ ата
W_0 , м/с	35.0	20.4	18.0	11.0
W_k , м/с	0.0	47.0	32.0	15.0
ΔH_k , ата	6.0	4.5	2.0	1.0
$N_{\text{факт}}$, кВт	Не работоспособен	1023	306	83

Из рис. 5.2, рис. 5.3 и табл. 5.2 видно, что при одноструйной нагнетательной схеме вентиляции ($Q=893$ кВт) и давлении воздуха на входе 6.0 ата, компрессор не работоспособен. При давлении воздуха на входе 10.0 ата потери, связанные с

охлаждением обмотки статора уменьшат КПД генератора более, чем на 0,2%, что снижало бы конкурентоспособность конструкции.

Для схемы вентиляции со щелевыми каналами в зубцах статора ($Q = 460$ кВт) технически возможны варианты с давлением воздуха на входе 6.0 и 10.0 ата. Более подходящим с точки зрения оптимизации КПД и снижения шума генератора является вариант при давлении воздуха на входе 10.0 ата.

5.3. О допустимой мощности турбогенератора в случае отключения системы принудительного охлаждения обмотки статора

Работа турбогенератора при пониженных нагрузках экономически целесообразна с отключенным компрессором. Определим границу такого отключения применительно к более эффективному варианту вентиляции зубцовой зоны статора с помощью щелевых каналов. Зададимся при этом умеренным значением перепада температуры (30°C), который создается между медью обмотки и стенкой паза при отводе суммарных (основных и добавочных) потерь в пазовой части обмотки через корпусную изоляцию к зубцам.

Высота неизолированного стержня $h_c = 101,5$ мм

Число пазов статора $Z_1 = 48$

Длина стержня статора $L = 9975$ мм

Толщина изоляции $b_i = 5$ мм

Теплопроводность изоляции $\lambda_i = 0,4$ Вт/м*К

Площадь теплоотводящей поверхности $F = 194,4$ м²

Тепловое сопротивление изоляции $R = 0,086 \cdot 10^{-3}$ К/Вт

Перепад температуры в изоляции $\Delta\theta = 30^{\circ}\text{C}$

Допустимая тепловая нагрузка внутри корпусной изоляции

$$Q_i = \frac{\Delta\theta_i}{R} = \frac{30}{0,086 \cdot 10^{-3}} = 350 \text{ кВт}$$

Допустимый ток в обмотке статора в долях от номинального

$$I = \sqrt{\frac{P_i}{P_{cuk}}} = \sqrt{\frac{350}{599}} = 0.764$$

Таким образом, 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 статора.

5.4. Усиление вентиляции ротора в условиях снижения тепловой нагрузки в главном контуре вентиляции генератора

Отвод тепла от обмотки статора с помощью постороннего по отношению к общей системе газового охлаждения контура дает возможность интенсификации охлаждения ротора. Подача воздуха в пазовую часть ротора помимо подпазовых каналов может осуществляться в центральной зоне машины из зазора, куда поступает относительно малопогретый (не нагруженный потерями в обмотке статора) воздух из статора. Такая гибридная схема вентиляции, показанная на рис. 5.6, содержит два комплекта поперечных гибких барьеров на расточке статора, предназначенных для управления распределением потоками воздуха через ротор и соответствующие вытяжные отсеки статора.

Циркуляция воздуха в центральной зоне ротора осуществляется через диагональные каналы под действием двух источников давления. Первым из них служит известная модификация заборников и дефлекторов - так называемые «утопленные» заборники и дефлекторы, которые применялись с целью снижения вентиляционных потерь в роторах воздушных турбогенераторов при их модернизации [1]. Вторым источником давления для каналов ротора служит перепад давления между зонами нагнетания (помечены на рисунке 5.4 знаком «+») и разрежения (помечены знаком «-»), сообщающихся по воздушному потоку с соответствующими камерами главного вентилятора.

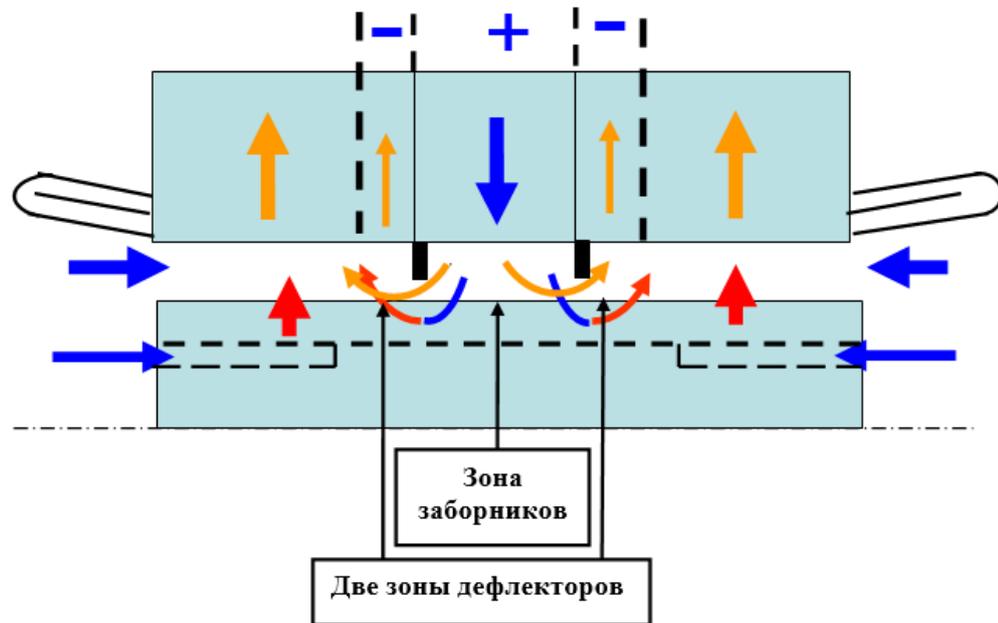


Рис. 5.4. Гибридная система воздушного охлаждения турбогенератора, совмещающая самовентиляцию ротора из подпазовых каналов в торцевых зонах ротора и из зазора в центральной зоне

Каждый из двух кольцевых барьеров образован комплектом лепестковых элементов, изготовленных из эластичного диэлектрического материала и закрепленных в пазовых клиньях статора (рис. 5.5). В процессе заводки ротора в статор барьер легко отгибается при механическом контакте с бандажным кольцом и восстанавливает свою рабочую форму после прохождения бандажного кольца через центральную зону статора (рис. 5.6).

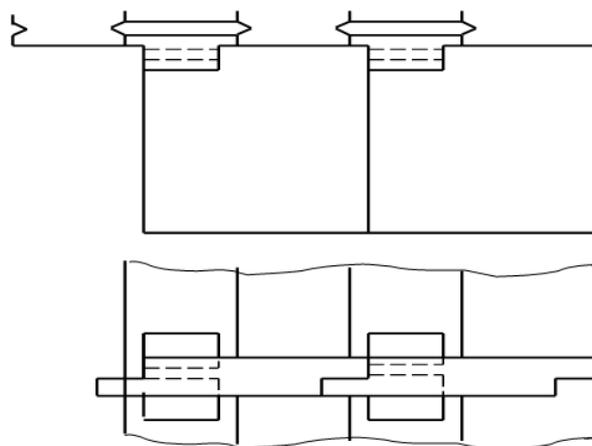


Рис. 5.5. Сочленение лепестковых элементов поперечных барьеров и их крепление к пазовым клиньям

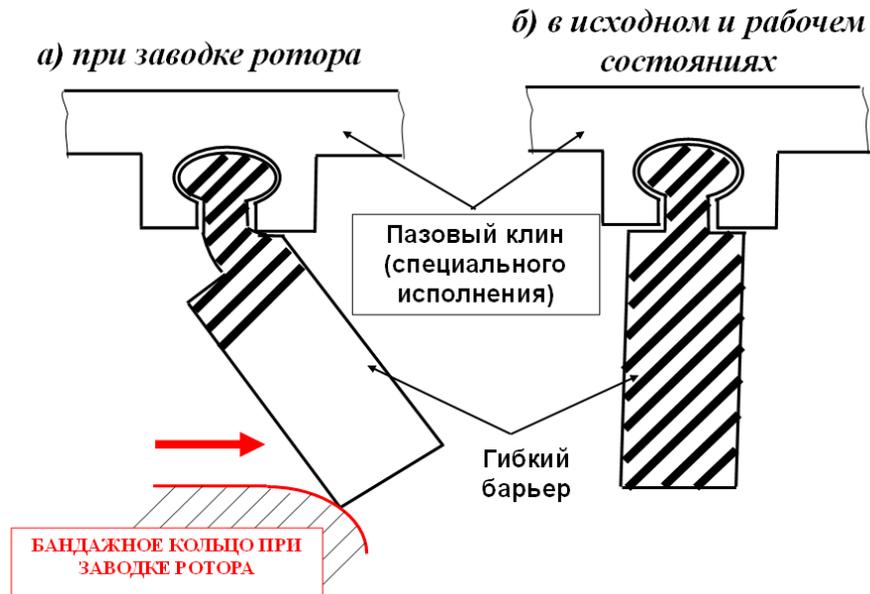


Рис. 5.6. Гибкий поперечный барьер в зазоре, монтируемый на пазовых клиньях статора

Итоговый эффект от применения данной схемы вентиляции состоит в том, что расход воздуха в системе самовентиляции ротора из подпазовых каналов, фактически лимитируемый поперечным сечением их входных окон (см. п. 3.1), сохраняется почти неизменным, но обслуживает уже аксиальный участок ротора заметно меньшей протяженности. Это способствует увеличению скорости воздуха в радиальных каналах ротора, и, соответственно, уменьшению подогрева воздуха в них, увеличению коэффициента теплоотдачи и снижению температурного перепада.

5.5. Практическая компоновка внешней схемы питания охлаждающего контура обмотки статора сжатым воздухом

Пример возможного исполнения общей схемы питания обмотки статора сжатым воздухом [55] представлен на рис. 5.7.

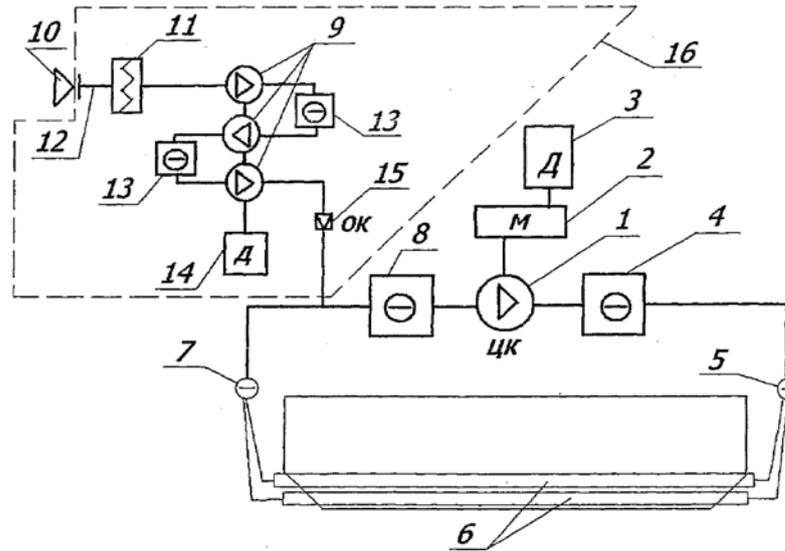


Рис. 5.7. Схема питания обмотки статора сжатым воздухом

В системе циркуляции сжатого воздуха в обмотке статора центробежный компрессор 1 соединен через мультипликатор 2 с приводным двигателем 3. Мультипликатор 2 предназначен для повышения частоты вращения центробежного компрессора 1, приводимого в движение тихоходным приводным двигателем 3. Зона высокого давления центробежного компрессора 1 через охладитель 4 сообщается с кольцевым напорным коллектором 5. Входы полых медных проводников 6 обмотки статора сообщаются с напорным коллектором 5, а выходы с кольцевым вытяжным коллектором 7. Напорный коллектор 5 и вытяжной коллектор 7 размещены в зонах расположения лобовых частей обмотки статора (на схеме не показаны). Вытяжной коллектор 7 соединен через охладитель 8 с зоной низкого давления центробежного компрессора 1.

Система подготовки сжатого воздуха 16 состоит из многоступенчатого компрессора 9 с приводным двигателем 14, соединенного с машинным залом станции 10 через фильтр 11, установленный во входном патрубке 12. После промежуточных ступеней многоступенчатого компрессора 9 предусматриваются охладители 13, необходимые для охлаждения воздуха перед входом в следующую ступень для уменьшения потребляемой мощности многоступенчатого

компрессора 9. Компрессоры для системы подготовки сжатого воздуха целесообразно выбирать поршневого или ротационного типа.

Обратный клапан 15 соединен с многоступенчатым компрессором 9 и входом в охладитель 8 системы циркуляции сжатого воздуха в обмотке статора. Подача сжатого воздуха в контур охлаждения обмотки статора из системы подготовки сжатого воздуха 16 осуществляется через обратный клапан 15, препятствующий вытеканию сжатого воздуха из контура охлаждения обмотки при отключении многоступенчатого компрессора 9.

При работе турбогенератора охлаждение полых проводников 6 стержней обмотки статора осуществляется сжатым воздухом. Под действием многоступенчатого компрессора 9, приводимого в движение приводным двигателем 14, воздух забирается из машинного зала станции 10 через фильтр 11, установленный во входном патрубке 12, сжимается до требуемого давления и направляется в систему циркуляции сжатого воздуха в обмотке статора. После промежуточных ступеней компрессора 9 воздух подается на охладители 13. Подача сжатого воздуха в систему циркуляции сжатого воздуха в обмотке статора из системы подготовки сжатого воздуха 16 осуществляется через обратный клапан 15. Сжатый воздух из системы подготовки сжатого воздуха 16 направляется на охладитель 8 под действием центробежного компрессора 1, приводимого в движение двигателем 3 через мультипликатор 2. Далее через охладитель 4 сжатый воздух поступает в напорный коллектор 5, откуда направляется на входы полых проводников 6 обмотки статора, перемещается по ним в аксиальном направлении и поступает в вытяжной коллектор 7 и через охладитель 8 поступает на вход центробежного компрессора 1.

5.6. Общая оценка эффективности системы охлаждения применительно к турбогенератору мощностью 500 МВт

С целью оценки сравнительной эффективности новой и существующей систем воздушного охлаждения был выполнен пробный расчет турбогенератора

мощностью 500 МВт предельных габаритов (диаметр бочки ротора 1250 мм, активная длина 7800 мм) при номинальном напряжении 20 кВ с четырьмя параллельными ветвями обмотки статора. Данным габаритам соответствует нагрев обмотки статора с косвенным охлаждением, близкий к предельно допускаемому, при использовании охлаждения зубцовой зоны по радиально-аксиальной схеме и корпусной изоляции с коэффициентом теплопроводности, равном 0,5 Вт/м*К (табл. 5.3). Нагрев обмотки ротора при этом оказался выше нормируемого по классу В, или имел небольшой резерв (4°C) для класса нагревостойкости F (табл. 5.4).

Таблица 5.3

Обмотка статора с косвенным воздушным охлаждением				
Эквивалентный коэффициент теплопроводности корпусной изоляции обмотки статора, λ_n , Вт/м*К		0,40	0,50	0,60
Превышение температуры стенки паза статора над температурой холодного газа, °С	41,2			
Перепад температуры в корпусной изоляции обмотки статора, °С	44,2	35,4	29,5	
Превышение температуры меди обмотки статора над температурой холодного газа, °С	85,4	76,6	70,7	
Предельно допускаемое по ГОСТ 533-2000 (нормируемое по классу В), °С	85			

Таблица 5.4

Обмотка ротора с непосредственным воздушным охлаждением (самовентиляция из подпазового канала)	
Расход воздуха через пазовую часть ротора, м ³ /с	13,4
Среднее превышение температуры пазовой части обмотки ротора над температурой холодного газа, °С	90,8

Предельно допускаемое по ГОСТ 533-2000	Для изоляции класса В, °С	80
	Для изоляции класса F, °С	95

Аналогичные расчеты для турбогенератора той же мощности с внутренним охлаждением обмотки статора сжатым воздухом и **при двух параллельных ветвях** этой обмотки (т.е. при более простой конструкции статора) указывают на возможность уменьшения активной длины машины примерно на 1 м при том же диаметре ротора.

Обсуждение для данной альтернативной конструкции вопроса о нагреве обмотки статора не имеет принципиального значения: мы задавались величиной полного подогрева воздуха из общерациональных соображений. Принятое нами в п. 5.2 значение полного подогрева 70°C (чему соответствовал средний подогрев 35°C и среднее превышение температуры обмотки около 40°C) может быть заменено, скажем, на 60°C ценой малозначительного увеличения мощности компрессора, но в этом нет необходимости. Важнее то, что температурный перепад в корпусной изоляции здесь снижается в несколько раз (а в принципе может иметь и нулевое значение), что обещает улучшение термомеханических условий работы изоляции.

Что касается обмотки ротора, охлаждаемой по схеме рис. 5.4, то, как показывает оценочный расчет, ее среднее превышение температуры в номинальном режиме должно снизиться не менее, чем на $10\text{-}12^{\circ}\text{C}$ по сравнению с исходной конструкцией (см. табл. 5.4) благодаря отмеченной выше интенсификации процесса самовентиляции из подпазовых каналов.

Корректный анализ экономической эффективности новой системы охлаждения в целом возможен лишь при условии детальной проработки конструкции, что не входит в задачи данной диссертации. Вероятно, достаточно строгим можно было бы считать сопоставление первоначальных затрат и эксплуатационных расходов (приблизительно – сравнение по КПД) двух турбогенераторов, о расчете которых сообщалось в начале данного параграфа.

Полученная расчетная информация о том, что значение КПД, округленное до 0,1%, в указанных генераторах совпало и составляет 98,6%, подтверждается следующими оценочными суждениями о балансе отдельных видов потерь. Приращению основных и добавочных потерь в обмотке статора (примерно на 150-250 кВт) и мощности, затрачиваемой на циркуляцию сжатого воздуха (от 100 до 300 кВт в зависимости от начального давления), примерно соответствует снижение вентиляционных потерь в главном вентиляторе, а также потерь в стали и подшипниках в связи с уменьшением массы (суммарно на 300-450 кВт).

В заключение произведем сопоставление важнейших технических показателей турбогенератора рассматриваемой конструкции и серийного турбогенератора типа ТВВ-500-2, имеющего водяное охлаждение обмотки статора и водородное – обмотки ротора и активной стали статора (табл. 5.5).

Таблица 5.5

Наименование величины	Принцип охлаждения	
	ТВВ	Сжатый воздух
Диаметр бочки ротора, мм	1125	1250
Диаметр расточки статора, мм	1315	1430
Наружный диаметр статора, мм	2670	3000
Активная длина ротора, мм	5900	6800
Активная длина сердечника статора, мм	5614	6500
Плотность тока в обмотке статора, (верх./нижн.), А/мм ²	6,83/8,45	3,91/5,03
Средняя плотность тока в обмотке ротора, А/мм ²	9,47	5,48
Индукция в зубцах статора ($B_{z1/3}$), Тл	1,69	1,73
Индукция в зубцах ротора ($B_{z0,2}$), Тл	2,08	2,04
КПД турбогенератора, %	98,65	98,62

Продолжение табл 5.5

Масса активных материалов, т:			
	активной стали статора	136,0	177,4
	меди обмотки статора	8,7	15,2
	меди обмотки ротора	8,9	14,3

Ставится гипотетический вопрос о цене замены существующего ныне турбогенератора на новый, обладающий заведомо более высокой надежностью благодаря отказу как от водяного, так и от водородного охлаждения. Условия сопоставления включают точное равенство значений активной мощности (500 МВт), напряжения статора (20 кВ), $\cos\phi$ (0,85), числа параллельных ветвей обмотки статора ($a_1 = 2$), а также близкое взаимное соответствие значений статической перегружаемости и переходного индуктивного сопротивления x_d' в рамках требований ГОСТ 533-2000.

Естественным результатом сравнения является значительное повышение материалоемкости конструкции с воздушным охлаждением, особенно это касается расхода обмоточной меди.

Что касается практически одинакового КПД, то этот не вполне очевидный факт является следствием двух встречно действующих тенденций, управляющих структурой потерь в сравниваемых турбогенераторах. В машине с воздушным охлаждением и увеличенным диаметром ротора существенно выше механические и вентиляционные потери, чем при водородном охлаждении. Увеличение размеров сердечника статора при практически неизменном уровне магнитного использования приводит к возрастанию также и потерь в стали статора. Однако, в связи с увеличением диаметра ротора и расточки статора увеличивается пространство для размещения большего количества меди, благодаря чему в этих обмотках значительно снижаются плотности тока и, соответственно, потери на возбуждение и в обмотке статора.

Итоговый баланс рассмотренных приращений потерь для данного частного случая оказывается практически нулевым, что облегчает окончательное суждение

о цене повышения надежности за счет одновременного отказа от водородного и водяного охлаждения в машинах мощностью 500 МВт. Такой ценой является лишь увеличение материалоемкости конструкции, что подлежит точному учету.

Выводы по главе 5

1. Внутреннее охлаждение обмотки статора сжатым воздухом применительно к воздушным турбогенераторам наибольшей мощности снимает вопрос о критическом для конструкции с косвенным охлаждением этой обмотки перепаде температуры в изоляции.

2. Использование в системе внутреннего охлаждения в точности той же конфигурации проводников обмотки и аналогичных внешних элементов, как и при водяном охлаждении, делает новую конструкцию пригодной для легкого освоения в производстве. В сравнении с водой имеется ряд преимуществ: нет вымывания меди, выпадения окислов, опасности увлажнения изоляции. Разгерметизация на протяжении значительной части системы (кроме пазовой) не критична.

3. Использование системы сжатого воздуха в обмотке статора целесообразно сочетать с достаточно эффективным охлаждением зубцов статора, обеспечиваемым, например, радиально-аксиальной схемой вентиляции с щелевыми каналами в зубцах статора.

4. Мощность, затрачиваемая на охлаждение обмотки статора со стороны промышленного компрессора, и возрастание потерь в этой обмотке, частично компенсируются экономией на общих вентиляционных потерях в главном вентиляторе, потерях в стали и на механических потерях (снижение длины сердечника, а также длины и массы бочки ротора).

5. Вопрос о начальном рабочем давлении при входе в каналы обмотки статора решается на основе компромисса между минимизацией мощности компрессора и условиями обеспечения герметичности тракта. Практически рациональным является давление 10 ата.

6. При пониженных нагрузках, имеющих место при работе энергоблока в реальной энергосистеме, возможна эксплуатация турбогенератора с отключенным компрессором – при выполнении условия согласно п. 3 граница отключения составляет около 75% полной (кажущейся) мощности генератора.

7. Применение гибридной системы вентиляции ротора с питанием воздухом из подпазового канала, а для центральной зоны ротора - из воздушного зазора, возможное только при внутреннем охлаждении обмотки статора, повышает эффективность охлаждения обмотки ротора.

Заключение

В диссертации решены вопросы рационального проектирования турбогенераторов большой мощности с полным газовым охлаждением, разработан ряд новых конструкций машин данного типа 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 самовентиляции 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 исследованием технических параметров турбогенератора наибольшей мощности с косвенным водородным охлаждением обмотки статора при различных вариантах ее электрической схемы показано, что при четырех параллельных ветвях обмотка статора менее нагрета, чем при трех, а статор в целом обладает рядом конструктивно-технологических преимуществ и может быть спроектирован на меньшее напряжение.

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 количественно 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 оптимизировать конструкцию данного ответственного узла с принципиально присущей ему затесненностью газового тракта в отношении равномерности газоснабжения пазов ротора.

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.

Список литературы

1. Аврух, В.Ю. Модернизация турбогенераторов / В.Ю. Аврух, Ю.И. Азбукин. - М.: Энергия, 1980. - 232 с.
2. Аврух, В.Ю. Теплогидравлические процессы в турбо – гидрогенераторах / В.Ю. Аврух, Л.А. Дугинов. - М.: Энергоатомиздат, 1991. - 208 с.
3. 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.
4. Азизов, А.Ш. Поликарпов Ю.И. Теплопроводность системы изоляции статорной обмотки мощных турбогенераторов с воздушным охлаждением / А.Ш. Азизов, А.М. Андреев, А.М. Костельов // Электротехника. – 2009. - № 3. С. 10-14.
5. Алексеев, А.Е. Конструкция электрических машин / А.Е. Алексеев. – М.: Госэнергоиздат, 1958.
6. Алексеев, Б.А. Проблемы электрических машин на сессии СИГРЭ / Б.А. Алексеев, Л.Г. Мамиконянц, Ф.А. Поляков, Ю.Г. Шакарян // Электричество. - 2009. - № 3. - С. 60-67.
7. Антонюк, О.В. Асинхронизированный турбогенератор со смешанной системой охлаждения мощностью 380 МВА / О.В. Антонюк // доклад на конференции POWER-GEN Russia 2007. - 2007.
8. Антонюк, О.В. Турбогенераторы с воздушным охлаждением мощностью до 350 МВт / О.В. Антонюк // Доклад на конференции Russian Power. - 2009.
9. 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.
10. 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.
11. 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.

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

13. 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.

14. 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.

15. Антонюк, О.В. Повышение единичной мощности турбогенераторов с использованием новых материалов и технологий / О.В. Антонюк, Т.Н. Карташова, М.Б. Ройтгарц // Доклад на международной Конференции POWER-GEN Russia 2012, Москва, Россия. – 2012.

16. Антонюк, О.В. Турбогенераторы Силовых машин: индивидуальный подход к заказчикам как основа развития эффективности / О.В. Антонюк, М.Б. Ройтгарц, В.Н. Железняк, Н.В. Гришин // доклад на конференции International Conference Russia Power 2014, 3-5 March 2015, Moscow, Russia. – 2014.

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

18. Антонюк, О.В. Модернизация турбогенераторов / О.В. Антонюк, М.Б. Ройтгарц // доклад на конференции International Conference Russia Power 2014, 4-6 March 2014, Moscow, Russia. - 2014.

19. Боган, А.Ю. Опытные тепловые характеристики турбогенераторов нового поколения с воздушным охлаждением / А.Ю. Боган, Э.И. Гуревич, Ю.В. Пафомов, К.А. Шишкина // Сб. «Электросила». – 2003. - №42. - С.51-58.

20. Борисенко, А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах / А.И. Борисенко, В.Г. Данько, А.И. Яковлев. - М.: Энергия, 1974.

21. Борисенко, А.И. Охлаждение промышленных электрических машин / А.И. Борисенко, О.Н. Костиков, А.И. Яковлев. - М.: Энергоатомиздат, 1983.
22. Важнов, А.И. Электрические машины / А.И. Важнов. - Л.: Энергия, 1969.
23. Войтеко, Н.С. Исследование температурного поля активной стали статора турбогенератора с водородным охлаждением / Н.С. Войтеко, Э.И. Гуревич // Сборник "Электросила". - 1974. - №30.
24. Войтеко, Н.С. Проявление скрытых термических дефектов в активных частях турбогенераторов / Н.С. Войтеко, Э.И. Гуревич, Т.Н. Карташова // «Электричество». - 1986. - № 3. - С. 28-34.
25. Герасимов, В.И. Опытные характеристики системы газового охлаждения турбогенераторов серий ТВФ и ТВВ / В.И. Герасимов, Э.И. Гуревич, М.Е. Малашенко // Сборник "Электросила". - 1970. - №28. - С. 10-15.
26. Глебов, И.А. Диагностика турбогенераторов / И.А. Глебов, Я.Б. Данилевич. - Л.: Наука, 1989.
27. Голоднова, О.С. Эксплуатация турбогенераторов с непосредственным охлаждением / О.С. Голоднова, Л.С. Линдорф, Л.Г. Мамиконянц и др.; под общей редакцией Линдорфа Л.С. и Мамиконянца Л.Г. - М.: Энергия, 1972. - 352 с.
28. Готтер, Г. Нагревание и охлаждение электрических машин / Г. Готтер. - М.: Госэнергоиздат, 1961.
29. Гуревич, Э.И. Температурная диагностика электрических машин / Э.И. Гуревич. - М.: РАН, 1997.
30. Гуревич, Э.И. Тепловые испытания и исследования электрических машин / Э.И. Гуревич. - Л.: Энергия, 1977.
31. Гуревич, Э.И. Определение температуры обмотки ротора турбогенератора с бесщеточной системой возбуждения при испытании на электростанции / Э.И. Гуревич, К.А. Шишкина // Сб. «Электросила» - 2000. - №39. - С.99-103.
32. Гуревич, Э.И. Опыт измерения температуры обмотки статора оптоволоконными датчиками при стендовых испытаниях турбогенератора / Э.И. Гуревич, А.А. Лямин, И.С. Шелемба // «Электрические станции». - 2010. - № 4. - С. 42-46.

33. Гуревич, Э.И. Экспериментальное исследование теплоотдачи в U-образных каналах статора турбогенератора с воздушным охлаждением / Э.И. Гуревич, Ю.В. Пафомов, А.С. Пермут // Сб. «Электросила». - 2004. - №43. - С.77-82.
34. Гуревич Э.И., Филиппов И.Ф., Хуторецкий Г.М. Перспективы газового охлаждения ротора мощных турбогенераторов // "Электричество". 1975. №1. С.31-35.
35. Гухман А.А. Введение в теорию подобия / А.А. Гухман - М.: Высшая школа, 1973.
36. Домбровский, В.В. Основы проектирования электрических машин переменного тока / В.В. Домбровский, Г.М. Хуторецкий - Л.: Энергия, 1974.
37. Дубровин, Ю.Н. Развитие системы воздушного охлаждения турбогенераторов серии ТЗФ / Ю.Н. Дубровин, И.А. Кади-Оглы, Т.Н. Карташова, В.И. Шаров // Сборник «Электросила». – 2003. - №42. с. 44 – 50.
38. Жерве, Г.К. Обмотки электрических машин / Г.К. Жерве. – М.: Энергоатомиздат, 1989. - 400 с.
39. Жерве, Г.К. Обмотки статоров турбогенераторов с тремя параллельными ветвями / Г.К. Жерве // Сборник "Электросила". – 1979. - №32.
40. Жерве, Г.К. Обмотки трехфазного тока с искусственно увеличенным числом параллельных ветвей / Г.К. Жерве // Сборник "Электросила". – 1955. - №13. - С. 10-17.
41. Иванов, Н.П. Проектирование и изготовление турбогенераторов с непосредственным охлаждением обмоток / Н.П. Иванов, Г.М. Хуторецкий // Сборник "Электросила". - 1964. – № 23. - С. 3-9.
42. Кади-Оглы, И.А. Проблема повышения эффективности воздушного охлаждения турбогенераторов / И.А. Кади-Оглы, Т.Н. Карташова, В.Г. Шалаев // Сборник «Электросила». – 2000. - №39. - С.22-27.
43. Карташова, Т.Н. Совершенствование тепловых и вентиляционных расчетов для целей диагностики и проектирования: дис. ... канд. техн. наук: 05.09.01 / Карташова Татьяна Николаевна. – Л., 1991. – 200 с.
44. Кикнадзе, Г.И. Самоорганизация смерчеобразных вихревых структур в

- потоках газов и жидкостей и интенсификация тепло- и массообмена / Г.И. Кикнадзе, В.Г. Олейников. – Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1990.
45. Комар, Е.Г. Вопросы проектирования турбогенераторов / Е.Г. Комар. – М.: ГЭИ, 1950.
46. Комар, Е.Г. Вопросы эксплуатации турбогенераторов / Е.Г. Комар – М.: ГЭИ, 1955.
47. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. - Новосибирск: Наука, 1970.
48. Линдорф, Л.С. Некоторые особенности работы генераторов в современных энергосистемах / Л.С. Линдорф, Л.Г. Мамиконянц // Сборник «Электросила». – 1973. - №29. - С. 56-62.
49. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев. - Л.: Госэнергоиздат, 1947.
50. Москвитин, А.И. Непосредственное охлаждение электрических машин / А.И. Москвитин. - М.: Изд-во АН СССР, 1962. - 224 с.
51. О зависимости показаний заводских термометров сопротивления от изменения давления водорода /Е.В. Гушин, Л.М. Конторович, Л.С. Линдорф и др. – М.: Труды ВНИИЭ, - 1973. - № 42. - С. 72-80.
52. Ошурков, П.В. Экспериментальные исследования влияния транспозиции элементарных проводников на потери в обмотке статора / П.В. Ошурков, Л.М. Слиозберг, Г.М. Хуторецкий // Сборник «Электросила». - 1974. - №30. - С.84-88.

Патенты

53. Пат. 015583 ЕА. Статор электрической машины / О.В. Антонюк, Э.И. Гуревич, Т.Н. Карташова, Ю.В. Пафомов. - Оpubл. 04.06.2007.
54. 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.
55. 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.

56. Пат. 2246786 РФ. Система охлаждения статора электрической машины / В.Г. Шалаев. - Оpubл. 20.02.2005. Бюл. № 5.
57. Пат. 2350006 РФ. Статор электрической машины / О.В. Антонюк, Э.И. Гуревич, Т.Н. Карташова, Ю.В. Пафомов. - Оpubл. 20.03.2009. Бюл. № 8.
58. Пат. 2396667 РФ. Статор электрической машины / О.В. Антонюк, Э.И. Гуревич, Т.Н. Карташова, Ю.В. Пафомов. - Оpubл. 10.08.2010. Бюл. № 22.
59. 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
60. 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.
61. 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.
62. 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.
63. Пат. 633117 СССР. Способ сборки электрической машины / Т.Н. Белова, Ю.А. Базаров, Э.И. Гуревич, А.Т. Зверев, Г.М. Хуторецкий. - Оpubл. 15.11.1978. Бюл. № 42.
64. Сипайлов, Г.А. Тепловые, гидравлические и аэродинамические расчеты в электрических машинах / Г.А. Сипайлов, Д.И. Санников, В.А. Жадан - М.: Высшая школа, 1989.
65. Титов, В.В. Статорные обмотки с увеличенным числом параллельных ветвей / В.В. Титов // Сборник "Электросила". – 1979. - №32.
66. Турбогенераторы / В.В. Титов, Г.М. Хуторецкий, Г.А. Загородная и др.; под ред. Р.А. Лютера и Н.П. Иванова. - Л.: Энергия, 1968.
67. Филиппов, И.Ф. Распределение среды по однотипным ответвлениям

- неподвижных и вращающихся систем / И.Ф. Филиппов // Сборник «Электросила». - 2001. - № 40. - С. 67-80.
68. Филиппов, И.Ф. Теплообмен в электрических машинах / И.Ф. Филиппов. – Л.: Энергоатомиздат, 1986.
69. Хуторецкий, Г.М. Схемы обмоток двухполюсных турбогенераторов с четырьмя параллельными ветвями с равными амплитудами э.д.с. / Г.М. Хуторецкий // Сборник "Электросила". – 1961. - №20. - С. 44-47.
70. Хуторецкий, Г.М. Опыт интенсификации охлаждения турбогенераторов мощностью 500 МВт на АЭС / Г.М. Хуторецкий, Э.И. Гуревич, А.Г. Петров // "Электрические станции". - 1983. - №11. - С. 9-16.
71. Эксплуатация турбогенераторов с непосредственным охлаждением / Под ред. Л.С. Линдорфа и Л.Г. Мамиконянца. - М.: Энергия, 1972.
72. ALSTOM. Паротурбинные технологии модернизации электростанций / материалы презентации на конференции Experience and innovations in energy. – 2013.
73. Antonjuk, O. Four-pole turbo-generators with an output capacity of 1200 MW and higher / O. Antonjuk, E. Gurevich // CIGRE. - 2008.
74. 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.
75. 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.
76. Baudry, R.A. Improved cooling for generators of large rating / R.A. Baudry, E.I. King // IEEE Trans. on Pow. Ap. a. Syst. -1965. -V.84. -№2.
77. Felber, F. Temperature distribution and cooling tests / F.Felber, D.Pfau // The Brown Boveri Review. - 1967. - P. 527-530.
78. Gurevich, E.I. Experimental study of the new stator construction of the powerful air-cooled turbogenerator / E.I. Gurevich, N.D. Pinchuk // CIGRE. - 2008.

79. Hak, J. Kanal mit Abzweigungen. / J. Hak // E. u. M. - 1956. - №17.
80. Hu, Lei Resistance Analysis on the Gap-pickup Diagonal Flow Passage in Turbine Generator Rotors / Lei Hu // CIGRE-2011 session. SC A1 - 2011.
81. Jerrard, R.P. Temperature drop to resistance temperature detector in stator windings of turbine generators / R.P. Jerrard // Trans. of AIEE. - 1954. - Vol. 12. Pt. III. - P. 665-683.
82. Joho, R. Type-tested Air-cooled Turbo-generator in the 500 MVA Range / R. Joho, J. Baumgartner, T. Hinkel, C. Stephan, M. Jung // CIGRE Session. – 2000. – P. 11-101.
83. Joho, R. Large Air-cooled Turbogenerators - Extending the Boundaries / R. Joho, C. Picech, K. Mayor // Alstom, CIGRE, - 2006. - Paper A1-106.
84. Joho, R. Investigation of Hydrogen Indirect Cooling System for Stator Windings of Large Capacity Turbine Generator / R. Joho, H. Ikeda, S. Kurosawa, Y. Kabata, Y. Kazao, T. Kitajima, T. Honda // IJPGC-International Conference on Power Engineering-99 - 1999.
85. Kenichi, Hattori Performance Evaluation and Measurement of the 250-MVA Class Air-Cooled Turbo Generator / Hattori Kenichi, Hiroshi Okabe, Kazumasa Ide, Keiji Kobashi, Takashi Watanabe // CIGRE. – 2004. - Report A1-107.
86. Kitajima, T. The World's Largest Capacity Turbine Generators with Indirect Hydrogen-Cooling / T. Kitajima, H. Ito, S. Nagano, Y. Kazao // CIGRE 40th Meeting in Paris. - 2004.
87. Tari M. HTC Insulation Technology Drives Rapid Progress of Indirect-Cooled Turbo Generator Unit Capacity / M.Tari, K.Yoshida, S.Sekito, R.Brutsch, J.Allison, A.Lutz // IEEE PES Summer Meeting, Vancouver. - 2001.
88. Verrier, Michel New Development In The Design Of Generators For Nuclear Plants with reliability target / Michel Verrier, Michel Thiry, Pascal Chay, Gilbert Martine // ALSTOM, CIGRE session. – 2004. - P. A1-105.
89. Nagano, S. Development of World's Largest Hydrogen-Cooled Turbine Generator / S. Nagano, T. Kitajima, K. Yoshida, Y. Kazao, D. Murata, K.Nagakura // IEEE PES Summer Meeting, Chicago. - 2002.
90. 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.
91. Roytgarts, M. Experience of Development, Operation and Modernization of the Air-Cooled Turbogenerators Series / M. Roytgarts, O. Antonyuk / International Conference Power-Gen Asia. – 2012.
92. Snell, D.S. Surface heat-transfer coefficients for hydrogen-cooled rotating electrical machines / D.S. Snell, R.H. Norris, B.O. Buckland - AIEE Trans. - 1950.
93. Stone, G.C. Experience with Turbine Generator Life Cycle Management Process / G.C. Stone, J. Kapler, J. Stein // CIGRE 2011 / - 2011. - FP05.
94. Tari, M. A High Voltage Insulating System with Increased Thermal Conductivity for Turbo Generators / M. Tari, K. Yoshida, S. Sekito, R. Brutsch, J. Allison, A. Lutz // CWIEME Conference, Berlin. - 2001.
95. Tari M. Impacts on turbine generator design by the application of increased thermal conducting stator insulation / Tari M., Yoshida K., Sekito S., Brutsch R., Allison J., Lutz A.// CIGRE 2002 session. – 2002. – P. 11-105.
96. Toshiba Corporation Production of the world's largest and higher efficiency 600MW Class Indirectly hydrogen-cooled turbo-generator / presentation.
97. Toshio, Kitajima The World's Largest Capacity Turbine Generators with Indirect Hydrogen-Cooling / Kitajima Toshio, Hiromichi Ito, Susumu Nagano, Yukihiro Kazao // CIGRE-2004. – 2004. - Report A1-106.
98. Vincenzo, Tartaglione Tests on a 500 MVA Hydrogen Cooled Turbogenerator in Single Shaft Configuration / Tartaglione Vincenzo //Ansaldo Energia (Italy) CIGRE. – 2006. - Paper A1 – 103.