

На правах рукописи

Ямалтдинов Артем Альбертович

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫХЛОПНЫХ ПАТРУБКОВ ЦИЛИНДРОВ
НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН**

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Екатеринбург – 2016

Работа выполнена на кафедре «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» и ЗАО «Уральский турбинный завод».

Научный руководитель: доктор технических наук,
старший научный сотрудник,
Рябчиков Александр Юрьевич

Официальные оппоненты: **Зарянкин Аркадий Ефимович**,
доктор технических наук, профессор,
ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ», профессор кафедры паровых и газовых турбин им. А. В. Щегляева;
Шемпелев Александр Георгиевич,
доктор технических наук, доцент,
ФГБОУ ВО «Вятский государственный университет», профессор кафедры теплотехники и гидравлики

Ведущая организация: ЗАО Научно-производственное внедренческое предприятие «Турбоконт», г. Калуга

Защита состоится «16» декабря 2016 г. в 16:00 ч на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 на базе ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина» по адресу: г. Екатеринбург, ул. Мира, 19, ауд. И-420 (зал Ученого совета).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина», <http://lib.urfu.ru/mod/data/view.php?d=51&rid=262547>

Автореферат разослан «__» _____ 2016 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета

Аронсон Константин Эрленович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы и степень ее разработанности. Экономичность проточной части цилиндра низкого давления (ЦНД) паровых турбин за последние годы существенно повысилась. При этом значительным резервом увеличения КПД турбоустановок остается совершенствование работы выхлопных патрубков (ВП) ЦНД, в которых в настоящее время зафиксирован достаточно высокий уровень потерь энергии.

Потери энергии в ВП паровых турбин, обусловленные сложным характером течения рабочей среды, приводят к повышению давления за последней ступенью турбины, уменьшению располагаемого теплоперепада на турбину и соответствующему снижению экономичности турбоустановки в целом. Кроме того, ВП значительно влияют на условия работы последней ступени турбины, что существенно сказывается на экономичности и надежности ее работы. Так, например, окружная и радиальная неравномерности полей давления и скорости за последней ступенью, индуцируемые течением в патрубке, усложняют вибрационное состояние рабочих лопаток, а неравномерность поля скорости в выходном сечении патрубка делает условия работы конденсатора отличными от условий, принимаемых в расчетах.

Несмотря на большое количество работ, посвященных исследованиям ВП, проблема снижения потерь энергии в системе подвода пара к конденсатору остается актуальной, так как для большинства паровых турбин коэффициент полных потерь ВП, характеризующий степень аэродинамического совершенства патрубка, находится на уровне $1,1 \dots 1,4$.

Современное состояние паротурбинного оборудования, работающего на электростанциях России, характеризуется значительным физическим и моральным износом. Относительно современное оборудование с возрастом менее 20 лет составляет всего 13% всей установленной паротурбинной мощности ЕЭС России. Основной парк составляют турбины, изготовленные в 70—80 гг. прошлого века, часть из которых можно сохранить в эксплуатации, только подвергнув модернизации. Улучшить экономические показатели модернизируемого и вновь изготавливаемого паротурбинного оборудования можно, в частности, за счет снижения потерь кинетической энергии потока, выходящего из последней ступени. Для этого необходимо повысить эффективность работы существующих ВП паровых турбин, обосновывая проектные решения результатами достоверных расчетов пространственного течения пара в патрубке.

Работа выполнена в соответствии с утвержденными на Федеральном уровне Приоритетными направлениями развития науки, технологий и техники РФ (пункт 08 — Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика) и Перечнем

критических технологий РФ (пункт 27 — Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе).

Цель работы. На основе численного моделирования исследовать и разработать пути повышения эффективности выхлопных патрубков ЦНД теплофикационных турбин.

Для реализации цели исследования поставлены и решены следующие **задачи**:

- выполнен критический обзор литературы по теме исследования, посвященный вопросам проектирования и модернизации ВП ЦНД паровых турбин, изучены взгляды ведущих ученых в области разработки и исследования ВП, ведущих отраслевых институтов, а также заводов-изготовителей паровых турбин; представлены в хронологическом порядке экспериментальные исследования ВП турбин УТЗ;

- проведен анализ и определены наиболее значимые направления и методы повышения эффективности работы выхлопных патрубков ЦНД паровых турбин, а также методов численного моделирования течения пара в проточной части ВП;

- на основе методов численного моделирования, по известным в настоящее время методикам, исследовано течение влажного пара в ВП паровых турбин УТЗ; получена количественная и качественная оценка работы выхлопных патрубков турбин серии Т-100 и Т-250; полученные результаты верифицированы с данными экспериментальных исследований;

- в широком диапазоне режимов работы турбин определены пути повышения эффективности ВП турбин серии Т-100 и Т-250; разработаны проекты модернизации рассматриваемых патрубков;

- разработана и верифицирована методика численного расчета на прочность и жесткость ВП ЦНД теплофикационных турбин УТЗ, с целью проектирования ВП ЦНД паровых турбин с меньшими трудозатратами и металлоемкостью; проведен количественный анализ напряженно-деформированного состояния ВП турбин серии Т-100;

- разработана и исследована равнопрочная, удовлетворяющая условиям надежности конструкция нового ВП для турбины Т-125/150-12,8; определено влияние предложенных технических решений на надежность и эффективность работы ВП и влияние типа нагрузок паротурбинной установки на величину и распределение эквивалентных напряжений; оценена степень аэродинамического совершенства нового ВП для турбины Т-125/150-12,8;

- выполнен анализ режимов работы теплофикационных турбин УТЗ; проведен технико-экономический расчет повышения эффективности выхлопных патрубков УТЗ; рассчитан прирост мощности, суммарная экономия условного топлива и средств ТЭС при реализации представленных в настоящей работе проектов модернизаций выхлопных патрубков УТЗ.

Научная новизна заключается в следующем:

- С помощью численного моделирования проведено исследование течения влажного пара в выхлопных патрубках турбин серии Т-100 и Т-250 паровых турбин УТЗ. На основе расчетных исследований физико-математических моделей получена количественная и качественная оценка работы ВП паровых турбин УТЗ. Разработаны и исследованы пути повышения их эффективности. Погрешность при расчете патрубков Т-100 и Т-250 составила 3...8% и 2 % соответственно. Коэффициент полных потерь ВП турбин серии Т-100 составил $\xi_{\text{п}}=1,19$. Коэффициент полных потерь ВП турбин серии Т-250 составил $\xi_{\text{п}}=1,52$.

- Исследован и разработан вариант модернизации ВП турбин серии Т-100 с удалением двух направляющих ребер в верхней половине патрубка; демонтаж ребер позволяет снизить коэффициент полных потерь $\xi_{\text{п}}$ на 11%. Прирост мощности при этом составил 250 кВт. Экономия топлива в результате модернизации ВП составляет 180 т у.т./г.

- Разработан и исследован вариант модернизации ВП турбин серии Т-250, связанный с увеличением внутреннего объема сборной камеры, заменой реберной силовой системы на стержневую систему, перепрофилированием канала диффузора, изменением меридионального обвода камеры влагоудаления. Модернизация ВП позволила снизить коэффициент полных потерь $\xi_{\text{п}}$ для номинального режима работы паротурбинной установки на 29%, коэффициент неравномерности выхлопа ω — на 26%. Прирост мощности при этом составил 2,1 МВт. Экономия топлива в результате модернизации ВП составляет 1576 т у.т./год.

- Разработана и верифицирована с экспериментальными данными методика численного расчета ВП ЦНД на прочность и жесткость с помощью метода конечных элементов. Расчеты по разработанной методике позволили подтвердить возможность реализации проекта модернизации ВП турбин серии Т-100, связанной с удалением направляющих ребер в верхней половине.

- Разработана и исследована равнопрочная, удовлетворяющая условиям надежности, конструкция нового ВП турбины Т-125/150-12,8. Определено влияние предложенных технических решений на надежность и эффективность работы ВП. Предложенные конструктивные решения позволяют получить снижение металлоемкости и трудоемкости на 20% и снизить коэффициент полных потерь $\xi_{\text{п}}$ на 35 %. Прирост мощности в случае использования модернизированного патрубка составляет 1,0 МВт. Экономия топлива при этом составляет 930 т у.т./г.

Достоверность и обоснованность результатов обеспечивается корректным применением общепризнанных методик проектирования и моделирования, математических методов и алгоритмов. В работе использовано сертифицированное программное обеспечение ANSYS, используемое инженерами и учеными во всем мире,

в том числе и для моделирования течения в выхлопных патрубках паровых турбин. Моделируемые узлы выполнены с учетом реальной геометрической формы по чертежам завода-изготовителя. Результаты, полученные в настоящей работе, соответствуют экспериментальным данным, а также данным, приведенным в работах других исследователей.

Практическая значимость заключается в том, что разработанные и представленные в диссертационной работе проекты модернизации выхлопных патрубков ЦНД паровых турбин УТЗ позволяют повысить эффективность их работы. Применение разработанной методики численного расчета на прочность и жесткость позволяет уверенно проектировать ВП ЦНД паровых турбин с меньшей трудоемкостью и металлоемкостью их изготовления. Полученные результаты одинаково применимы как для ВП теплофикационных турбин, так и для ВП конденсационных турбин других заводов-изготовителей.

Реализация результатов работы. Результаты, представленные в работе, уже использованы в конструкции изготавливаемых ВП турбин серии Т-100 и турбин с аналогичным выхлопным патрубком. Патрубки с предложенными изменениями отгружены или изготавливаются на турбины: Т-60/65-8,8 УТЗ зав.№29801 Аргаяшская ТЭЦ (отгружен); Т-95/105-8,8 УТЗ зав.№31007 Петропавловская ТЭЦ-2 (отгружен); Т-120/130-12,8 УТЗ зав.№31206 Астанинская ТЭЦ-3 (в эксплуатации); К-65-12,8 УТЗ зав.34601, 34602 Сахалинской ГРЭС-2 (отгружен); К-65-12,8 УТЗ зав. 34603, 34604, 34605 Приморской ТЭС (изготавливаются). Кроме того, результаты, представленные в работе, использованы в проекте модернизации ВП турбин серии Т-250 для ПАО «Мосэнерго», а также в рабочем проекте ВП паровой турбины Т-125/150-12,8 УТЗ.

Автор защищает:

- результаты численного моделирования течения влажного пара в выхлопных патрубках турбин серии Т-100 и Т-250 производства УТЗ;
- результаты исследования проекта модернизации ВП турбин серии Т-100, позволяющего снизить коэффициент полных потерь ξ_n на 11%, получить прирост мощности 250 кВт и экономию удельного топлива 180 т у.т./г;
- результаты исследования проекта модернизации ВП турбин серии Т-250, позволяющего снизить коэффициент полных потерь ξ_n на 29%, получить прирост мощности 2,1 МВт и экономию удельного топлива 1576 т у.т./г;
- методику численного расчета ВП ЦНД на прочность и жесткость с помощью метода конечных элементов, позволяющую проектировать ВП с меньшей металлоемкостью и трудоемкостью их изготовления;

- конструкцию нового ВП турбины Т-125/150-12,8 с меньшей металлоемкостью и трудоемкостью изготовления (на 20%) и на 35% меньшим коэффициентом полных потерь $\xi_{п}$.

Апробация работы. Основные материалы и результаты настоящей диссертационной работы докладывались на 14-й Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и специалистов (Магнитогорск, 2013 г.); VIII Всероссийском семинаре ВУЗов по теплофизике и энергетике (Екатеринбург, 2013 г.); XX Всероссийской научно-технической конференции (Томск, 2014 г.); десятой международной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых (Иваново, 2015 г.); IX Семинаре ВУЗов по теплофизике и энергетике (Казань, 2015 г.). Получен патент на полезную модель «Выхлопной патрубок теплофикационной турбины» (№157430).

Публикации. Основные положения и выводы изложены в 11 печатных работах, в том числе в четырех публикациях в рецензируемых научных журналах, определенных ВАК; патенте на полезную модель.

Личный вклад автора заключается в выполнении критического обзора литературы по теме исследования, в постановке задач исследования; в анализе и определении наиболее значимых направлений и методов повышения эффективности ВП; в проведении численного моделирования течения влажного пара в ВП турбин серии Т-100; в верификации всех полученных в работе результатов; в разработке путей повышения эффективности ВП турбин серии Т-100 и Т-250; в разработке проектов модернизации рассматриваемых патрубков; в разработке методики численного расчета на прочность и жесткость выхлопных патрубков паровых турбин; в оценке напряженно-деформированного состояния ВП турбин серии Т-100; в разработке и исследовании нового ВП турбины Т-125/150-12,8; в определении влияния предложенных технических решений на надежность и эффективность работы ВП и влияния типа нагрузок паротурбинной установки на величину и распределение эквивалентных напряжений; в анализе режимов работы теплофикационных турбин УТЗ; в результатах технико-экономического расчета повышения эффективности выхлопных патрубков УТЗ; в обобщении результатов исследований.

Структура и объем диссертации. Квалификационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка сокращений и списка литературы из 148 наименований. Весь материал изложен на 143 страницах, содержит 28 рисунков, 23 таблицы и 5 приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во *введении* обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цели и задачи исследования, отражены научная новизна и практическая значимость полученных результатов, приведены основные защищаемые положения.

В *первой главе* представлен критический обзор литературы по теме исследования, посвященный вопросам проектирования и модернизации ВП ЦНД паровых турбин, изучены работы ведущих ученых в области разработки и исследования ВП (Дейч М.Е., Зарянкин А.Е., Мигаев В.К., Гудков Э.И., Лагун В.П., Симою Л.Л. и др.), ведущих отраслевых институтов, а также заводов-изготовителей паровых турбин. Представлены основные подходы к численному моделированию, результаты верификации проведенных расчетов, а также реализованные проекты модернизаций ВП. В заключении главы сформулированы задачи, решаемые в диссертационной работе.

Во *второй главе* представлены результаты исследований методами численного моделирования течения влажного пара в выхлопных патрубках паровых турбин серии Т-100 и Т-250 УТЗ.

Представлена методика и результаты численного моделирования течения влажного пара в выхлопном патрубке турбин серии Т-100. Для решения задачи численного моделирования по чертежам завода-изготовителя построена твердотельная модель парового пространства, точно повторяющая все конструктивные особенности патрубка. Твердотельная модель парового пространства представляет собой область, входом в которую является кромка последней ступени турбины, а выходом — горловина конденсатора. Паровое пространство расширено дополнительной областью, расположенной за патрубком. Роль этой дополнительной области заключалась в том, чтобы максимально достоверно смоделировать обратные течения пара, распределения скоростей и расходов в выходных сечениях собственно патрубка.

На входе в расчетную область задавались осесимметричные распределения осевой, окружной и радиальной компонент скорости, а также распределения степени сухости согласно данным, полученным в результате теплового расчета проточной части ЦНД. На выходе из ВП задавалось постоянное по сечению статическое давление, обеспечивающее пропуск номинального расхода пара.

Дискретизация уравнений газовой динамики выполнена методом конечных объемов, основанным на интегральной формулировке законов сохранения массы, импульсов и энергии. Расчеты проводились в программном комплексе ANSYS CFX 14.5. На твердотельную модель наложена неструктурированная сетка конечных объемов, состоящая из тетраэдров на удалении от стенок и призм (10 слоев) вблизи стенок. Размерность сеток составила от 1,2 до 2,5 миллиона ячеек в зависимости от степени наполнения патрубка внутренними элементами жесткости. Данная размер-

ность позволяет учитывать как крупномасштабные вихревые эффекты, так и потери на трение при обтекании стенок и других элементов конструкции. Для решения этой задачи численного моделирования использовалась двухпараметрическая дифференциальная модель Менгера SST.

Для обеспечения термодинамических свойств рабочего тела использовались как модель эквивалентного идеального газа с молекулярной массой и газовой постоянной, рассчитанными для локальной области изменения параметров состояния насыщенного пара, так и опция программного комплекса ANSYS CFX-14,5, позволяющая вести расчет с использованием табличных значений термодинамических свойств водяного пара. Расчет проводился без учета теплообмена с наружной поверхностью и внутренними элементами ВП.

Патрубок турбин серии Т-100 рассчитан в двух вариантах на пяти различных режимах. Отличие двух вариантов заключается только в решетке (системе) ребер внутри проточной части: в первом варианте она отсутствует, а во втором присутствует. Таким образом, второй вариант полностью повторяет конфигурацию серийного патрубка турбин серии Т-100. Результаты расчета первого и второго вариантов ВП в сравнении с данными натурального эксперимента, проведенного специалистами УТЗ в 1963 г., представлены на рисунке 1.

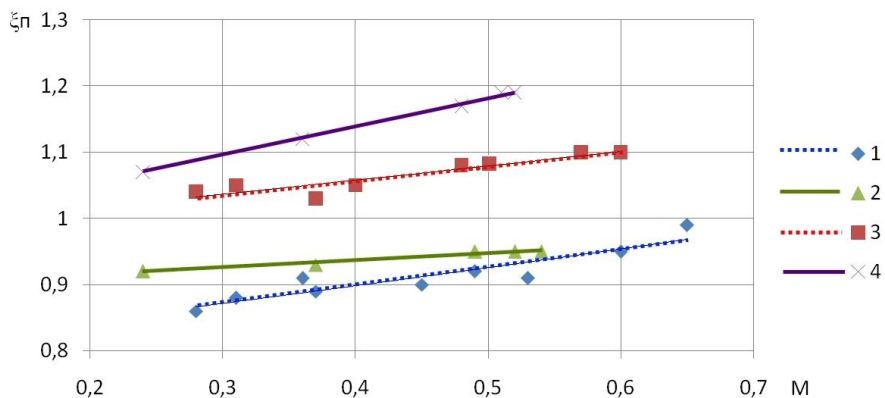


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента полных потерь $\xi_{\text{п}}$ от числа M для ВП Т-100: 1 — без системы ребер (эксперимент); 2 — без системы ребер (расчет); 3 — с системой ребер (эксперимент); 4 — с системой ребер (расчет)

Результаты расчета хорошо соотносятся с данными модельного эксперимента. Расхождение между значениями коэффициента полных потерь, посчитанного по формуле (1), где P_2 — статическое давление на выходе из ВП; P_1 — статическое давление на входе в ВП; P_1^* — давление полного торможения на входе в ВП; k — показатель адиабаты, составляет от 3 до 8 % в зависимости от рассматриваемого режима.

$$\xi_{\text{п}} = \frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1)$$

Зависимости коэффициента полных потерь $\xi_{\text{п}}$ от числа Маха по данным эксперимента и расчета повторяют характер плавного роста $\xi_{\text{п}}$ с повышением расхода

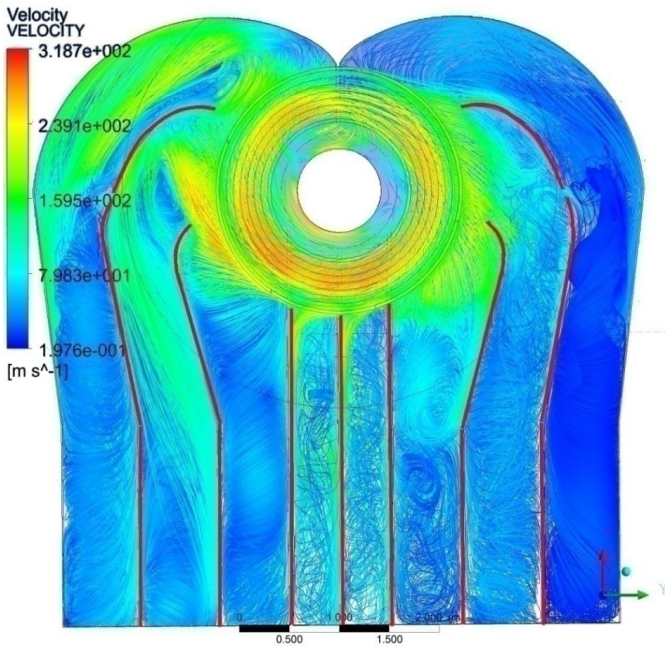


Рисунок 2 – Линии тока рабочего тела в серийном выхлопном патрубке турбины серии Т-100

Наблюдается удар значительного объема пара о верхнее направляющее ребро с последующей интенсивной диссипацией энергии, в результате чего значительно увеличиваются потери в выхлопном патрубке. Закрученный поток взаимодействует с разделительными стенками вдоль плоскостей симметрии. В левой части патрубка поток отрывается от стенки верхнего разделительного ребра.

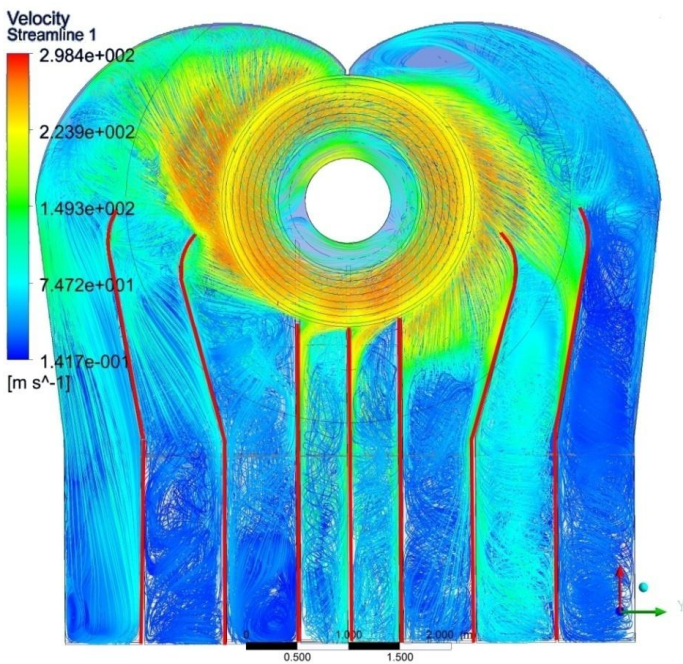


Рисунок 3 – Линии тока рабочего тела в модернизированном выхлопном патрубке турбины серии Т-100 (вид со стороны регулятора)

через патрубок. Средняя разница между ВП с системой ребер и без системы ребер по данным эксперимента и численного моделирования составляет 0,17 и 0,21, соответственно. Графическое представление результатов численного моделирования в виде линий тока, представлено на рисунке 2.

В целом, структура входного потока в ВП обладает значительной поперечной неравномерностью. Эффект закрутки в ядре потока приводит к интенсификации стока пара в правую по ходу пара части патрубка. В левой части патрубка сток пара тормозится закруткой (в противоположном направлении).

Рабочее тело полностью заполняет камеры, образованные решеткой из продольного и поперечных ребер, за исключением четырех центральных камер.

В диссертации рассмотрена возможность повышения эффективности работы выхлопного патрубка турбин серии Т-100. Проанализировав полученную картину течения, принято решение о возможности удаления двух верхних направляющих ребер. Удаление двух направляющих ребер не сказывается на жесткости выхлопного патрубка, т.к. он имеет хорошо развитую систему ребер между верхним покрывающим листом и верхней наружной стенкой патрубка.

Картина течения в виде линий тока в модернизированном варианте ВП представлена на рисунке 3. Удаление двух направляющих ребер в верхней половине ВП позволило исключить удары потока о направляющее ребро в левой половине. Движение потока стало более равномерным и безударным. В левой половине ВП поток плавно разворачивается благодаря использованию верхнего покрывающего листа.

Результаты расчета выхлопного патрубка без верхних направляющих ребер показали, что коэффициент полных потерь в среднем снизился на 11%. На конденсационном режиме работы турбины с выработкой максимальной электрической мощности он составил $\xi_{\text{п}}=1,07$. Решение, направленное на удаление двух направляющих ребер в верхней половине ВП, представляет собой минимальный объем модернизации и реализовано в серийной конструкции паровых турбин завода.

В работе приводятся результаты численного моделирования течения влажного пара в выхлопном патрубке турбин серии Т-250. Выхлопной отсек ЦНД турбин серии Т-250 состоит из последней ступени и ВП (Рисунок 4).

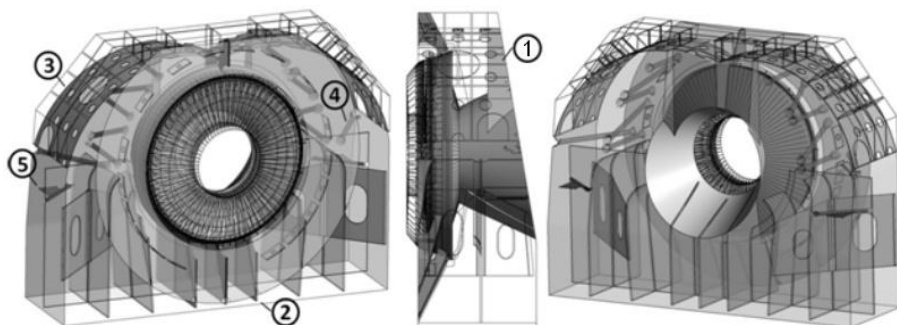


Рисунок 4 – Выхлопной патрубок серийной турбины Т-250: 1 — вырез в верхней половине; 2 — система ребер; 3 — рассекатель; 4 — система стяжек; 5 — смотровые площадки

Течение в расчетных подобластях ступени и патрубка в процессе численного моделирования серийной конструкции ВП ЦНД турбины Т-250/300-240 описано системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по

числу Рейнольдса. Расчетные подобласти аппроксимировались тетраэдральными сетками, пограничные слои описаны призматическими элементами. Исследование выполнено совместно с ИПМаш (г. Харьков) с помощью программного комплекса MTFSS®oftware, с использованием разностной схемы 2-го порядка точности по пространству. Свойства рабочего тела задавались полиномиальными зависимостями по таблицам водяного пара. Все расчеты проводились в рамках односкоростной модели без учета движения капель влаги и переохлаждения.

В расчетах твердые стенки приняты адиабатическими, на них налагалось условие равенства нулю эффективной вихревой вязкости. Турбулентные эффекты учитывались комбинированно с помощью дифференциальных моделей турбулентности Спаларта-Аллмараса (область патрубка и камеры) и SST Ментера (каналы ступени и диффузора). Переключение моделей реализовано с использованием масштаба, составляющего 1% длины хорды соплового профиля на среднем радиусе.

Интегральные газодинамические и энергетические характеристики элементов проточной части отсека вычислялись в характерных сечениях: на входе в ступень, в

межвенцовом зазоре, за рабочей решеткой ступени, а также в выходном и промежуточных сечениях ВП. Область вихря в сечении при осреднении из рассмотрения исключалась.

В типовых расчетах отсека численная модель патрубка содержала 28,0...32,0 миллионов ячеек, в зависимости от заполнения проточной части внутренними элементами. При этом около 55% ячеек приходилось на пространство патрубка и 27% на область последней ступени. Пространства камеры и двойной крышки моделировались без специального описания пограничных слоев.

В исследовании рассматривалась серия конденсационных режимов работы турбины с широким диапазоном массового расхода G острого пара. Поток на входе направлен без углов атаки кромок диафрагмы. Основные исследования по влиянию различных элементов внутреннего пространства патрубка выполнялись на режиме 100% G , который является максимально нагруженным режимом для ВП.

Результаты расчета патрубка с полным набором внутренних элементов и двойной крышкой с сообщающимися вентиляционными отверстиями представлены в табл. 1 (вариант №1). Вариант №2 представляет собой ВП с закрытыми отверстиями во внутренней крышке. В варианте №3 дополнительно удалены смотровые площадки. В варианте №4 дополнительно удалена стержневая система в верхней половине ВП. Вариант №5 содержит только вырез торцевой стенки для доступа к подшипнику, верхнее и нижнее ребро в плоскости симметрии и два симметрично расположенных ребра поддержки диффузора. Вариант №6 содержит только вырез торцевой стенки, верхнее и нижнее ребро в плоскости симметрии. Таким образом, модели по вариантам №1—6 представляют последовательные шаги по освобождению пространства ВП от внутренних элементов.

Таблица 1 – Коэффициенты потерь при различных вариантах ВП

Режим 100% G	M	$P_{(стат.)}$ на входе в патрубок, Па	$a_2, ^\circ$	Влажность на входе, %	$P_{(дин.)}$ в струе, Па	a_2 в струе, $^\circ$	Влажность в струе, %	$\xi_{п}$
Вар.№1	0,61	1592	75,4	8,3	4108	105,0	11,0	1,52
Вар.№2	0,61	1595	78,4	8,3	4110	104,6	11,2	1,51
Вар.№3	0,61	1596	78,3	8,3	4111	104,6	11,2	1,50
Вар.№4	0,63	1644	77,7	8,4	4133	104,5	11,3	1,39
Вар.№5	0,73	1923	77,0	8,6	4195	104,0	11,6	0,96
Вар.№6	0,74	1955	76,2	8,8	4210	103,8	11,7	0,92

Вариант №6 («свободный» ВП) обладает наименьшим коэффициентом полных потерь $\xi_{п}=0,92$. Добавление в конструкцию двух симметричных ребер силовой системы увеличивает $\xi_{п}$ на 4,3% до величины 0,96. Включение в конструкцию всей силовой реберной системы ниже горизонтального разъема значительно увеличивает коэффициент потерь $\xi_{п}$ до значения 1,39 (на 51%). Введение в верхнюю часть ВП

силовой стержневой системы увеличивает потери $\xi_{\text{п}}$ — до значения 1,50. Добавление в конструкцию дополнительно площадок обслуживания и внутреннего ребренного пространства двойной крышки практически не влияет на коэффициент $\xi_{\text{п}}$. Приведенные в табл. 1 величины $P_{(\text{стат.})}$ — давление на входе, $P_{(\text{дин.})}$ — динамическое давление в струе, a_2 — угол абсолютной скорости рабочего тела на выходе из ступени и влажность в струе слабо зависят от различных вариантов заполнения ВП, при этом основные изменения отмечаются в косом срезе рабочего венца.

Для отсека с полным заполнением ВП внутренними элементами выполнены расчеты течения на частичных режимах. Данные по потерям и осредненным по расходу интегральным характеристикам на входе в диффузор представлены в таблице 2. В табл. 3 представлены данные аналогичного диапазона режимов для ВП с системой ребер (вар.№4).

Таблица 2 – Коэффициенты потерь и параметры потока в ВП (вариант 1)

Полное за- полн-е ВП	GV_2 м ³ /с	М	$P_{(\text{стат.})}$ на входе в патрубок, Па	$a_2, ^\circ$	Влажность на входе, %	$\xi_{\text{п}}$
100%G	1740	0,61	1592	75,4	8,3	1,52
50%G	1339	0,47	568	90,3	5,5	1,42
40%G	1136	0,41	415	104,0	4,6	1,33
30%G	895	0,40	393	125,5	3,1	1,23

Таблица 3 – Коэффициенты потерь и параметры потока в ВП (вариант 4)

ВП с систе- мой ребер	GV_2 м ³ /с	М	$P_{(\text{стат.})}$ на входе в патрубок, Па	$a_2, ^\circ$	Влажность на входе, %	$\xi_{\text{п}}$
100%G	1791	0,63	1644	77,7	8,4	1,39
50%G	1364	0,48	578	89,2	5,7	1,28
40%G	1146	0,41	420	102,4	4,6	1,21
30%G	905	0,40	388	124,5	3,1	1,12

Полученные величины коэффициента полных потерь ВП хорошо коррелируют с натурными испытаниями ВП турбины Т-250/300-240 (натурный эксперимент, проведенный специалистами УТЗ в 1987 г.). Экстраполяция данных, полученных в ходе натурального эксперимента на выхлопном отсеке с режима $GV_2 \sim 1530$ м³/с на режим при $GV_2 = 1740$ м³/с дает значение коэффициента потерь $\xi_{\text{п}} = 1,55$, что соответствует расчетному коэффициенту $\xi_{\text{п}} = 1,52$ с расхождением в 2%.

В диссертации представлены результаты исследования по повышению эффективности выхлопного патрубка турбин серии Т-250. Модернизация серийного ВП турбин серии Т-250 проводилась в направлениях увеличения внутреннего объема сборной камеры, замены реберной силовой системы на стержневую систему. Кроме того, канал диффузора перепрофилирован путем видоизменения обтекателя и обе-

чайки для обеспечения безотрывного направления надбандажной струи. Для уменьшения вихревых зон вдоль углов сборной камеры установлены косынки. Также видоизменена конфигурация меридионального сечения камеры влагоудаления в связи с введением развитой обечайки диффузора и удалением двойной крышки; радиальная щель сброса пара в пространство диффузора за последней ступенью экранирована от струи протечки.

Результаты исследования модернизированного ВП представлены в табл. 4. Для модернизированного ВП наблюдается заметное снижение коэффициента полных потерь. При фиксированном теплоперепаде рабочего тела на отсек (для режима 100%G) увеличивается число Маха за ступенью до 0,72, растет объемный расход. Приведенные параметры заметно отличаются от параметров в серийном варианте. Зависимости коэффициента потерь $\xi_{\text{п}}$ для модернизированного патрубка представлены на рисунке 5.

Таблица 4 – Параметры потока модернизированного ВП при полном заполнении

Режим работы отсека	GV_2 м ³ /с	M	$P_{\text{(стат.)}}$ на входе в патрубок, Па	$a_2, ^\circ$	Влажность на входе, %	$\xi_{\text{п}}$
100%G	1791	0,72	1967	76,6	8,6	1,08
50%G	1364	0,52	643	86,6	5,9	1,06
40%G	1146	0,44	453	99,8	4,7	1,01
30%G	905	0,41	409	123,1	3,2	1,04

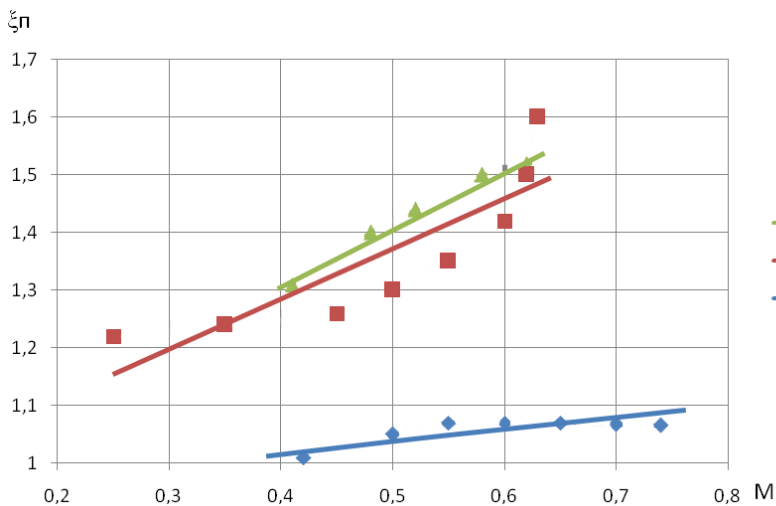


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента полных потерь $\xi_{\text{п}}$ от числа M ВП турбин серии Т-250. 1 — $\xi_{\text{п}}$ серийного ВП в составе отсека (расчет); 2 — $\xi_{\text{п}}$ модели серийного ВП (эксперимент); 3 — $\xi_{\text{п}}$ модернизированного ВП в составе отсека (расчет)

рабочей решеткой уменьшается до 0,41. Наблюдается существенное отклонение от осевого выхода со средним углом 123° . Коэффициент неравномерности поля скоро-

В модернизированном ВП на частичном режиме 50%G струя протечки прилипает практически на всей обечайке диффузора. При этом выход пара из ступени близок к осевому, втулочный отрыв практически не развивается. Коэффициент полных потерь в ВП составляет $\xi_{\text{п}}=1,06$.

На режиме 30%G уже возникает диагональная структура течения с отрывом у корня рабочих лопаток. Среднерасходное число Маха за

стей для режима 100%G, посчитанный по формуле (2), составляет $\omega=0,44$, что ниже, чем для серийного ВП в 1,36 раза; для режима 50%G — 0,42, затем растет до значения 0,54 по причине закрутки потока на режиме 30%G.

$$\omega = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\text{cp}} \quad (2)$$

Здесь $\omega_{\text{cp}} = Q/F$ — среднерасходная скорость по сечению полной площади F ; Q — объемный расход рабочего тела; ω_{\max} — избыточная скорость, вычисляемая для областей с общей площадью F_1 , где нормальная составляющая скорости $\omega_n \geq \omega_{\text{cp}}$; ω_{\min} — дефектная скорость, вычисляемая для областей с общей площадью F_2 , где $\omega_n \leq \omega_{\text{cp}}$; $\omega_{\max} = \int_{F_1} \omega \omega_n dF / \int_{F_1} \omega_n dF$; $\omega_{\min} = \int_{F_2} \omega \omega_n dF / \int_{F_2} \omega_n dF$.

Структура течения на номинальном теплофикационном режиме в серийном патрубке носит струйный характер. При заданных параметрах на входе в последнюю ступень проточной части наблюдается диагональная структура в рабочей решетке. Нижняя половина рабочих лопаток заполнена циркуляционной зоной, верхняя половина содержит диагональное течение, которое прилипает к обечайке диффузора. Струйное течение сильно закручено, взаимодействует с интенсивными отрывами с боковых ребер силовой системы. Область вблизи задней стенки, отделенная поперечной перегородкой, не заполнена, пар в нее не попадает, в ней образуется застойная зона и концентрируется влага. По структуре и параметрам течения практически нет различий между серийным и модернизированным ВП. При этом коэффициент неравномерности поля скоростей на выходе из серийного варианта ВП вдвое выше, чем в случае 100%G режима для модернизированного патрубка (0,44).

В *третьей главе* представлена разработанная методика численного расчета на прочность и жесткость выхлопных патрубков паровых турбин.

Известно, что на выхлопные патрубки действуют различные весовые нагрузки: собственный вес, вес средней части ЦНД или цилиндра среднего давления (ЦСД), вес конденсатора, ротора турбины и генератора, а также нагрузки от вибрации ротора и давления внутри патрубка. В связи с этим прочностной расчет ВП представляется чрезвычайно громоздким и сложным. Традиционно, для определения прочности и жесткости ВП применялись экспериментальные методы исследования. С развитием средств вычислительной техники появилась возможность рассчитывать сложные сварные конструкции с помощью метода конечных элементов (МКЭ).

Расчет на прочность и жесткость ВП ЦНД осуществлялся с помощью МКЭ в следующей последовательности.

- **Построение твердотельной модели исходного ВП.** Геометрия модели конструкции закладывалась максимально пригодной для МКЭ, с учетом всех параметров, которые могут оказать существенное влияние на результаты расчетов. Учитывая, что ВП правого и левого потоков являются симметричными, для расчета выбран ВП только одного потока (сторона генератора). Так как левая и правая поло-

вины патрубка идентичны (отличия заключаются только в подводе труб и не влияют на расчет), на прочность и жесткость с целью экономии вычислительных ресурсов рассчитывалась только левая половина ВП. Кроме того, для решения поставленной задачи задавались физические параметры материала. В качестве материала задана углеродистая сталь ВСтЗсп5 ГОСТ 14637-89 (лист ГОСТ 19903-74), используемая для изготовления ВП турбин.

- **Создание сетки конечных элементов.** Сетка конечных элементов строилась с использованием программного комплекса ANSYS Mechanical 14. На этой стадии выбиралось оптимальное количество элементов и узловых точек с целью получения максимально возможного количества областей с регулярной сеткой. Сетка содержала 0,8-0,9 млн. элементов.

- **Задание нагрузок.** Этап задания нагрузок подразумевает наложение действия активных сил и ограничения перемещений на модель ВП. Силы на данном этапе задавались с учетом особенностей реальной работы патрубка на рассматриваемых режимах эксплуатации паровой турбины. При расчете к ВП приложены следующие нагрузки и ограничения перемещений (рисунок б):

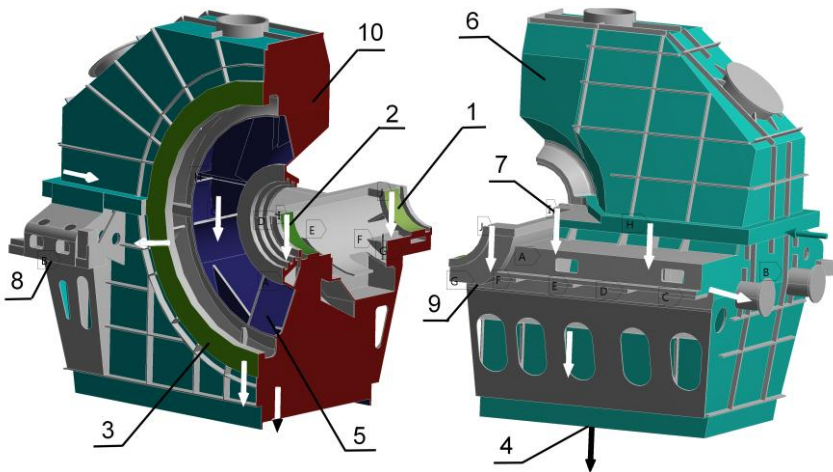


Рисунок б – Система сил и ограничений перемещений, действующих на ВП турбин серии Т-100: а) вид со стороны регулятора; б) вид со стороны генератора

- сила, с которой ротор генератора действует на вкладыш подшипника ВП (поз. 1). Данная сила приложена к опорной поверхности вкладыша генератора;

- сила, с которой ротор низкого давления действует на вкладыш подшипника ВП (поз. 2). Данная сила приложена к опорной поверхности вкладыша ЦНД;

- сила, с которой средняя часть ЦНД и перепускные трубы действуют на фланец вертикального разъема ВП (поз. 3). Данная сила приложена ко всей поверхности вертикального фланца;
- сила, с которой конденсатор воздействует на ВП. Данная сила представляет собой вес конденсаторной группы в рабочих условиях с полностью заполненным водяным пространством и заполненным конденсатом до верхнего допустимого уровня паровым пространством (поз. 4). Указанная сила приложена к месту приварки горловины конденсатора;

- сила, создаваемая давлением пара на внутреннюю поверхность ВП (поз. 5). Давление приложено ко всем внутренним поверхностям патрубка; атмосферное давление действует на внешнюю поверхность патрубка (поз. 6). Давление приложе-

но ко всем наружным поверхностям патрубка; сила тяжести — непосредственно к ВП (поз. 7);

- ограничение перемещений по передним фундаментным рамам в осевом и поперечном направлении (поз. 8); ограничение перемещений по задним фундаментным рамам в поперечном направлении (поз. 9); симметрия конструкции патрубка относительно продольного разреза турбины (поз.10).

• **Расчет на прочность и жесткость.** Расчет проводился с помощью МКЭ в программном комплексе ANSYS Mechanical 14.5.

• **Анализ полученных результатов.** На этом этапе производился анализ графического представления распределения эквивалентных напряжений и суммарных деформаций. Распределения эквивалентных напряжений (по Мизесу) отражает прочность конструкции ВП; распределение суммарных деформаций отражает жесткость конструкции ВП. Кроме того, на данном этапе поля распределения напряжений и деформаций преобразуются в необходимые графические зависимости, либо сводные таблицы. Для этого введена схема замеров напряжений и деформаций, аналогичная схеме в эксперименте, проведенном специалистами УТЗ в 1963 г.

При анализе полученных результатов выявлены зоны максимальных напряжений и деформаций, а также рассмотрены следующие способы повышения жесткости и прочности ВП без существенного увеличения массы: блокирование деформаций введением поперечных и диагональных связей (стержней); применение эллиптических, сводчатых, сферических форм деталей; усиление мест заделки и участков перехода от одного сечения к другому.

После анализа полученных результатов и оценки возможности применения представленных способов повышения прочности и жесткости принимались решения об изменении конструкции (изменялась твердотельная модель патрубка и расчет проводился заново в полном объеме) или об утверждении конструкции.

Для верификации представленной методики принято решение выполнить расчеты на прочность и жесткость ВП турбин серии Т-100 и сравнить полученные результаты с данными модельного эксперимента. Расчеты проводились для следующих вариантов патрубка турбин серии Т-100: ВП турбин серии Т-100, выпускаемый до 1971 г. (с наружным оребрением верхней половины патрубка); ВП турбин серии Т-100, выпускаемый после 1971 г. (без наружного оребрения верхней половины патрубка); ВП турбин серии Т-100 выпускаемый после 1971 г. без направляющего ребра в верхней половине (проект модернизации, представленный в главе 2). Результаты расчетов представлены на рисунке 7.

Результаты расчета МКЭ хорошо согласуются с результатами модельного эксперимента. Разницу в полученных значениях напряжений и деформаций можно объяснить погрешностью замеров в ходе натурного эксперимента и неточностью при сопоставлении координат замеров в ходе расчета и эксперимента.

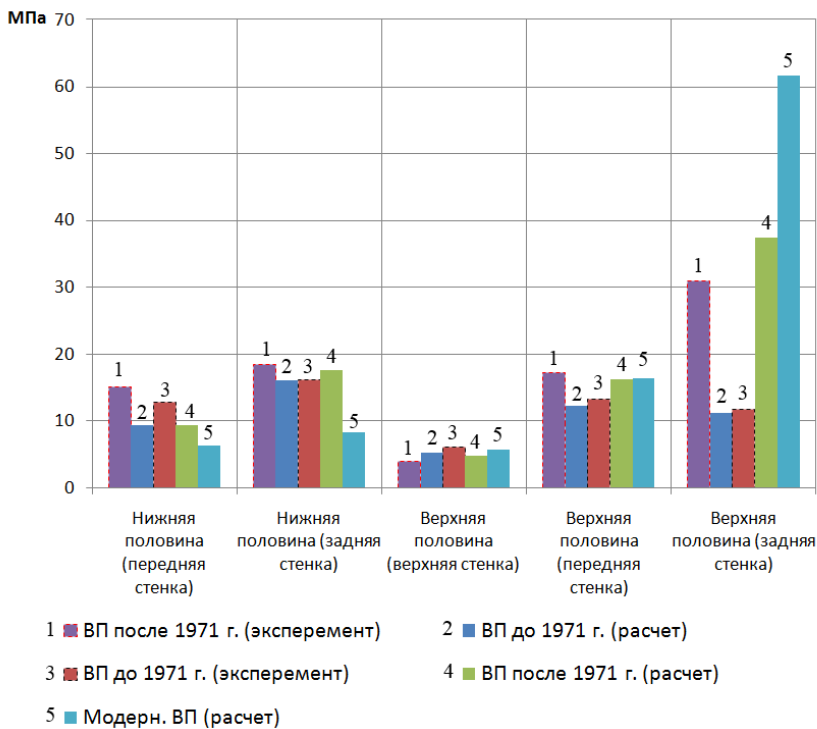


Рисунок 7 – Распределение средних эквивалентных напряжений (по Мизесу) в различных вариантах ВП турбин серии Т-100

напряжений в нижней половине — средний уровень напряжений уменьшается в 2-3 раза. Прочность конструкции ВП всех рассматриваемых вариантов достаточна, так как полученные напряжения дают по отношению к пределу текучести многократные запасы по прочности. Этот вывод подтверждает многолетняя успешная эксплуатация рассматриваемых турбин.

В *четвертой главе* представлены результаты разработки и исследования нового выхлопного патрубка для турбины Т-125/150-12,8.

В настоящее время УТЗ разрабатывает новую турбину серии Т-100, предназначенную для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. Основанием для разработки конструкции турбины Т-125/150-12,8 является необходимость использовать ее не только при новом строительстве, но и при замене устаревших, отработавших свой паркочный ресурс турбин серии Т-100.

Турбина Т-125/150-12,8 — более совершенная турбина, которая может быть установлена на старом фундаменте и в границах старой ячейки турбоустановки существующего машинного зала, а также при модернизации старых турбин путем последовательной замены в ней цилиндров комплектно с размещаемыми в них проточными частями с улучшенными технико-экономическими и эксплуатационными характеристиками.

По результатам расчета ВП турбин серии Т-100, в конструкции ВП турбины Т-125/150-12,8 решено реализовать следующие технические решения:

- исключить наружное оребрение нижней половины;

Кроме того, анализ результатов расчета позволил подтвердить возможность реализации проекта модернизации ВП турбин серии Т-100, связанной с удалением направляющих ребер в верхней половине. В результате удаления направляющих ребер напряжения на задней стенке вырастают в 2 раза, коэффициент запаса прочности по пределу текучести на задней стенке уменьшается с 7,2 до 3,6 раз, но при этом происходит перераспределение

- для получения равнопрочной торцевой стенки, практически не подверженной деформациям, придать эллиптическую форму задней торцевой стенке верхней половины патрубка. Данное решение позволяет значительно упростить технологическую цепочку изготовления ВП, т.к. эллиптическая торцевая стенка может быть сформирована путем резки единого штампованного эллиптического днища;

- для уменьшения аэродинамического сопротивления в потоке пара, выполнить систему жесткости в виде внутренней системы стяжек (стержней) вместо системы ребер. На основании этого в проточной части разрабатываемого ВП реализована развитая стержневая система в его верхней и средней частях. Направляющие ребра установлены только в нижней части нижней половины патрубка. При этом количество ребер и каналов ими образованных в нижней половине сведено к минимуму.

- для выполнения сразу двух функций: обеспечения необходимой жесткости и при этом дробления вихревых течений, образующихся в верхней половине ВП, а

также выравнивания поля скоростей в ВП организовать специальную реберную систему. Направляющие продольные и поперечные ребра сведены к минимуму и располагаются в нижней половине ВП, создавая минимальное загромождение его проточной части.

Стержневая система ВП организована следующим образом: в нижней половине располагаются шесть радиально расходящихся от корпуса подшипника стержней. Стержни выполняют функцию опирания корпуса подшипника на корпус ВП. Жесткость горизонтальному разьему придают четыре стержня, соединяющие корпус подшипника и горизонтальный разъем. В зоне максимальных деформаций верхней и нижней половин ВП установлены восемь стержней (по четыре в каждой половине). Схема предложенной конструкции представлена на рисунке 8. Распределение средних эквивалентных напряжений в сравнении с различными вариантами ВП турбин серии Т-100 представлено на рисунке 9.

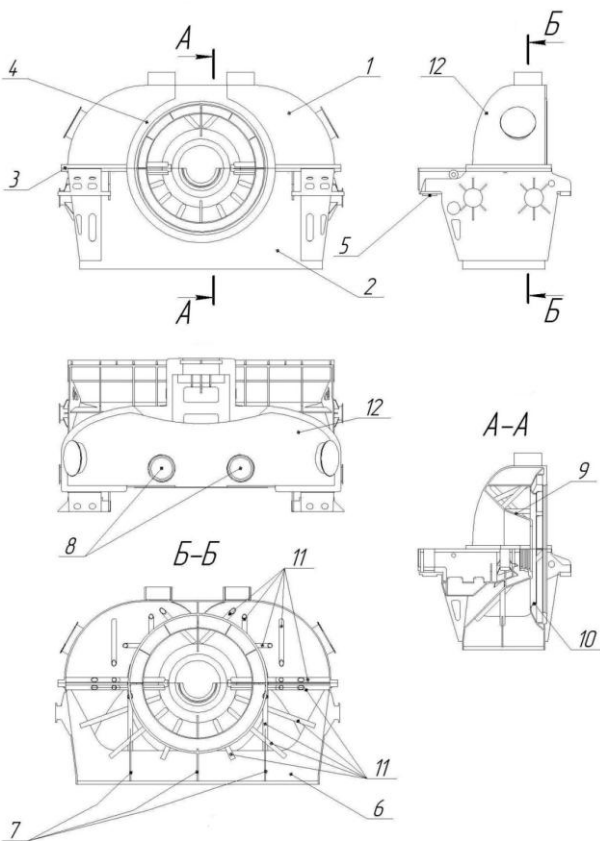


Рисунок 8 – ВП ЦНД турбины Т-125/150-12,8:
 1 — верхняя половина; 2 — нижняя половина;
 3 — горизонтальный разъем; 4 — фланец вертикального разьема; 5 — опорный пояс; 6 — поперечное ребро; 7 — продольные ребра;
 8 — атмосферные клапана; 9 — обтекатель;
 10 — обечайка; 11 — стержневая система;
 12 — торцевая стенка из эллиптических днищ

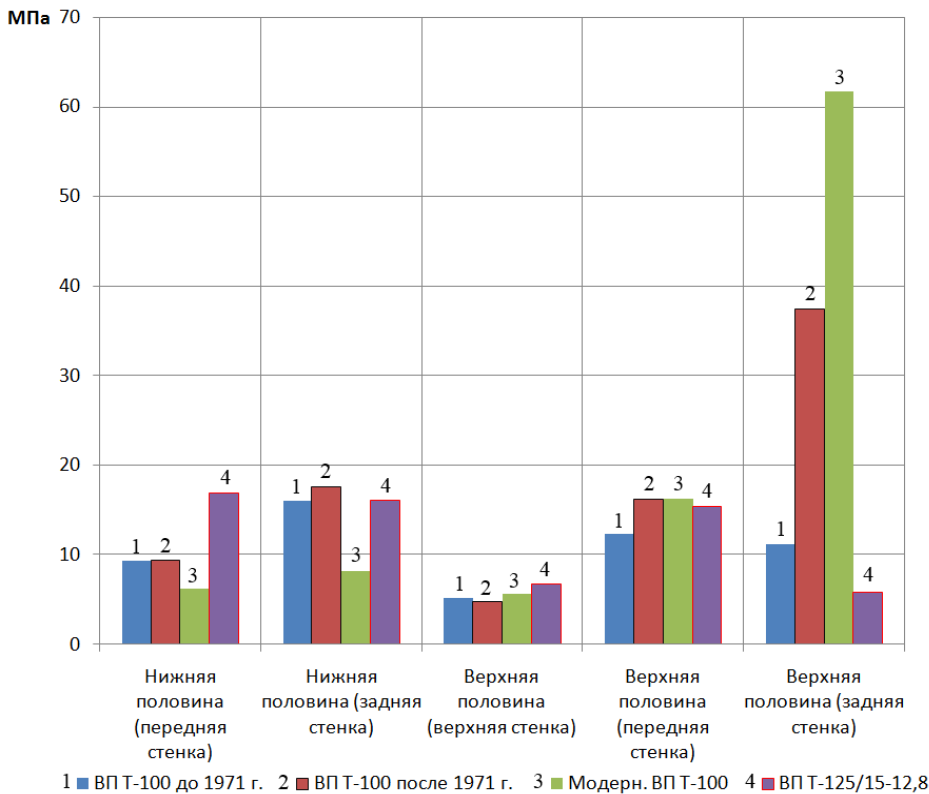


Рисунок 9 – Распределение средних эквивалентных напряжений (по Мизесу) в различных вариантах ВП турбин серии Т-100 и ВП Т-125/150-12,8

половины, на которой располагаются атмосферные клапана. Применение эллиптических днищ в верхней половине патрубка позволило снизить средний уровень напряжений в 10,6 раз (с 61,7 МПа до 5,8 МПа) (см. рисунке 9 – «Верхняя половина (задняя стенка»)).

Предложенные конструктивные решения позволяют получить снижение металлоемкости на 20% (ВП турбин серии Т-100 весит 40 тонн, ВП турбины Т-125/150-12,8 весит 32 тонны). Поскольку ВП ЦНД представляет собой сложную сварную конструкцию, состоящую преимущественно из листового проката, снижение металлоемкости пропорционально позволит снизить трудоемкость изготовления патрубка (уменьшение количества разметки, резки, гибки и последующей сварки листового металла). При этом применительно к ВП турбины Т-125/150-12,8 выполняются все условия для его надежной эксплуатации (обеспечивается необходимая прочность и жесткость).

Газодинамический расчет ВП турбины Т-125/150-12,8 выполнялся аналогично расчету ВП турбин серии Т-100, представленному в главе 2. Вновь разработанный ВП турбины Т-125/150-12,8 работает с восстановлением давления во всем диапазоне рассмотренных режимов. Коэффициент полных потерь ВП на конденсационном режиме с выработкой максимальной мощности составил $\xi_{\text{п}}=0,77$, что на 35% меньше аналогичного коэффициента для турбин серии Т-100. Среднее снижение

Анализ результатов расчета показал, что для ВП турбины Т-125/150-12,8 характерно более равномерное распределение напряжений по сравнению с ВП турбин серии Т-100. Средние напряжения в верхней и нижней половинах находятся в диапазоне 5...20 МПа, что обеспечивает десятикратный запас по прочности. Как и в ВП турбин серии Т-100, самым ненагруженным участком патрубка является верхняя стенка верхней

коэффициента полных потерь по сравнению с ВП турбин серии Т-100 составило от 30 до 40% в зависимости от рассматриваемого режима. Таким образом, вновь разработанный ВП турбины Т-125/150-12,8 значительно превосходит базовый вариант патрубков (турбин серии Т-100).

В *пятой главе* представлены результаты технико-экономического обоснования необходимости повышения эффективности выхлопных патрубков теплофикационных турбин. Анализ коэффициентов рабочего времени отопительных отборов относительно общего времени работы, по данным опросных листов электрических станций за последние 5 лет, показал, что турбины серии Т-100 и Т-250 в среднем работают на конденсационных режимах 52% и 43% соответственно от общего календарного времени. Кроме того, заметна ежегодная динамика к уменьшению времени работы на теплофикационных режимах. Аналогичная тенденция прослеживается для всех теплофикационных турбин. Это, по нашему мнению, связано с падением спроса на тепловую энергию ввиду снижения объемов производства, повышения энергоэффективности существующих промышленных предприятий и ряда других факторов.

В среднем 15% турбин серии Т-100 и 13% турбин серии Т-250 проходят ежегодно капитальный ремонт со средней продолжительностью 1900 часов и 2400 часов соответственно. Таким образом, суммарная средняя продолжительность работы всех турбин серии Т-100 на конденсационных режимах с существенным расходом пара в ЧНД составляет более 800 тысяч часов в год, для турбин Т-250 — более 80 тысяч часов в год. Учитывая вышесказанное, вопрос модернизации ВП теплофикационных турбин является не менее актуальным, чем вопрос модернизации ВП конденсационных турбин.

Результаты технико-экономического расчета повышения эффективности выхлопных патрубков показали, что максимально возможная величина изменения $\Delta \xi_{\text{п}}$ находится в диапазоне от 0,4 до 0,9 и является индивидуальной для каждого типоразмера патрубка. Прирост мощности при уменьшении $\xi_{\text{п}}$ на 0,1, посчитанный по формуле (3), для теплофикационных турбин УТЗ в среднем составляет 350 кВт.

$$\Delta N = G(\Delta h_{\text{исх}} - \Delta h_{\text{мод}})\eta = G \frac{C_2^2}{2} (\xi_{\text{п исх}} - \xi_{\text{п мод}})\eta, \quad (3)$$

где G — расход влажного пара через последнюю ступень; η — относительный внутренний КПД последней ступени с учетом влажности; C_2 — абсолютная скорость на выходе из ступени.

Удаление двух направляющих ребер в ВП турбины Т-100/120-130-3 дает возможность получить дополнительный прирост мощности 250 кВт. Экономия топлива в результате модернизации ВП составляет 180 т у.т./г. Суммарная экономия составит более 0,5 млн. руб. в год для одной турбины (при стоимости тонны условного топлива 3000 руб.). Комплектная модернизация ВП турбины Т-250/300-240-3 поз-

воляет получить прирост мощности 2,1 МВт. Экономия топлива при этом составляет 1576 т у.т./г. Суммарная экономия составит более 5,0 млн. руб. в год для одной турбины. Модернизация ВП турбин серии Т-100, связанная с заменой существующего ВП на ВП турбины Т-125/150-12,8, позволяет получить прирост мощности 1,0 МВт. Экономия топлива при этом составляет 930 т у.т./г. Суммарная экономия составит более 2,8 млн. руб. в год для одной турбины.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. На основании выполненного комплекса исследований определены наиболее целесообразные направления повышения эффективности работы выхлопных патрубков ЦНД, а именно: организация осерадиального диффузора; установка внешнего обвода диффузора с отрицательной перекрышей; удаление или подрезка направляющих лопаток и ребер; замена ребер круглыми стяжками; организация дополнительных окон в ребрах; прорезка каналов в торцевой стенке, обеспечивающих сброс влажного пара из верхней части ВП в нижнюю часть ВП; установка экрана на пути влажного пара; установка на горизонтальном разъеме спрямляющей решетки.

2. В программном комплексе ANSYS выполнено численное моделирование течения влажного пара в выхлопном патрубке турбин серии Т-100. Расчетная область включала в себя только проточную часть ВП. На основе расчетных исследований на математических моделях получена количественная и качественная оценка работы ВП. Погрешность расчета составила от 3 до 8%. Коэффициент полных потерь ВП турбин серии Т-100 на режиме 100%G составил $\xi_{п}=1,19$.

В результате численного моделирования разработан и исследован вариант модернизации ВП турбин серии Т-100 с удалением двух направляющих ребер в верхней половине патрубка; демонтаж ребер позволяет снизить коэффициент полных потерь $\xi_{п}$ на 11% ($\xi_{п \text{ исх}}=1,19$; $\xi_{п \text{ мод}}=1,07$).

Показано, что удаление двух направляющих ребер в ВП турбины Т-100/120-130-3 дает возможность получить дополнительный прирост мощности 250 кВт. Экономия топлива в результате модернизации ВП составляет 180 т у.т./г. Суммарная экономия составит более 0,5 млн. руб в год для одной турбины.

3. В программном комплексе MTFSoft выполнено численное моделирование течения влажного пара в выхлопном патрубке турбин серии Т-250. Расчетная область дополнительно включала в себя последнюю ступень турбины и камеру влагоудаления. Погрешность расчета составила 2%. Коэффициент полных потерь ВП турбин серии Т-250 на режиме 100%G составил $\xi_{п}=1,52$.

На основании выполненных исследований модернизация исходного ВП турбин серии Т-250 проводилась в направлениях увеличения внутреннего объема сборной камеры, замены реберной силовой системы на стержневую систему, перепрофилирования канала диффузора, изменения меридионального обвода камеры влагоудаления. Модернизация ВП позволила снизить коэффициент полных потерь $\xi_{п}$ для номинального режима на 29% ($\xi_{п \text{ исх}}=1,52$; $\xi_{п \text{ мод}}=1,08$), коэффициент неравномерности выхлопа ω — на 26%.

Установлено, что комплектная модернизация ВП турбины Т-250/300-240-3 позволяет получить прирост мощности 2,1 МВт. Экономия топлива при этом составляет 1576 т у.т./г. Суммарная экономия составит более 5,0 млн. руб в год.

4. Разработана и верифицирована методика численного расчета на прочность и жесткость ВП ЦНД с помощью метода конечных элементов. Расчеты по разработанной методике позволили подтвердить возможность реализации предложенного проекта модернизации ВП турбин серии Т-100, связанной с удалением направляющих ребер в верхней половине. В результате удаления направляющих ребер напряжения на задней стенке увеличиваются в 2 раза, коэффициент запаса прочности по пределу текучести на задней стенке уменьшается с 7,2 до 3,6 раз, но при этом происходит перераспределение напряжений в нижней половине — средний уровень напряжений уменьшается в 2-3 раза.

5. Разработана и исследована равнопрочная, удовлетворяющая условиям надежности конструкция нового ВП турбины Т-125/150-12,8. Определено влияние предложенных технических решений на надежность и эффективность работы ВП. Для нового ВП турбины Т-125/150-12,8 характерно более равномерное распределение напряжений, по сравнению с ВП турбин серии Т-100. Средние напряжения в верхней и нижней половинах находятся в диапазоне 5...20 МПа, что обеспечивает десятикратный запас по прочности. Применение эллиптических днищ в верхней половине патрубка позволило снизить средний уровень напряжений в 10,6 раз (с 61,7 МПа до 5,8 МПа). Предложенные конструктивные решения позволяют получить снижение металлоемкости и трудоемкости на 20%.

6. Разработан новый ВП турбины Т-125/150-12,8 который позволяет восстанавливать давление во всем диапазоне рассмотренных режимов. Коэффициент полных потерь ВП на конденсационном режиме с выработкой максимальной мощности составил $\xi_p=0,77$, что на 35% меньше аналогичного коэффициента для турбин серии Т-100. Среднее снижение коэффициента полных потерь по сравнению с ВП турбин серии Т-100 составило от 30 до 40% в зависимости от рассматриваемого режима.

7. Показано, что в случае модернизации ВП турбин серии Т-100/120-130-3, с заменой существующего ВП на ВП турбины Т-125/150-12,8 возможно получить прирост мощности 1,0 МВт. Экономия топлива при этом составляет 930 т у.т./г. Суммарная экономия составит более 2,8 млн. руб. в год для одной турбины.

Список работ, опубликованных автором по теме диссертации

Статьи в рецензируемых научных журналах и изданиях, определенных ВАК:

1. Ямалтдинов А.А. Модернизация выхлопных патрубков ЧНД паровых турбин производства ЗАО "УТЗ" / Ямалтдинов А.А., Сахнин Ю.А., Рябчиков А.Ю., Евдокимов С.Ю., Сергач С.В. //Теплоэнергетика. - 2014. - №12. - С. 19-23. (0,67 п.л./0,15 п.л.)

2. Ямалтдинов А.А. Численный анализ серийной конструкции выхлопного патрубка цилиндра низкого давления теплофикационной турбины Т-250/300-23,5 /Солодов В.Г., Хандримайлов А.А., Култышев А.Ю., Степанов М.Ю. Ямалтдинов А.А.// Теплоэнергетика. - 2014. - №12. - С. 24-29. (0,67 п.л./0,15 п.л.)

3. Ямалтдинов А.А. Модернизация выхлопного патрубка цилиндра низкого давления теплофикационной турбины Т-250/300-23,5 / Солодов В.Г., Хандримайлов А.А., Култышев А.Ю., Степанов М.Ю. Ямалтдинов А.А.// Научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики». - 2015. - №1 (28) - С. 33-38. (0,67 п.л./0,15 п.л.)

4. A.A. Yamaltdinov. Strength and Rigidity Calculation Technique for Exhaust Hoods of Steam Turbines Manufactured by “UTZ” Joint Stock Company/ A.A. Yamaltdinov, A. Yu. Ryabchikov// Procedia Engineering – 2016. - №150 – P. 789-796. (0,67 п.л./0,15 п.л.)

Патенты на полезную модель:

5. Патент на полезную модель 157430 Российская федерация, МПК F01D 25/30. Выхлопной патрубков паровой турбины / Ю.А. Сахнин, А.Ю. Култышев, А.А. Ямалтдинов; заявитель и патентообладатель закрытое акционерное общество «Уральский турбинный завод». – № 2015111034/02; заявл. 26.03.2015; опубл. 10.12.2015, Бюл. 34. – 2 с. (0,56 п.л./0,20 п.л.)

Материалы конференций:

6. Ямалтдинов А.А. Расчет на прочность и жесткость выхлопного патрубка турбины Т-125/150-12,8 ЗАО "УТЗ" / Ямалтдинов А.А., Рябчиков А.Ю., Сахнин Ю.А. // Международный научно-исследовательский журнал №10 (29). Сборник по результатам XXXII заочной научной конференции Research Journal of International Studies. Екатеринбург, 2014. - С. 87-92. (0,06 п.л./0,03 п.л.)

7. Ямалтдинов А.А. Построение математической модели выхлопного патрубка теплофикационной турбины / Ямалтдинов А.А., Рябчиков А.Ю. // Энергетики и металлургии настоящему и будущему России: Материалы 14-й Всерос. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и специалистов. Магнитогорск, 2013. – С.84-86. (0,25 п.л./0,20 п.л.)

8. Ямалтдинов А.А., Рябчиков А.Ю. Моделирование выхлопного патрубка турбины Т-100/120-130 ЗАО "УТЗ" / Ямалтдинов А.А., Рябчиков А.Ю. // Теплофизика и энергетика. «VIII Всероссийский семинар Вузов по теплофизике и энергетике». Екатеринбург, 12-14 ноября 2013 г. Сборник тезисов докладов. Екатеринбург, 2013. – С.184. (0,06 п.л./0,03 п.л.)

9. Ямалтдинов А.А. Расчет на прочность и жесткость выхлопных патрубков паровых турбин / Ямалтдинов А.А., Рябчиков А.Ю. // Энергетика: Эффективность, надежность, безопасность: материалы XX Всероссийской научно-технической конференции. Томск, 2014. - С. 278-282. (0,33 п.л./0,20 п.л.)

10. Ямалтдинов А.А. Модернизация выхлопных патрубков паровых турбин / Ямалтдинов А.А., Рябчиков А.Ю. // Теплоэнергетика. Энергия-2015. Десятая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых, 21-23 апреля 2015 г., г. Иваново: материалы конференции в 7 томах. – Иваново: ИГЭУ, 2015. – Т.1 - С. 187-189. (0,16 п.л./0,10 п.л.)

11. Ямалтдинов А.А., Степанов М.Ю., Култышев А.Ю. Аэродинамическое совершенствование выхлопного патрубка турбины Т-250/300-240 / Ямалтдинов А.А., Степанов М.Ю., Култышев А.Ю. // IX Семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике: сборник материалов докладов в 4 томах. - Казань: 2015 - Т.1. - С. 327-339. (0,11 п.л./0,06 п.л.)

Подписано в печать __. __. 2016г.

Усл. печ. л. 1,3

Уч.-изд. л. 1,0

Тираж 100

Заказ ____

Ризография НИЧ УрФУ

620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19