

На правах рукописи



ГАЕВ ВАЛЕРИЙ ДМИТРИЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА И МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ДЛЯ
ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ФУНКЦИОНАЛЬНОСТИ
ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Специальность 05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Санкт-Петербург
2018

Работа выполнена в ПАО «Силловые машины» («Ленинградский Металлический завод»), г. Санкт-Петербург

Научный консультант: доктор физико-математических наук, профессор, член-корреспондент РАН, **Петреня Юрий Кирилович**, Генеральный директор ПАО «Силловые машины»

Официальные оппоненты: **Бродов Юрий Миронович** - доктор технических наук, профессор, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели»

Мильман Олег Ошеревич - доктор технических наук, Закрытое акционерное общество Научно-производственное внедренческое предприятие «Турбокон», г. Калуга, директор по науке

Радин Юрий Анатольевич - доктор технических наук, Открытое акционерное общество «Всероссийский дважды ордена трудового красного знамени теплотехнический научно-исследовательский институт», г. Москва, директор по научной работе (общественное направление)

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский Государственный технический университет»

Защита диссертации состоится «29» мая 2018 года в 16-00 ч. на заседании диссертационного совета Д 212.229.06 ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29, Главное здание, ауд. 118

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке ФГАОУ ВО СПбПУ Петра Великого на сайте <http://www.spbstu.ru>

Автореферат разослан « ____ » _____ 2018г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.229.06,
к.т.н., доцент

В.А.Талалов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

Технический уровень и надежность паровых турбин и их элементов в решающей мере формируются уже на ранних стадиях их проектирования. При этом современные турбостроительные фирмы (Сименс, Альстом, Мицубиси и др.) стремятся к широкому использованию современных достижений гидро-аэродинамики, теории, динамики и прочности машин, материаловедения, теории автоматического регулирования и т.п. для обеспечения конкурентоспособности выпускаемого оборудования.

Проектирование турбоустановки и проточных частей паровых турбин в частности является сложной многоуровневой задачей. При этом на всех этапах проектирования необходимо располагать методами, позволяющими в той или иной степени решать оптимизационные задачи, используя разнообразный математический аппарат. При решении многоуровневых задач исключительно важную роль играет информационная согласованность между уровнями, которая зачастую отсутствует. Для реализации такого подхода необходимо располагать серией алгоритмов и программ решения задач проектирования, обеспечивающих надежные данные на различных уровнях детализации конструкции. Совмещение задач расчета и конструирования на основе совершенствования математических моделей физических явлений и конструктивных форм является особенно актуальным при создании общей системы машинного проектирования. При этом уделяется особое внимание разработке современных направлений создания и модернизации рассматриваемого оборудования для обеспечения эффективного использования его на электростанциях.

Цель работы: Разработка современных направлений и рекомендаций создания и модернизации проточных частей паровых турбин на основе использования обобщенного комплекса теоретических и экспериментальных исследований в сочетании с разработанными методами, программами для ЭВМ и конструктивными элементами, обеспечивающими высокие технико-экономические показатели паротурбинных установок, соответствующие современному мировому уровню.

Задачи исследования:

- разработка новых и внедрение уже существующих взаимосвязанных методов и программ расчета и проектирования проточных частей многоступенчатых паровых турбин мощностью до 1500 МВт и более на разных уровнях детализации проекта для современной энергетики;

- разработка математической модели и метода оптимизации при проектировании проточных частей паровых турбин, позволяющих использовать различный уровень унификации и модернизации отдельных элементов, а также проводить сравнительный анализ эффективности проточных частей различного конструктивного исполнения;

- разработка математической модели описания физических процессов и явлений, имеющих место в проточной части, на основе обобщения экспериментальных данных и создание единых методик оценки потерь и коэффициентов расхода в турбинной ступени для использования их на всех этапах при проектировании и оптимизации паровых турбин во всем диапазоне параметров пара, используемых в современной энергетике;

- расчетное исследование характеристик проточных частей по разработанному комплексу прикладных программ для выявления резервов повышения их экономичности;

- разработка комплексного подхода модернизации паровых турбин, который обеспечивает повышение экономичности (на 3-5% и более), повышение мощности (на 10% и более) и расширение функциональных возможностей существующего оборудования за счет новых решений;

- разработка и внедрение в проточных частях многоступенчатых паровых турбин различной мощности и назначения конструктивных элементов (3D-проектирование профилей лопаточного аппарата, оптимизация числа ступеней, применение реактивного облопачивания, выбор уплотнений, включая сотовые, оптимизация схемы протечек и др.), обеспечивающих высокую экономичность и надежность турбоагрегата;

- совершенствование способов проведения и обработки экспериментальных данных тепловых приемосдаточных испытаний паротурбинного оборудования как особо важного элемента в общем процессе создания конкурентоспособного оборудования.

Научная новизна работы состоит в том, что обобщенный в диссертации комплекс научных основ теоретических и экспериментальных исследований в сочетании с разработанными алгоритмами и программами для ЭВМ позволяют эффективно решать крупную народнохозяйственную задачу: совершенствование существующих и создание новых паровых турбин, обладающих высокими показателями экономичности и расширенными функциональными возможностями при техническом перевооружении электростанций.

Научная новизна получена за счет того, что в диссертации:

- впервые предложена зависимость для к.п.д. многоступенчатой проточной части, устанавливающая связь между кинематическими (углы потока), геометрическими (диаметры и высоты, число ступеней и др.), термодинамическими (перепад энтальпий) параметрами потока и частотой вращения ротора, которая позволяет выявить основные факторы, влияющие на эффективность работы паровой турбины;

- на основе обобщения экспериментальных данных, созданы и внедрены в практику новые единые методики оценки потерь и коэффициентов расхода, с учетом влияния конструктивных и режимных параметров, обеспечивающих достоверность расчетных характеристик проточной части;

- разработаны и внедрены в практику новые взаимосвязанные алгоритмы и программы для ЭВМ расчета и оптимизации проточных частей многоступенчатых паровых турбин в одномерной и двухмерной постановке во всем диапазоне применяемых в энергетике параметров пара и мощности, обладающие высокой степенью достоверности при практическом решении широкого круга задач проектирования новых и модернизации турбоагрегатов;

- получены новые результаты расчетного исследования по влиянию числа ступеней на выбор степени реактивности. На основе расчетных исследований установлено, что при одном и том же перепаде энтальпий на отсек для малого количества ступеней оптимальной конструкцией являются ступени активного типа, а при увеличении числа ступеней наиболее оптимальными являются варианты проточной части реактивного типа;

- на основе анализа результатов расчетного исследования установлено, что для проточных частей, у которых выбор геометрических параметров от-

дельных ступеней не лимитирован, характер изменения корневого диаметра мало влияет на эффективность оптимальной проточной части;

- на основе расчетно-теоретического исследования установлено, что изменение эффективности последних ступеней за счет потерь с выходной скоростью определяется не только величиной выходной площади из рабочих лопаток, но и конструктивным профилем, за счет которого эта площадь получена. Впервые показано, что существует некоторая длина рабочей лопатки последней ступени, когда дальнейшее увеличение ее высоты не приводит к снижению выходной скорости из последней ступени;

- разработаны и реализованы паровых турбинах ЛМЗ оригинальные, защищенные патентами, конструкции элементов ступеней и уплотнений, обеспечивающих высокие технико-экономические показатели турбоустановок;

- предложен и реализован на практике новый комплексный подход при модернизации паровых турбин, который обеспечивает гибкость относительно возможностей каждого конкретного объекта, технического состояния действующего оборудования и отдельных его элементов и позволяет решать задачи повышения экономичности (до 3-5%), мощности (до 10%), расширение функциональных возможностей существующего оборудования, повышение эксплуатационных качеств и др. при минимальных затратах при реализации проекта за счет применения прогрессивных технических решений;

- впервые предложена и внедрена в практику двухцилиндровая концепция конструктивного профиля паровых турбин для работы в составе утилизационных парогазовых установок с ГТУ различного типа и мощности с петлевой конструкцией ЦВД и подачей вторичного пара в проточную часть между ступенями среднего давления и двухпоточным ЦНД, обеспечивающая высокие эксплуатационные технико-экономические качества блока ПГУ;

- впервые получены результаты расчетного исследования проточных частей тихоходных и быстроходных турбин на основе сравнительного анализа их эффективности по единой методике, а также подтверждена техническая возможность создания экономичной и конкурентоспособной быстроходной турбины мощностью 1500 – 1600 МВт;

- предложены и реализованы на практике новые способы обработки экспериментальных данных при проведении тепловых приемосдаточных испы-

таний паротурбинного оборудования, обеспечивающих получение максимальной достоверности получаемых результатов за счет более точного определения погрешности измерений.

Практическая ценность работы заключается в том, что внедрение ее результатов в процесс проектирования проточных частей позволяет существенно повысить эффективность паровых турбин, предназначенных для технического перевооружения электростанций. Полученные обобщенные характеристики турбинных ступеней и отсеков на базе разработанных математических моделей позволяют решать практические проектно-исследовательские и оптимизационные задачи при создании современных паровых турбин мощностью до 1500 МВт и более, на докритические, сверхкритические начальные параметры пара, включая и турбины для блоков АЭС.

Достоверность и обоснованность результатов подтверждается:

- использованием преобразований исходной классической системы осредненных уравнений газо-термодинамики;
- применением в математических моделях функциональных зависимостей, полученных в натуральных или максимально приближенных к ним условиях, методик измерений и обработки опытных данных, обеспечивающих высокую точность получаемых результатов;
- широким привлечением при построении математических моделей результатов теоретических и экспериментальных исследований других авторов;
- результатами прямой экспериментальной проверки используемых расчетных методов при проведении гарантийных испытаний турбин в условиях эксплуатации на электростанции.

Реализация работы. Результаты теоретических и экспериментальных исследований и пакеты прикладных программ, предназначенные для расчета и проектирования проточных частей многоступенчатых паровых турбин, внедрены в практику ПАО «Силовые машины» (ЛМЗ).

Автор защищает основы и принципы проектирования проточных частей паровых турбин, выполненных лично автором или при его участии:

- комплекс методов, алгоритмов и программ для ЭВМ расчета и проектирования проточных частей многоступенчатых паровых турбин;

- методику оценки потерь кинетической энергии и коэффициентов расхода в турбинной ступени и проточной части паровых турбин;
- результаты расчетного исследования влияния конструктивных параметров проточной части паровых турбин (число ступеней, высоты лопаток и диаметры, частота вращения и др.) на эффективность ее работы;
- комплексный подход при модернизации паровых турбин, который обеспечивает повышение экономичности (до 3-5%), мощности (до 10%), расширение функциональных возможностей существующего оборудования, увеличение срока службы и повышение эксплуатационных качеств;
- общую концепцию конструктивного профиля паровых турбин для работы в составе утилизационных парогазовых установок с ГТУ различного типа и мощности, представляющую двухцилиндровую конструкцию с ЦВД петлевого типа имеющего подачу вторичного пара в проточную часть между ступенями и двухпоточную конструкцию ЦНД;
- результаты расчетного и экспериментального сравнительного анализа эффективности проточных частей быстроходных и тихоходных турбин мощностью 1200 МВт и выше для АЭС с реакторами ВВЭР;
- способы определения погрешности измерений при проведении и обработке экспериментальных данных приемосдаточных испытаний паротурбинного оборудования с использованием поправочных характеристик.

Личный вклад автора при получении результатов, изложенных в диссертации, заключается в непосредственном формировании концепции работы, постановке конкретных исследовательских задач, разработке алгоритмов и программ расчета проточных частей многоступенчатых паровых турбин, проведении расчетных исследований и анализе результатов этих исследований, в разработке концепции и общих принципов проектирования современных паровых турбин на основе многолетнего опыта работы в СКБ «Турбина» ПАО «Силовые машины» ЛМЗ.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на семинарах и конференциях: Научно – практическая конференция «Энергетика – экология – энергосбережение», Калуга, 2016; НТС Интер РАО, Москва, 2015; VII Международный экономический форум, Астана, 2014; Пятая международная научно-практическая конференция, Екатеринбу-

бург.- 2007; Конференция-семинар РАО ЕЭС, Москва.- 2007; Конференция в рамках ярмарки инновационных проектов для АЭС-2006 и НТП, Москва, 2007; Международной выставке-конференции «Power-Gen», Милан, 2005; Международной выставке-конференции «Russia-Power», Москва, 2005; Пятой Европейской конференции по турбомашинам, Прага, 2003; 13 международном совещании по сотрудничеству в области атомной энергетики, Москва, 2002; Всероссийском совещании «Проблемы технического перевооружения и продления ресурса турбинного оборудования электростанций», Москва, 1999; Республиканской научно-технической конференция. Готвальд. 1988.

Публикации. Материалы диссертации опубликованы в 60 печатных работах, в том числе 37 публикаций в отечественных и зарубежных журналах, включая 15 статей в журналах, рекомендованных ВАК, в 7 патентах и 1 авторском свидетельстве Российской Федерации и 15 докладах и тезисах докладов на международных и Российских конференциях и семинарах.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы.

Общий объем диссертации 280 стр. основного текста, включая 85 рисунков 9 таблиц и списка использованной литературы 210 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы основные цели исследований, научная новизна и практическая значимость полученных результатов и краткое содержание глав работы.

В первой главе представлен обзор теоретических и экспериментальных работ ВТИ, МЭИ, СПбПУ, ХПИ, ЦКТИ, ЛМЗ и других организаций, связанные с особенностями расчета и проектирования проточных частей многоступенчатых паровых турбин. Уделено особое внимание анализу эффективности существующих методов расчета, методов и способов определения потерь кинетической энергии и коэффициентов расхода энергии в турбинной ступени. Отмечено, что в настоящее время не утратили актуальность одномерные методы проектирования проточных частей (рис. 1). Рассмотрены вопросы оптимального проектирования проточных частей, а также вопросы проведения тепловых испытаний оборудования паротурбинной установки. Проведен обзор перспективных направлений

обновления паротурбинного оборудования при техническом перевооружении электростанций. На основе проведенного анализа публикаций сформулированы задачи исследований.

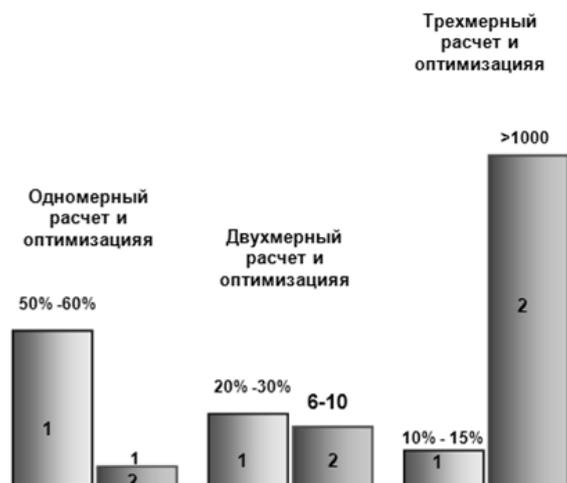


Рисунок 1. Эффект и ресурсоемкость этапов проектирования проточной части турбины:

- 1 – Эффект по приросту к.п.д.;
- 2 – Относительные затраты по времени

Во второй главе представлены разработанные автором алгоритмы и методики расчета для использования в общем процессе проектирования многоступенчатых паровых турбин.

Уделяется особое внимание общему процессу проектирования, который представлен как многоуровневый. Важное значение при этом отводится созданию комплекса взаимосвязанных прикладных программ для

каждого уровня проектирования, которые допускают работу с разнородными математическими моделями и обеспечивают для каждой задачи проектирования информационную связь с системами соседних уровней.

Отмечено, что выбор конструктивного профиля, геометрических и режимных параметров проточной части многоступенчатой турбины целесообразно представлять как совокупность решения двух задач – прямой и обратной и необходимо базироваться на современных термодинамических и газодинамических основах турбомашин.

Обратная задача в одномерной постановке. При разработке математической модели и алгоритма и программы расчета обратной задачи в одномерной постановке, автором был использован подход, впервые предложенный профессором Лапшиным К.Л. Для многоступенчатой турбины выражение для мощности представлено в виде:

$$N_m = \sum_{i=1}^n N_i = u_{2n}^2 \cdot \sum_{i=1}^n \left\{ G \cdot \left(\frac{d_2}{d_{2n}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\sin \beta_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot k_u^2}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} - \frac{\sin \beta_2 \cdot \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 - \beta_2)} \right) \right\}_i \quad (1)$$

где N_i – мощность i -й ступени; n – число ступеней.

Данное уравнение формулирует в общем виде модификацию математической модели одномерной обратной задачи, которая предусматривает определение диаметров и высот лопаток в проточной части по заданному набору известных параметров. Основное достоинство такого подхода заключается в том, что удается полностью формализовать проектировочный газодинамический расчет многоступенчатой турбины.

Прямая задача в одномерной постановке. Для проточной части известной геометрии (прямая задача) в диссертации представлена методика, алгоритм и программа расчета в одномерной постановке, которые ставят своей целью определение параметров потока в характерных сечениях как отдельных ступеней и отсеков, так и всей проточной части многоступенчатой, многоцилиндровой паровой турбины с учетом наличия промежуточного перегрева и промежуточной сепарации.

Важное значение при разработке алгоритма и программы уделено тому, что данная методика предусматривает расчет распределения термогазодинамических параметров вдоль радиуса на выходе из лопаточного аппарата. Для этого решается упрощенное уравнение радиального равновесия в осевом зазоре:

$$c_1(r) = c_{1cp} \cdot \exp\left(-\int_{r_{cp}}^r (\cos^2 \alpha_1 / r_1 \cdot dr)\right). \quad (2)$$

Достоверность результатов расчета обеспечивается учетом внутренних потерь с помощью коэффициентов скорости φ и ψ , которые рассчитываются на каждом шаге итераций. Дополнительные потери вводятся «скачком» за ступенью: $\eta_{cm} = \eta_u - \Delta\eta_{дон}$. В разработанной математической модели и методе определения характеристик ступеней и проточной части в целом, широко используются экспериментальные данные и обобщенные характеристики отдельных элементов проточной части (профили, лопатки, уплотнения и др.), полученные на модельных экспериментальных установках и натуральных турбинах в условиях эксплуатации на электростанциях, как непосредственно автором, так и при обобщении обширного материала, полученного в различных организациях.

Для обеспечения надежности проводится расчет осевого усилия на ло-

патки и диски, а также определяются напряжения от центробежных сил и изгибных паровых усилий в корне рабочих лопаток и хвостовике.

Прямая и обратная задачи в двухмерной постановке. Для выбора геометрических характеристик и профилирования закрученных лопаточных венцов турбомашин в диссертации представлены математические модели и алгоритмы газодинамического расчета турбинной ступени в квазидвухмерной постановке прямой и обратной задач, полученные автором в результате преобразований исходных уравнений газотермодинамики в интегральном виде:

$$P = P' + \int_r^r \rho \cdot \left(\frac{c_u^2}{r} - c_z \left(\frac{\Delta_\varphi c_r}{\Delta z} + \frac{\Delta_\varphi c_u \cdot \text{tg} \delta}{\Delta z} \right) - \frac{c_r \cdot c_u \text{tg} \delta}{r} \right) dr, \quad (3)$$

Расчет распределения давления P вдоль радиуса (3) осуществляется совместно с уравнением неразрывности таким образом, чтобы в сечении $z = \text{const}$ проходил заданный расход G .

Целью при решении обратной задачи является подбор радиуса наружного обвода r'' для заданного расхода G и давления P' . При решении прямой двухмерной задачи выполняется подбор такого давления в корневом сечении P' , чтобы в сечении $z = \text{const}$ проходил заданный расход.

Важное значение имеет учет влияния отклонения образующих профилей в радиальном направлении на поток из-за воздействия лопаток с помощью введения дополнительных массовых сил \vec{F} в уравнения движения:

$$F_r = -F_u \cdot \text{tg} \delta$$

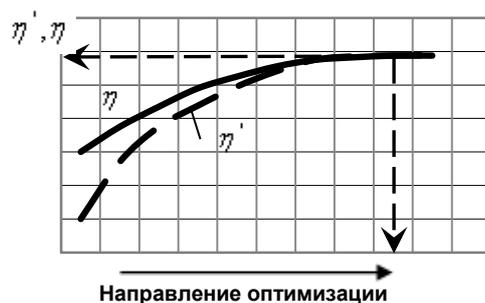


Рисунок 2. Метод оптимизации

где δ - угол наклона лопатки в радиальном направлении. Для многоступенчатой турбины расчет проводится последовательно от первой к последней ступени.

Оптимизация проточной части в одномерной постановке. Для решения задачи оптимизации проточной части в одномерной постановке важное значение имеет выбор математической модели (1), вид целевой функции $\eta' = \eta - A_{um}$, комплекс варьируемых параметров $\alpha_{1i}, \beta_{1i}, \alpha_{2i}, \beta_{2i}, \left(\frac{d_2}{d_{2n}}\right)_i, k_{ui}, n, n_p$ и диапазон их изменения. В качестве

метода оптимизации использован метод покоординатного спуска в сочетании со слепым поиском. Оптимизация параметров проводится с учетом закрутки лопаточного аппарата на основе дополнительного уравнения, характеризующего градиент степени реактивности

$$\rho_m'' = 1 - (1 - \rho_m') \cdot (d_1' / d_1'')^{2n_p}. \quad (4)$$

Исследуемая проблема оптимизации термогазодинамических и геометрических параметров проточной части проводится с обеспечением условий, удовлетворяющих не только требованиям экономичности, но и прочности технологичности, а также некоторых конструктивных особенностей, которые учитываются с помощью штрафной функции A_{um} (рис.2). Введение штрафной функции позволяет проектировать проточные части многоступенчатых турбин с практически произвольными геометрическими характеристиками.

Оптимизация проточной части в двухмерной постановке. Целью оптимизации параметров ступени вдоль радиуса является выбор рационального закона закрутки лопаточного аппарата, который при заданных граничных условиях обеспечивает максимальное значение к.п.д. Выбор математической модели (3), а также варьируемых параметров ($\alpha_{i1} = f(r), \beta_{2i} = f(r), \delta = f(r)$), позволяют использовать, модификацию метода направленного поиска оптимального варианта – метод покоординатного спуска в сочетании со слепым поиском. Учет ограничений осуществляется с помощью штрафной функции, что обеспечивает соблюдение требований для указанных конструктивных особенностей. Расчет проводится последовательно от первой к последней ступени.

Потери в проточной части. Для обеспечения достоверности результатов расчета проточных частей важное значение приобретает учет потерь кинетической энергии. Для решения указанной проблемы в диссертации предложена методика оценки потерь, полученная на основе обобщения не только имеющихся литературных данных, но и на результатах экспериментальных исследований, проведенных автором на модельных турбинных ступенях при работе в условиях, близких к натурным. Главной задачей является определение суммарного коэффициента потерь в решетке с учетом профильных и вторичных потерь, а также с учетом влияния числа M и Re :

$$\zeta = \zeta_{np} + \zeta_{em} + \Delta\zeta_{Re} + \Delta\zeta_M. \quad (5)$$

Дополнительные потери, включая потери от влажности, вводятся скачком за ступенью в виде относительного снижения к.п.д. ступени. Учитываются потери, имеющие место в многоступенчатых турбинах связанные с протечками, из-за наличия в проточной части камер, увеличенных осевых расстояний, патрубков и диффузоров, соединяющих между собой отдельные цилиндры проточной части и др.

Разработанная методика оценки потерь, как показала практика, дает вполне достоверные результаты при сопоставлении расчетных характеристик с получаемыми при эксплуатации турбин на электростанциях (рис. 16).

Коэффициенты расхода в решетках профилей. Для достоверной оценки пропускной способности в диссертации проанализированы различные варианты представления коэффициентов расхода, которые получены в разные годы Г.А.Филипповым, О.А.Поваровым, Б.М.Трояновским, Г.С.Самойловичем, Д.А. Чупиревым и др., обобщены автором и, с помощью метода Лагранжа, приведены к виду, удобному для использования их в расчетах:

$$\mu = f(p_0, y_0, \frac{p_1}{p_0^*}, \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}, (\beta_1 + \beta_2), \frac{b}{l}).$$

Трехмерное проектирование лопаток. Для трехмерного проектирования в диссертации представлена методология проектирования пера турбинной лопатки, основанная на разграничении критериев оценки на отдельные функциональные группы — надежность, аэродинамика, технология изготовления, разработанная при непосредственном участии автора и реализована в виде программного комплекса «BLADE».

На основе рассмотренных выше материалов разработан программный комплекс общего процесса проектирования проточных частей паровых турбин, структурная схема которого представлена на рис. 3. Данный комплекс является универсальным, поскольку представленная система взаимосвязанных алгоритмов обеспечивает решение задач с определением оптимальной конструкции, в том числе и при модернизации существующих паровых турбин с различным уровнем унификации их отдельных элементов и используется на ЛМЗ при проектировании паровых турбин.

В третьей главе особое внимание уделяется основным направлениям

повышения технико-экономических показателей проточных частей.



Рисунок 3. Структурная схема процесса проектирования проточных частей паровых турбин

Исследуемая задача решается на основе полученной автором математической зависимости, устанавливающей связь между кинематическими, геометрическими, термодинамическими параметрами потока и частотой вращения с к.п.д. многоступенчатой проточной части паровой турбины:

$$\eta_m = \frac{\pi \cdot n_{об}^2 \cdot F_{вых}}{3600 \cdot H_0} \cdot \left(\frac{d_{2n}}{l_{2n}}\right) \cdot \sum_{i=1}^n \left\{ \left(\frac{d_{2i}}{d_{2n}}\right)^2 \cdot \left(\frac{\sin \beta_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot k_u^2}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} - \frac{\sin \beta_2 \cdot \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 - \beta_2)} \right) \right\}_i \quad (6)$$

Исходя из уравнения (6) следует, что основными определяющими факторами, влияющими на к.п.д. многоступенчатой проточной части паровой турбины являются: профилирование лопаточного аппарата каждой из ступеней - $\alpha_{1i}, \beta_{1i}, \alpha_{2i}, \beta_{2i}$; число ступеней - n ; площадь выхлопа последней ступени - $F_{вых}$; длина рабочей лопатки последней ступени - l_{2n} ; относительная высота лопатки последней ступени - $\frac{d_{2n}}{l_{2n}}$; частота вращения - $n_{об}$ и меридианные обводы - $\frac{d_{2i}}{d_{2n}}, k_u$. H_0 - располагаемый перепад энтальпий. Расчетные исследования показали, что применение того или иного решения при проектировании

лопаточного аппарата (рис. 4) должно проводиться с учетом конструктивных особенностей самих профилей, из которых формируется лопатка.

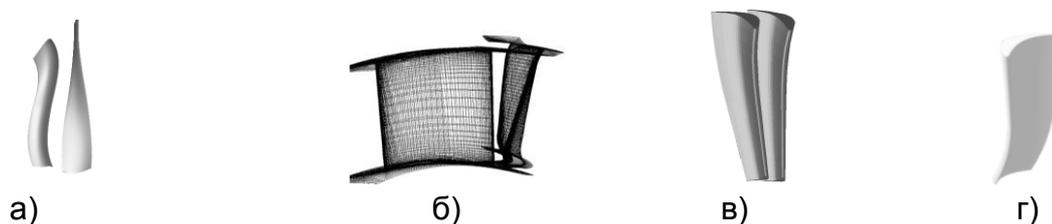


Рисунок 4. Расчетные модели пространственного профилирования лопаток

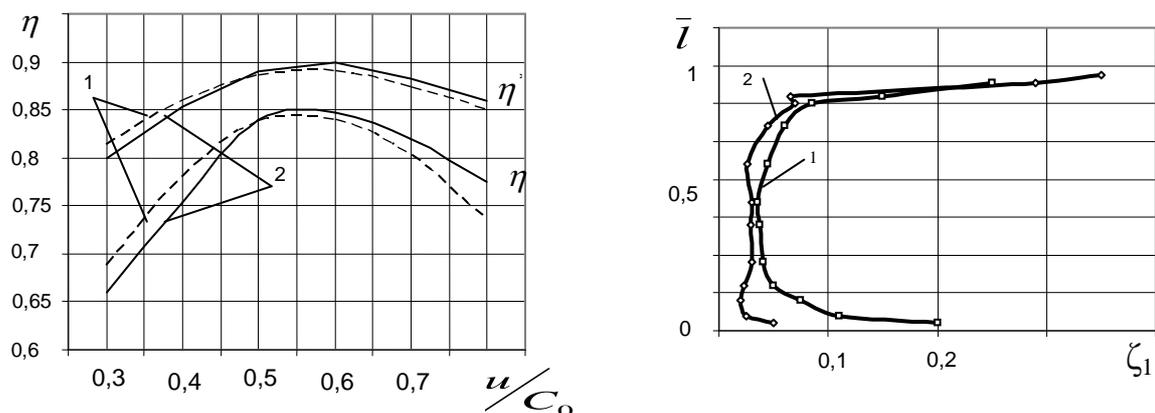


Рисунок 5. Экспериментальные исследования влияния ТННЛ на к.п.д. ступени (а) и на изменение коэффициентов потерь в НА без навала (кривая 1) и с навалом (кривая 2) при сохранении конструкции рабочей лопатки

Экспериментальные данные (рис. 5), полученные автором, показывают, что применение переменного тангенциального навала направляющих лопаток способствует снижению уровня потерь в направляющем аппарате и повышению к.п.д. ступени в целом даже при сохранении неизменной РЛ в ступени.

Выбор числа ступеней (n). Анализ результатов расчетных исследований, для оптимальных проточных частей, проектируемых на заданный перепад энтальпий и различное число ступеней показал, что из-за изменения геометрических характеристик (рис. 6, а) меняется степень реактивности ступени (рис. 6, б), потери в лопаточном аппарате (рис. 6, в), потери от протечек (рис. 6, г) и др., что приводит к изменению к.п.д. проточной части (рис. 6, д).

На основе расчетных исследований установлено, что при одном и том же перепаде для малого количества ступеней оптимальной конструкцией яв-

ляются ступени активного типа, а при увеличении числа ступеней оптимальными являются варианты проточной части реактивного типа (рис. 6).

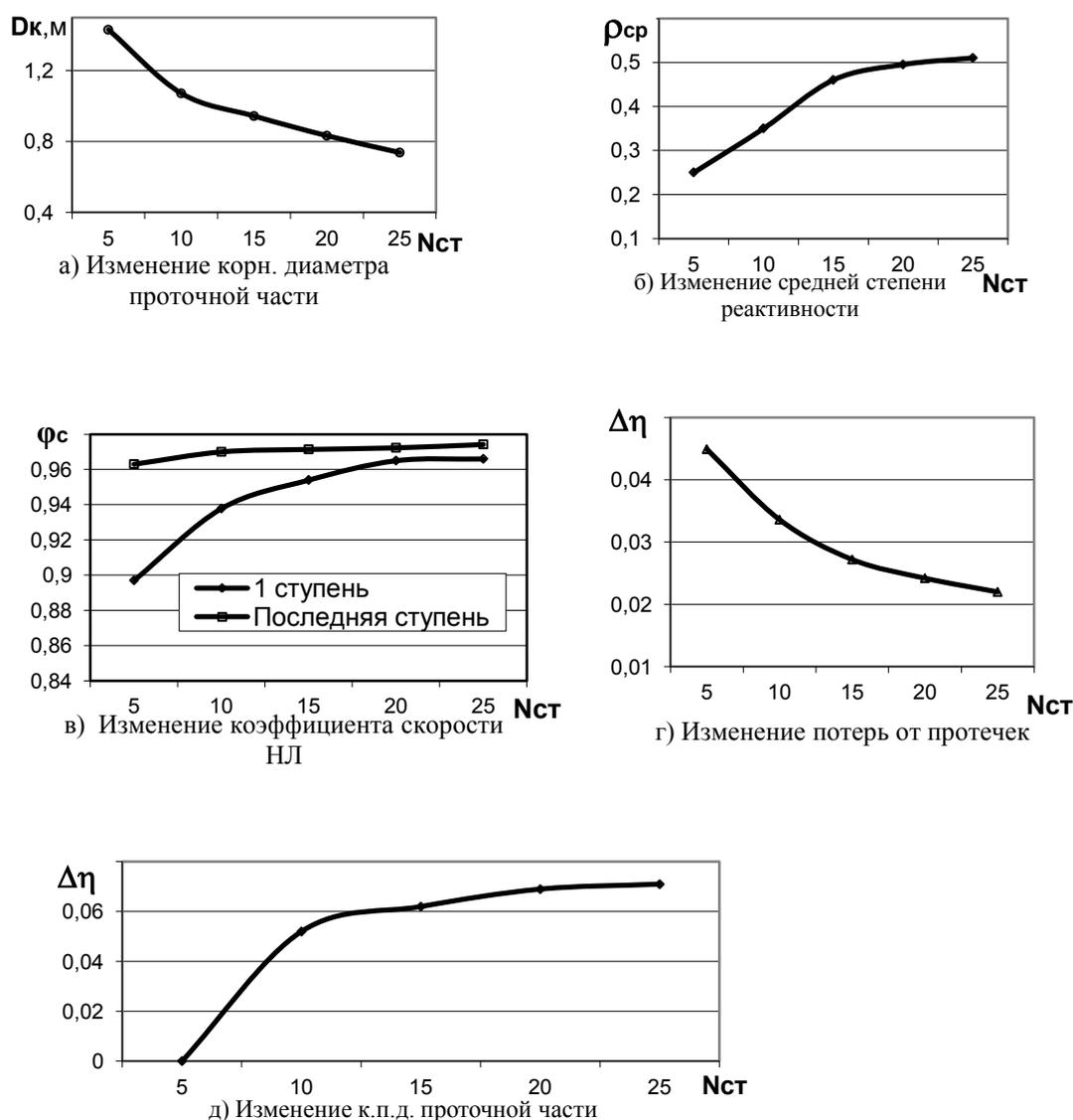


Рисунок 6. Изменение характеристик проточной части в зависимости от числа ступеней

Площадь выхлопа и длина рабочей лопатки. При проектировании проточной части важное значение отводится выбору кольцевой площади выхода потока из последней ступени, которую следует выбирать исходя из условия минимизации потерь с выходной скоростью потока при максимальном объемном расходе. В результате расчетного исследования автором получены данные по влиянию площади выхлопа последней ступени в зависимости от конструктивного профиля формирования проточной части низкого давления (за счет изменения корневого диаметра и высоты лопаток; за счет изменения

корневого диаметра при постоянной высоте лопаток; за счет изменения высоты лопаток при постоянном среднем диаметре) на эффективность ее работы. Результаты расчетных исследований характеристик последних ступеней от объемного расхода пара для минимально принятого в современном турбостроении отношения $\frac{d_2}{l_2} = 2,5$ при различных высотах лопаток показали, что для определенной частоты вращения существует некоторая длина лопатки, когда дальнейшее повышение ее высоты не приводит к уменьшению выходной скорости последней ступени (рис.7).

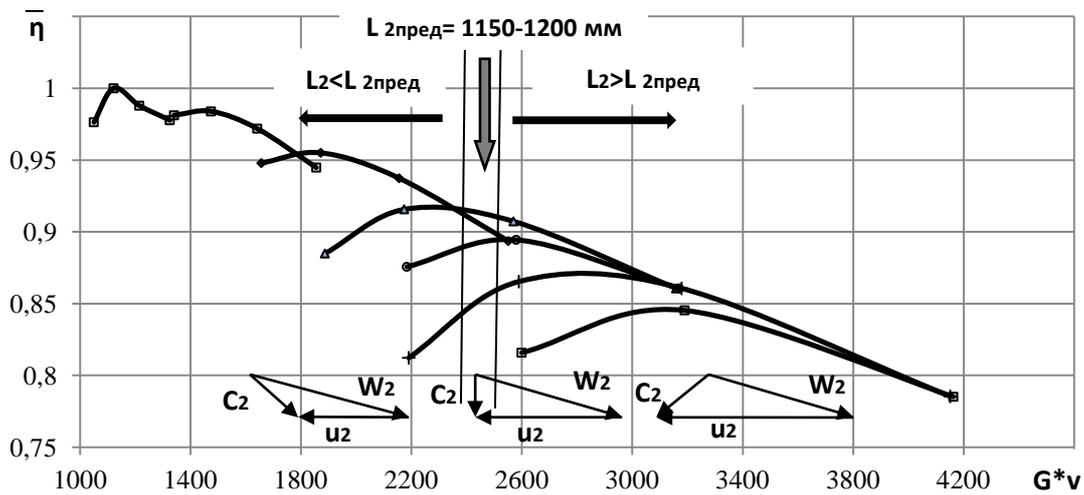


Рисунок 7. Изменение к.п.д. последних ступеней мощных паровых турбин при различной высоте лопаток для $\frac{d_2}{l_2} = 2,5$ и частоте вращения 3000 об/мин

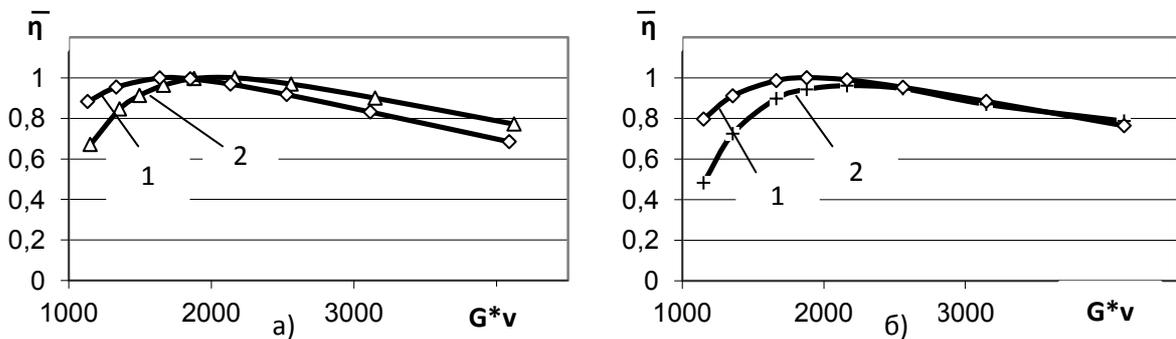


Рисунок 8. Зависимость относительного к.п.д. последних ступеней с рабочими лопатками различной длины от объемного расхода пара:

- а) $d_{2cp} = const, l_2 \leq l_{2пред}$; кривая 1 - $l_2 = l_{2_0}$; кривая 2 - $l_2 > l_{2_0}$
- б) $l_2 \geq l_{2пред}$; кривая 1 - $d_{2корн} = d_0$; кривая 2 - $d_{2корн} > d_0$

На основании расчетных исследований установлено, что для быстроходных паровых турбин предельная высота лопатки последней ступени в представленном выше понимании составляет $l_{2пред} = 1150...1200$ мм, а для тихоходных она составляет $l_{2пред} = 2200...2250$ мм.

Кроме того установлено, что повышение эффективности последних ступеней определяется не только величиной выходной площади из рабочих лопаток, но и конструктивным профилем, за счет которого эта площадь получена (рис. 8).

Выбор частоты вращения ротора ($n_{об}$). В результате обзора литературных источников установлено, что в современном энергетическом турбостроении вопрос выбора частоты вращения ротора актуален только для мощных паровых турбин АЭС.

На основании этого автором проведено расчетное исследование характеристик проточных частей тихоходных и быстроходных турбин (рис. 15) в рамках сравнительного анализа эффективности паровых турбин мощностью 1000 и 1200 МВт для АЭС (рис. 16). Установлено, что для рассматриваемого класса быстроходных и тихоходных турбин эффективность работы проточных частей практически одинакова.

Выбор меридианных обводов ($\frac{d_{2i}}{d_{2n}}, k_u$). Меридианные обводы проточной части во многом определяются характером изменения корневого диаметра. В диссертации на основе анализа результатов расчетного исследования установлено, что для проточных частей, у которых выбор геометрических параметров отдельных ступеней не лимитирован (ЦВД и ЦСД), характер изменения корневого диаметра (рис. 9,а) мало влияет на эффективность оптимальной проточной части (рис. 9,б). При этом средняя величина корневых диаметров по всем ступеням для оптимальных вариантов проточных частей

остается практически постоянной: $d_{корн}^{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n d_{\kappa}^i}{n} \approx const$. Установлено, что вы-

бор характера изменения меридианные обводы ($\frac{d_2}{d_{2n}}, k_u$) во многом определяется конструктивным исполнением проточной части, уровнем унификации

отдельных элементов и, прежде всего, применяемым лопаточным аппаратом.

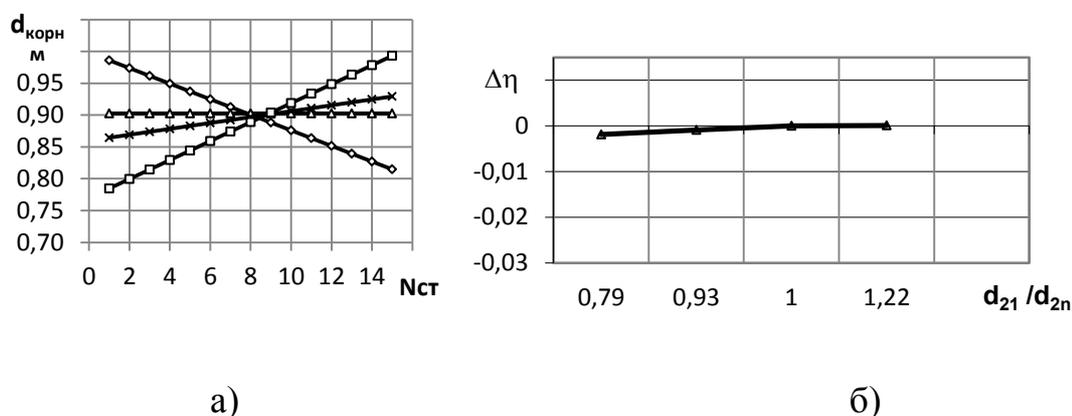


Рисунок 9. Изменение корневого диаметра вариантов проточной части (а) и изменение к.п.д. проточной части от характера изменения корневого диаметра (б)

Для отсеков ЦНД, когда лимитируются геометрические размеры последней ступени, для каждого конкретного варианта турбины может быть оптимизирован характер изменения меридианных обводов, что обеспечит не только экономичную, но и надежную работу проточной части.

Сравнение экономичности проточных частей. В современных рыночных условиях конкурентной борьбы часто встает вопрос о проведении сравнительного анализа по экономичности проточных различных производителей (заводов-изготовителей) при отсутствии в полном объеме геометрических характеристик по профилям лопаточного аппарата ($\alpha_{1i}, \beta_{1i}, \alpha_{2i}, \beta_{2i}$) для прямого расчетного сопоставления. В диссертации данная задача решается на основе методики и программы оптимизации проточных частей, рассмотренной выше, путем синтезирования недостающих исходных данных проточной части (в первую очередь углов выхода потока) с помощью ЭВМ на основе ограничений, в качестве которых выступают известные геометрические параметры. Было установлено, что для сравнительного анализа оказывается достаточным располагать только числом ступеней, величиной и характером изменения корневого диаметра, чтобы синтезировать все остальные геометрические размеры, включая выходные углы из лопаточного аппарата и провести прямое расчетное сравнение рассматриваемых вариантов.

Снижение протечек пара в проточной части паровых турбин. Анализ структуры потерь энергии в проточной части паровых турбин показыва-

ет, что существенную долю составляют потери от протечек.

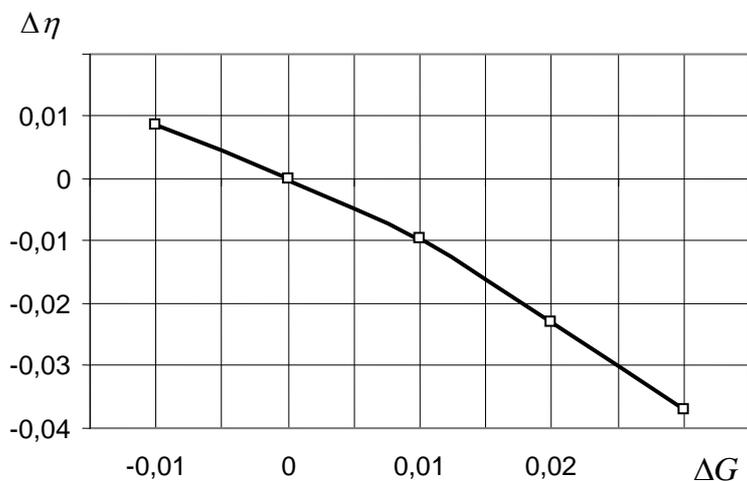


Рисунок 10. Влияние величины прикорневой протечки на к.п.д. ступени средней верности

В диссертации представлены результаты экспериментальных (рис. 10) исследований, полученных автором, по влиянию протечек на эффективность работы ступени, которые показали, что на потери оказывает влияние не только величина самой протечки, но и организация ее движения в ступени.

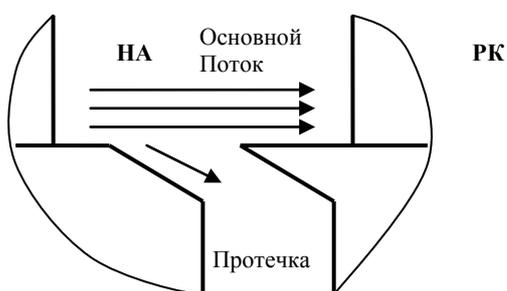
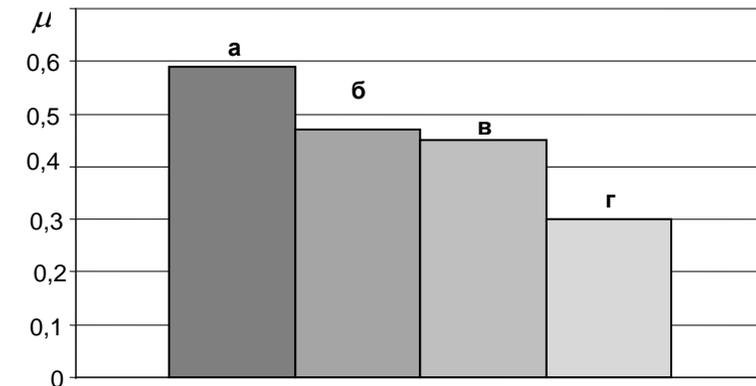
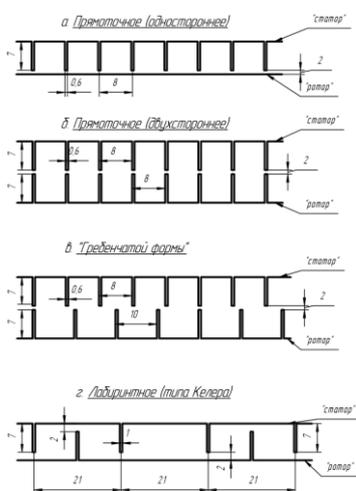


Рисунок 11. Конструкция корневого уплотнения

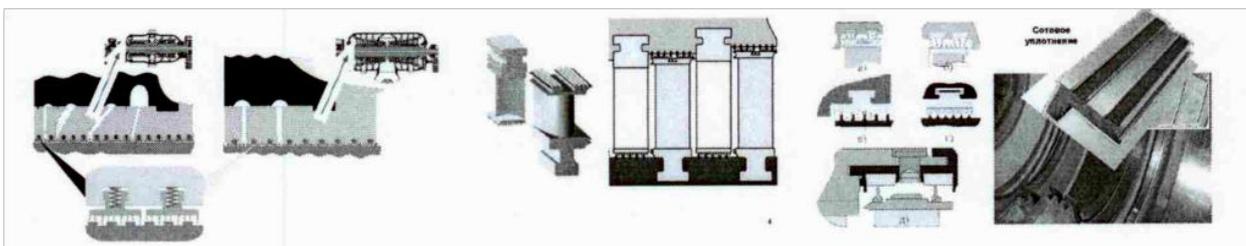
В наибольшей степени это относится к прикорневой протечке. При этом показано, что наиболее радикальным способом снижения потерь от корневых протечек в ступенях активного типа с разгрузочными отверстиями, может служить небольшой отсос (до 1%) рабочего тела в прикорневую щель (рис.10). С этой целью предложена конструкция корневого уплотнения, обеспечивающая

отсос в прикорневую щель (рис. 11) . Для снижения потерь от протечек в диссертации представлены результаты экспериментальных и натурных исследований различных типов уплотнений (рис.12). На основе анализа экспериментальных данных показано, что наиболее эффективным уплотнением является лабиринтовое уплотнение типа Геллера (рис. 12, тип г).

Наряду с указанным выше, в диссертации представлен целый ряд конструктивных и схемных решений, направленных на повышение эффективности процесса преобразования энергии в турбинной ступени и паровой турбины в целом, включая и технические решения, защищенные патентами.



А) Коэффициенты расхода различного типа уплотнений



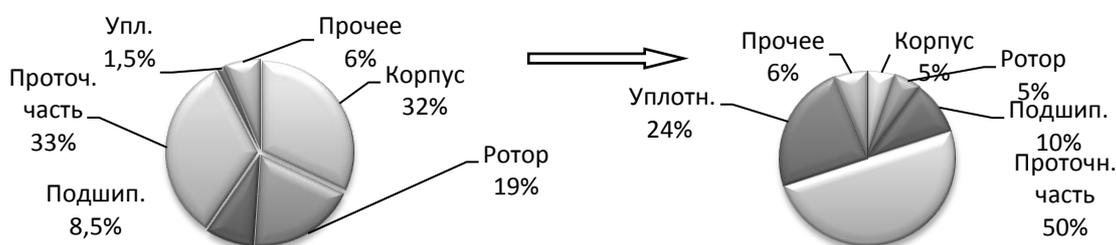
Б) Конструктивное исполнение современных уплотнений проточной части

Рисунок 12. Типы уплотнений проточной части паровой турбины

В четвертой главе представлены основные направления развития паровых турбин для технического перевооружения электростанций.

Уделяется особое внимание наиболее актуальным для современной энергетики вопросам, связанным с модернизацией паротурбинного оборудования, созданием паровых турбин для парогазовых установок, созданием турбин на суперсверхкритические параметры пара, а также мощных паровых турбин для АЭС с реакторами ВВЭР.

Модернизация проточных частей паровых турбин. В диссертации представлены основные предпосылки для проведения модернизации



А) Стоимость модернизации элементов

Б) Экономический эффект от модернизации элементов

Рисунок 13. Комплексный процесс модернизации паровых турбин

действующего энергетического оборудования и комплексный процесс модернизации паровых турбин.

Данный процесс обеспечивает гибкость относительно возможностей каждого конкретного Заказчика, а также учитывает техническое состояние действующего оборудования и отдельных его элементов:

Таблица 1

Модернизация паровых турбин мощностью 300 МВт

Электростанции, тип турбины	Объем проведенной модернизации	Эффект модернизации	
		$\Delta N, \%$	$\Delta \eta$ ПТУ, %
Лукомльская ГРЭС, К-300-240-6МР	Полная замена проточных частей ЦВД (переход к реактивному типу), ЦСД и ЦНД в существующих корпусах	5,8	3,9
Лукомльская ГРЭС, К-300-240-1М	Полная замена проточных частей ЧНД(ЦСД) и ЦНД (3 потока)	2,6	2,4
Конаковская ГРЭС К-300-240	Полная замена проточной части ЦНД (2 потока)	1,5	1,3
Конаковская ГРЭС К-300-240-7МР	Полная замена проточных частей ЦВД (переход к реактивному типу) и ЦСД	3,3	2,1

комплексная (полная) модернизация всех элементов оборудования в соответствии с имеющимися разработками; частичная модернизация отдельных элементов; поэтапная (по времени) модернизация отдельных элементов с учетом их стоимости и эффекта от модернизации (рис.13).

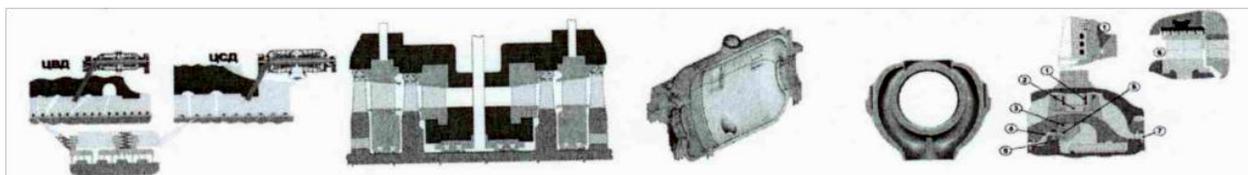
Представлены мероприятия по модернизации различных вариантов паровых турбин, которые позволяют в значительной степени повысить эффективность, мощность и надежность, одновременно увеличивают срок службы действующего оборудования и широко внедряются при модернизации паровых турбин ЛМЗ.

В табл.1 в качестве примера представлены некоторые реализованные варианты модернизации паровых турбин ЛМЗ по указанному принципу.

Расширение функциональных возможностей. В отдельных районах, где установлены на электростанциях паротурбинные блоки, достаточно сильно изменилась инфраструктура прилегающей местности. Появились промышленные объекты и достаточно большие жилые поселки и города. В

связи с этим возникла потребность в расширении функциональных возможности паротурбинных блоков. В диссертации представлен целый ряд мероприятий, направленных на расширение функциональных возможностей действующего оборудования: повышение мощности (до 10% и более) и экономичности (до 3-5%) за счет увеличения расхода пара и эффективности отдельных элементов; перевод работы конденсационных блоков в режим комбинированной выработки тепловой (до 300 МВт) и электрической энергии за счет организации дополнительных отборов пара; привлечение теплофикационных блоков к регулированию графиков электрической нагрузки за счёт частичного или 100% - го байпасирования группы ПВД питательной водой при максимальных расходах свежего пара; повышение эксплуатационных качеств и восстановление ресурса за счет внедрения современных технических решений; перевод действующих на электростанциях паротурбинных блоков, работающих в основном на природном газе, в парогазовые и др.

Паровые турбины на сверхкритические параметры пара. Одной из основных задач энергетики было и остается повышение технико-экономических показателей современного оборудования. В диссертации, на примере паровой турбины мощностью 660 МВт представлено одно из перспективных направлений в повышении технико-экономических показателей паротурбинных установок - увеличение начальных параметров пара. Разработка представленной турбины велась с использованием рассмотренных выше расчетных методов и последних достижений в области аэродинамики, новых конструктивных решений (рис.14), которые прошли всестороннюю отработку как в лабораторных условиях, так и в натурных условиях и дают полную уверенность в том, что разрабатываемые паровые турбины данного типа соответствуют современному техническому уровню и найдут широкое применение при техническом перевооружении электростанций.



а) концевые уплотнения б) система охлаждения в) корпус г) паровпуск

Рисунок 14. Новые конструктивные решения элементов турбин на супер-сверхкритические параметры

Паровые турбины для парогазовых установок. В диссертации рассмотрены варианты конструктивного исполнения проточных частей, основанные на разработанной, при

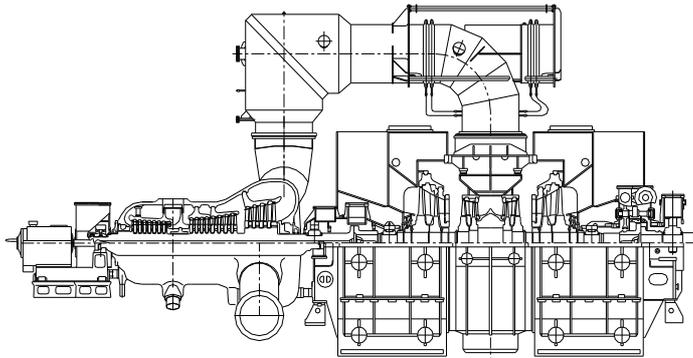


Рисунок 15. Паровая турбина 150 МВт для работы в составе ПГУ-450

непосредственном участии автора, общей концепции паровых турбин для ПГУ (рис.15). Данная концепция представляет двухцилиндровую конструкцию с петлевой схемой ЦВД и подачей вторичного пара в проточную часть между ступенями и двухпоточным ЦНД.

На базе этой концепции в настоящее время разрабатывается целая серия турбин мощностью 130-280 МВт для работы в составе ПГУ с ГТУ класса F и

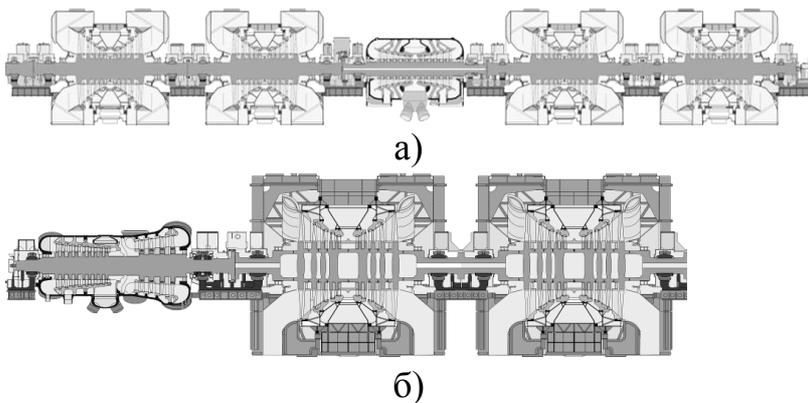


Рисунок 16. Паровые турбины 1200 МВт для АЭС: а) – быстроходная; б) – тихоходная

Н как конденсационного, так и теплофикационного типа.

Паровые турбины для АЭС. Для дальнейшего повышения эффективности и надежности атомной электроэнергетики в диссертации проведен научный анализ современных тенденций и путей по совершенствованию оборудования АЭС, среди которых одно из центральных мест занимают вопросы создания быстроходных и

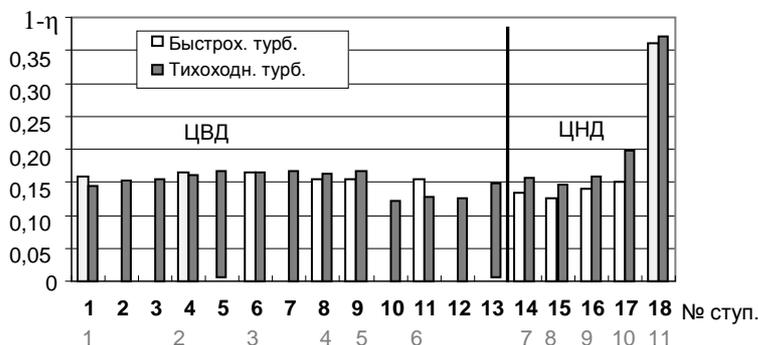


Рисунок 17. Потери по ступеням быстроходных и тихоходных турбин

тихоходных паровых турбин большой мощности. Уделено особое внимание результатом расчетного исследования проточных частей тихоходных и быстроходных турбин (рис. 16), направленное на проведение сравнительного анализа их эффективности (рис. 17) по единой методике и определена техническая возможность создания одновальной быстроходной турбины мощностью

1500 – 1600 МВт

(рис.18).

Проведенные расчетные и конструкторские проработки, а также анализ влияния различных параметров показывает, что существует реальная возможность дальнейшего повышения технико-экономических показате-

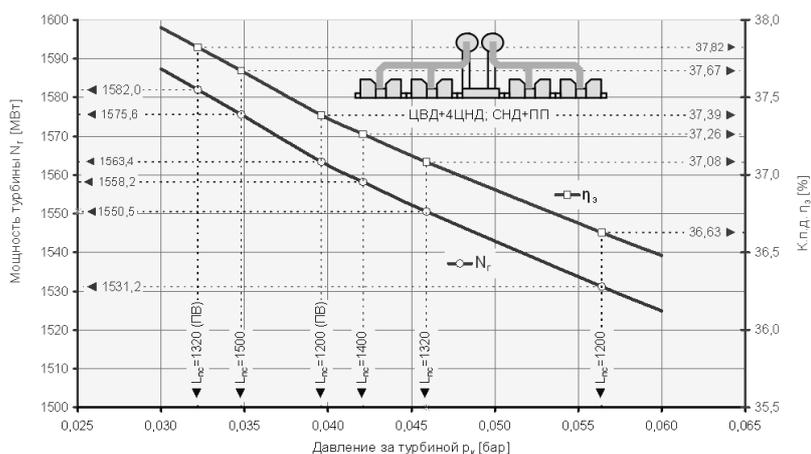


Рисунок 18. Предельные значения мощности N_2 и к.п.д. η_3 турбоустановок с различными длинами рабочих лопаток последних ступеней

телей и мощности (до 1600 МВт) отечественных быстроходных турбоустановок АЭС, конкурентоспособных по своим технико-экономическим показателям с тихоходными установками аналогичной мощности (рис. 17).

Натурные тепловые испытания паротурбинных установок. В заключение диссертации представлен один из важных этапов в общем процессе разработки паровых турбин – тепловые гарантийные испытания.

Многолетняя практика автора при подготовке и проведении гарантийных испытаний паротурбинных установок, а также при обработке и анализе получаемых данных показала, что иногда наиболее удобным является представление поправочных кривых для гарантийных показателей при отклонении отдельных параметров в виде приращения .

Такое представление поправочных кривых позволяет использовать их также при определении погрешности характеристик V_y , связанной с неточностью измерения отдельных параметров V_{x_i} в соответствии с законом распро-

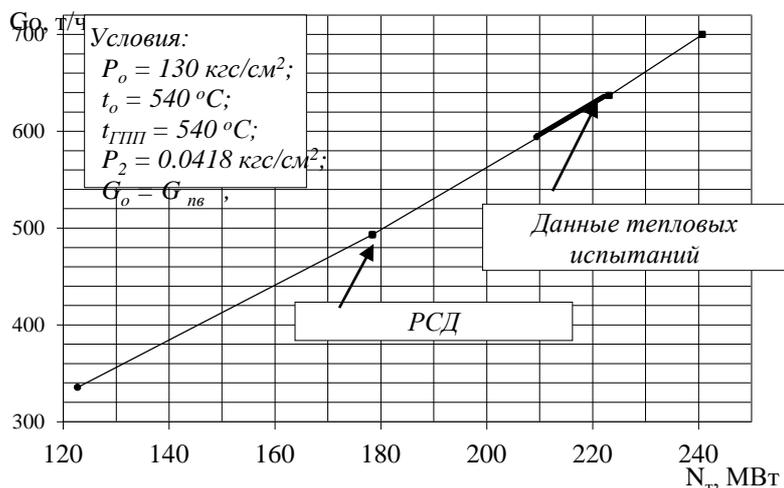
странения ошибок $V_y = \pm \sqrt{\sum_{j=1}^{n_x} \left(\frac{\partial y}{\partial x_j} \cdot V_{x_j}\right)^2}$, заменяя неполные частные производ-

ные $\frac{\partial y}{\partial x_j}$, определяющие влияние погрешности каждого из показателей на по-

грешность конечного результата в соответствии с выражением $\frac{\partial y}{\partial x_j} = \frac{\Delta y}{\Delta x_j} =$

$$\frac{\Delta P_{x_i}}{\Delta x_i}.$$

Кроме того, в диссертации представлены сравнительные результаты



расчетно-справочных данных (РСД) и натурных испытаний, полученные при проведении гарантийных испытаний на примере паровой турбины мощностью 200 МВт (рис. 19).

Рисунок 19. Зависимость расчетных и экспериментальных данных расхода свежего пара от мощности на клеммах генератора паротурбинной установки мощностью 200 МВт

Достаточно хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных говорит о том, что при про-

ектировании паровых турбин в распоряжении конструкторов ЛМЗ имеются хорошо отработанные и достоверные методы и программы расчета (в том числе и разработанные непосредственно автором), с помощью которых проводится с приемлемой для практического использования точностью описание физических процессов и явлений, происходящих в натурных проточных частях.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В диссертации представлен комплекс работ, основанный на научных, методологических и технических решениях, позволяющий решать проблему создания новых и модернизацию существующих высокоэкономичных про-

точных частей многоступенчатых паровых турбин. Полученные в работе научно-технические и практические результаты обеспечивают создание паротурбинных установок нового поколения с повышенной экономичностью для технического перевооружения электростанций.

2. Для решения задач проектирования высокоэкономичных проточных частей разработан комплекс расчетных методов и универсальный пакет программ с реализацией на персональных компьютерах, с помощью которых появляется возможность моделировать произвольные проточные части как отдельных ступеней и отсеков, так и всей проточной части при расчетах и проектировании паровых турбин различного класса мощности и назначения.

3. Высокая степень автоматизации предлагаемого процесса оптимизации проточных частей, значительно сокращая затраты труда во времени на него, а также формализация поиска решений, обеспечивающая достижение оптимальных значений важнейших характеристик как отдельных ступеней, так и всей проточной части, дают основание считать, что предлагаемый метод позволяет решать как задачу оптимизации процессов проектирования, так и задачу проектирования оптимальных проточных частей многоступенчатых паровых турбин.

4. Исходя из общепринятых уравнений теории турбомашин, автором получена аналитическая зависимость, устанавливающая связь между кинематическими параметрами потока, геометрическими параметрами, термодинамическими и частотой вращения ротора с коэффициентом полезного действия многоступенчатой проточной части тепловой турбины.

5. На основе расчетного и экспериментального исследования влияния отдельных конструктивных параметров на эффективность проточных частей теоретически обоснована правомерность их применения (реактивное облопачивание, геометрические формы меридианных обводов, 3D профилирование, высота рабочей лопатки, уплотнения и др.) в современных паровых турбинах.

6. По результатам расчетно-теоретического исследования установлено, что изменение эффективности последних ступеней за счет потерь с выходной скоростью определяется не только величиной выходной площади из рабочих лопаток, но и конструктивным профилем, за счет которого эта площадь по-

лучена. Установлено, что существует некоторая длина рабочей лопатки последней ступени, когда дальнейшее повышение ее высоты не приводит к снижению выходной скорости за последней ступенью.

7. Представленный в диссертации комплексный подход при модернизации действующих паровых турбин позволяет решать широкий круг задач, связанных с повышением экономичности, надежности, расширением функциональных возможностей и ресурса работы действующего на электростанциях оборудования с учетом стоимости проводимых мероприятий.

8. Разработанная для паровой турбины Т-150-7,7 концепция конструктивного профиля, представляющая двухцилиндровую конструкцию, состоящую из ЦВД петлевого типа с подачей вторичного пара в проточную часть между ступенями и двухпоточного ЦНД показала высокую экономичность и надежность при работе в составе утилизационных парогазовых установок, что позволило использовать ее в дальнейшем для паровых турбин блоков ПГУ с ГТУ различного типа и мощности.

9. На основе расчетного анализа показано, что уже сегодня имеется возможность создания быстроходных турбин мощностью 1500...1600 МВт, ни по экономичности, ни по надежности не уступающих тихоходным турбинам.

10. Применение современных методов проектирования, а также внедрение отдельных конструктивных решений, которые рассмотрены в диссертации, позволяют иметь в проточных частях достаточно высокий уровень аэродинамического совершенства, что обеспечивает конкурентоспособность выпускаемых ЛМЗ паровых турбин для ТЭС, АЭС и ПГУ при техническом перевооружении электростанций.

11. Соответствие расчетных характеристик паровых турбин фактически полученным в эксплуатационных условиях при гарантийных испытаниях является критерием достоверности представленных методов расчета и проектирования и соответствует современным направлениям создания и модернизации проточных частей паровых турбин для повышения их эффективности и функциональности.

Основные публикации по работе

1. Петреня Ю.К.Современные методы создания и модернизации проточных частей паровых турбин/Петреня Ю.К., Гаев В.Д.//Электрические станции.- 2016.-№9.-с. 9-13.
2. Мельников А. В. Реконструкция энергоблоков 300 МВт Конаковской ГРЭС/А.В. Мельников, Г.Д. Авруцкий, В.Д. Гаев и др.// Электрические станции.- 2012.- № 8.- С. 29 – 33.
3. Гаев В.Д.Влияние конструктивного профилирования проточной части паровой турбины на экономичность и надежность ее работы.//Надежность и безопасность энергетики.-2012.-№1(16).-С. 43-47.
4. Гаев А.В. О концепции многоуровневого конечно-элементного моделирования пространственного напряженно-деформированного состояния деталей турбин/А.В. Гаев, В.Д. Гаев// Надежность и безопасность энергетики.- 2010.-№8.-С. 42-45.
5. Гаев В.Д.Основные направления модернизации паровых турбин ОАО "Силовые машины" при техническом перевооружении тепловых электростанций.//Надежность и безопасность энергетики.-2009.-№7.-С. 40-43.
6. Гаев В.Д.Основные направления развития паротурбостроения на Ленинградском металлическом заводе//Инженерный журнал. Справочник.- 2004.- №10.- С. 23-26.
7. Лисянский А.С.Паровая теплофикационная турбина для АТЭЦ/А.С. Лисянский, В.Д. Гаев и др.//Тяжелое машиностроение.- 2002.- №1.- С. 17-19.
8. Липец А.У.Турбоустановки для блоков повышенной эффективности/А.У. Липец, В.Д. Гаев и др.//Теплоэнергетика.- 2002.- № 6.- С. 44 – 46.
9. Липец А.У.Второй промперегрев пара/А.У. Липец, С.М. Кузнецова, В.Д. Гаев и др.//Теплоэнергетика.- 2002.- № 8.- С. 65 – 68.
10. Симою, Л. Л. Повышение экономичности теплофикационных турбин с двухпоточным ЦНД / Л. Л. Симою, В. Ф. Гуторов, В. Д. Гаев и др. // Теплоэнергетика. – 2000. – № 11. – С. 14–17.
11. Кондратьев В.Н.Проект модернизации турбин мощностью 300 МВт/В.Н. Кондратьев, А.С. Лисянский, Ю.Н. Неженцев, В.Д. Гаев// Электрические станции.- 1999.- № 7.- С. 78 – 81.
12. Верткин М.А.Парогазовая установка ПГУ – 490 для Щекинской ГРЭС/М.А. Верткин, В.Д. Гаев и др.// Теплоэнергетика.-1998.-№ 8.-С.25 – 29.

13. Симою Л.Л. Влияние саблевидности сопловых лопаток на работу последней ступени паровой турбины/ Л.Л. Симою, Н.Н. Гудков, В.Д. Гаев и др.//Теплоэнергетика.- 1998.- № 8.- С. 37 – 41.
14. Гудков Н.Н. Паровые турбины ЛМЗ для утилизационных парогазовых установок/ Н.Н. Гудков, В.Д. Гаев и др.//Теплоэнергетика.-1995.-№ 1.-С.2 – 7.
15. Лапшин К.Л. К выбору оптимального номинального режима ЦВД влажнопаровой турбины с большими нерегулируемыми отборами пара/К.Л. Лапшин, В.Д. Гаев и др.//Теплоэнергетика.- 1988.- № 11.- С. 64 – 66.
16. Петреня Ю.К. Современные методы создания и модернизации паровых турбин для технического перевооружения электростанций/Ю.К. Петреня, В.Д. Гаев.//Научно-практическая конференция «Энергетика – экология – энергосбережение». Тезисы докладов.-Калуга.- 16-18 мая 2016.-с. 157-159.
17. Конюшин М.В. О выборе оптимального варианта модернизации паровых турбин/М.В.Конюшин, В.Д.Гаев//Неделя науки СПбГПУ. Материалы научно-практической конференции с международным участием 2-7 декабря 2013г. Институт энергетике и транспортных систем. Ч.2.-2014.-с.136-138.
18. Конюшин М.В. Экспертная оценка экономичности проточных частей/М. В. Конюшин, В.Д. Гаев//XLI Неделя науки СПбГПУ. Материалы международной научно-практической конференции. Ч.3.-2012.-с.115-116.
19. Андреев Ф.М. Трехмерное моделирование профильной части турбинной лопатки/Ф.М. Андреев, С.С. Костюченко, В.Д.Гаев и др.// Турбины и компрессоры.- 2001.- выпуск 3,4.- С. 28 – 34.
20. Гаев В.Д. Создание оборудования для парогазовых блоков – одна из приоритетных задач энергомашиностроителей/В.Д. Гаев, А.С. Лебедев, С.А. Иванов, А.Н. Белик// Энергомашиностроение.- 2005.- №2-3.- С. 15 –19.
21. Гаев В.Д. Оборудование концерна «Силловые машины» для технического перевооружения российской энергетики//В кн. Энергетическое машиностроение России – новые решения.- Екатеринбург.- 2006.- С. 60-63.
22. Гаев В.Д. Сравнение экономичности проточных частей быстроходных и тихоходных турбин мощностью 1000-1200 МВт для АЭС с ВВЭР// В кн.: Материалы ярмарки инновационных решений для реализации проектов АЭС-2006 и «Новая технологическая платформа».- Москва.- 2006.- С. 40-43.
23. Гаев В.Д. Перспективное направление повышения технико-экономических показателей тепловых электрических станций//В кн. Актуальные проблемы энергетики.- Екатеринбург.- 2007.- С. 201-205.

24. Кириллов И.И. Оптимальное проектирование проточных частей паровых турбин/ И.И. Кириллов, К.Л. Лапшин, В.Д. Гаев//Изв. Вузов, Энергетика.- 1984.- № 6.- С. 92 – 95.
25. Лапшин К.Л. Влияние диафрагменных протечек на характеристики турбинных ступеней со сниженным градиентом степени реактивности/ К.Л. Лапшин, В.Д. Гаев, В.С. Фомин и др.//Труды ЛПИ.- 1984.- №402.- С. 24 – 27.
26. Лапшин К.Л. Оптимальное проектирование ЦВД с большими нерегулируемыми отборами пара/К.Л. Лапшин, В.Д. Гаев, Ю.В. Ферафонтьев//Республиканская научно-техническая конференция. Тезисы докладов. Часть 2.- Готвальд.- 1988.- С. – 84.
27. Липец А.У. Разработка технических решений по привлечению теплофикационных энергоблоков мощностью 110-250 МВт к регулированию графиков электрической нагрузки/А.У. Липец, Г.Д. Баринберг, В.Д. Гаев, и др.//Труды ЦКТИ.- 2002.- вып. 285.- С. 125-132.
28. Филиппов Г.А. Мощность и экономичность быстроходных паровых турбин/Г.А. Филиппов, О.И. Назаров, В.М. Беркович, В.Д. Гаев, В.В. Назаров//Росэнергоатом.- 2004.- № 11.- С. 26 – 29.
29. А.С. 1257244. Ступень осевой турбомашин/Кириллов И.И., Лапшин К.Л. Гаев В.Д. и др.- Б.И.- 1986.-№34.
30. Пат. 2153077(РФ). Пат. №2246009(РФ). Устройство подвода уплотняющего пара в цилиндр паровой турбины/ Лисянский А.С., Егоров Н.П., Гаев В.Д. и др.-Опубл. В Б.И., 2005.
31. Пат. №2237812(РФ). Концевое уплотнение цилиндра паровой турбины/ Митин В.Н., Сухоруков Е.М., Гаев В.Д. и др.-Опубл. В Б.И., 2004.
32. Пат. №2153112(РФ). Сотовое уплотнение радиального зазора турбомашин/ Гаев В.Д., Бакурадзе М.В., Хоменок Л.А. и др.-Опубл. В Б.И., 2000.
33. Petrenya Yu.K. Modern Methods for Constructing and Modernizing Flow-Through Parts of Steam Turbines/Yu. K Penrenya, V.D. Gaev//Power Technology and Engineering.- Vol. 50.-№6.-March.-2017.-p. 625-628.
34. Melnikov A.V. Modernization of the 300 MW power generating units at the Konakovo State Regional Electric Power Plant/A.V. Melnikov, G.D. Avrutsky, V.D. Gaev// Power Technology and Engineering.- Vol. 46.-№5.-2013.-p. 387-391.