

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования «Уральский федеральный университет  
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

На правах рукописи



**Сосновский Андрей Юрьевич**

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ  
ВЫНОСНЫХ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели

**А В Т О Р Е Ф Е Р А Т**

диссертации на соискание учёной степени  
доктора технических наук

Екатеринбург – 2023



## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Важнейшими характеристиками паровых турбин, оказывающими влияние на маржинальность (доходность) эксплуатации электростанций, наряду с экономичностью проточной части, являются их надёжность и маневренность. Вопросы маневренности и надёжности работы турбоагрегатов рассматриваются обычно с точки зрения их теплового и вибрационного состояния. Тепловое состояние является основным фактором, определяющим предельные возможности изменения нагрузки. Также немаловажную роль в обеспечении маневренности паровых турбин играет нормальная работа и взаимодействие элементов системы тепловых расширений турбины. В процессе пуска турбины и её работы, при изменении теплового состояния, изменяются размеры деталей статора и размеры ротора. Задачей организации тепловых расширений турбины является сохранение в допустимых пределах взаимного положения роторных и статорных деталей турбины. Систему тепловых расширений турбины условно можно разделить на две системы: систему тепловых расширений корпусов статора, опирающихся непосредственно на фундамент, и на систему тепловых перемещений выносных корпусов подшипников (СТП). Фактические возможности изменения нагрузки турбоагрегата определяются, как показано в «Первоочередных задачах технической диагностики для паротурбинных установок и котлов ТЭС» (Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического совещания, г. Горловка – 1988) и ряде других работ, его вибрационным состоянием. Изменение вибрационного состояния турбоагрегата тесно связано с изменением теплового состояния цилиндров турбины. Именно изменение теплового состояния цилиндров турбины вызывает перемещения выносных корпусов подшипников (КП). Затруднения в перемещении КП приводят к расцентровкам (изменениям взаимного высотного положения) опор валопровода и, соответственно, к нарушениям вибрационного состояния турбоагрегата. Связанные с затруднёнными перемещениями КП расцентровки валопроводов вызывают также износ радиальных и осевых уплотнений (снижение экономичности проточной части), поломку соединительных болтов муфт, повреждения подшипников. Таким образом, нарушение нормального процесса тепловых перемещений КП приводит к увеличению времени пуска турбины, дополнительным неплановым пускам и остановам, ограничению мощности агрегата, и, как следствие - к перерасходу топлива на ТЭС.

Проблемы тепловых перемещений КП наблюдались ещё на турбинах малой мощности в начале XX века, о чем свидетельствуют рекомендации по нормализации тепловых расширений, предложенные Лосевым С.М. в книге «Паровые турбины и конденсационные устройства» (НКТП СССР, ОНТИ М.-Л. 1937 г.). С увеличением размеров и количества цилиндров паровых турбин, связанных с ростом единичной мощности турбин, проблемы, связанные с нарушениями в работе систем тепловых расширений, стали проявляться более остро. В отечественной электроэнергетике проблемы затруднённых тепловых перемещений КП особенно остро проявились, начиная с конца 80-х годов XX века. Произошедшие за последние десятилетия структурные изменения в экономике России предъявили повышенные требования к маневренности турбин большой (100 МВт и более) единичной мощности, проектировавшихся для работы в базовом режиме. Современный опыт эксплуатации паровых турбин показывает, что вопросы обеспечения тепловых перемещений КП сохраняют свою актуальность.

Кроме того, необходимо отметить, что исследования в области повышения маневренности активно внедряемых в последнее время в энергетике парогазовых установок (ПГУ) показывают, что их маневренность во многом определяется маневренностью паровых турбин, входящих в состав установки. И с этой точки зрения вопросы обеспечения нормальной работы систем тепловых расширений паровых турбин также являются актуальными.

### **Степень разработанности проблемы исследования**

Проблеме нормализации тепловых перемещений КП паровых турбин средней и большой мощности посвящено большое количество работ, выполненных различными организациями (ОРГРЭС, ВТИ, ЦКТИ, МЭИ и др.) и заводами-изготовителями паровых турбин. В работах ВТИ (Авруцкий Г. Д., Дон Э.А., и др.) для нормализации тепловых перемещений предложены мероприятия по снижению коэффициента трения на контактных поверхностях СТП за счёт применения различных антифрикционных покрытий. Аналогичный подход к нормализации тепловых перемещений КП был применён предприятием Белэнергоремналадка (Республика Беларусь), а также рядом зарубежных фирм (Siemens, Alstom и др.). Специалистами ЦКТИ (Хоменок Л.А., Шаргородский В.С., Розенберг С.Ш. и др.) выполнен большой комплекс работ по исследованию взаимодействия элементов традиционных СТП, в которых осевое усилие от цилиндра турбины на КП передаётся через опорные лапы цилиндра. Результаты этих исследований подтвердили, что

одними из причин затруднений в работе СТП являются заклинивания в поперечных шпоночных соединениях цилиндров турбин и КП и разность температур фланцев (температурный перекосяк) цилиндра турбины. По результатам выполненных исследований в ЦКТИ впервые предложена и реализована конструкция поперечного шпоночного соединения, использующая принцип поворотности силового элемента сочленения и практически исключающая возможность заклинивания в этом узле. Для компенсации влияния температурного перекосяка на работу СТП специалистами ЦКТИ предложены схемы управления перемещениями КП во время пуска турбины, которые, к сожалению, не были реализованы на практике. Специалистами предприятий-изготовителей турбин, в частности ХТЗ (М.А. Вирченко, Е.В. Левченко, Ю.Ф. Косяк и др.) и ГК «Теплоэнергосервис» (Евсеев Я.И., Ермолаев В.В. и др.), предложены и реализованы варианты конструкций элементов СТП с передачей осевого усилия от цилиндра турбины на КП строго по оси турбины, исключающие из схемы передачи усилия опорные лапы цилиндров турбины. На основании результатов, выполненных различными организациями работ, предложены мероприятия по нормализации тепловых перемещений КП, вошедшие в нормативно-техническую документацию.

Опыт эксплуатации паровых турбин, на которых реализованы мероприятия по нормализации тепловых перемещений КП показал, что не всегда выполнение ранее разработанных мероприятий обеспечивает нормальную работу СТП. Так, проблемы, связанные с работой СТП наблюдались на турбинах после капитального ремонта и новых турбинах, где были применены антифрикционные покрытия на поверхностях скольжения КП по фундаментным рамам и реализованы мероприятия по исключению заклинивания в поперечных шпонках.

Исследования работы СТП около 30-ти теплофикационных паровых турбин разной мощности, выполненных с участием автора, показали, что присоединённые к турбине трубопроводы при определенных обстоятельствах, например, допущенных при монтаже ошибках, оказывают существенное влияние на работу СТП и, соответственно, на вибрационное состояние турбин на переходных режимах. Математические модели перемещения КП, предложенные специалистами ЦКТИ и ВТИ-МЭИ, не позволяют объяснить такое влияние.

Соответственно, возникла необходимость выявить не учитывавшиеся ранее факторы, вызывающие затруднения перемещений КП по фундаментным рамам при тепловых

расширениях цилиндров турбин и разработать мероприятия по их устранению или нейтрализации. Важной задачей является своевременное выявление причин и предпосылок нарушений в работе СТП до появления критических нарушений, препятствующих нормальной эксплуатации турбины, для разработки и планирования мероприятия по устранению нарушений в ближайший ремонт.

**Основная идея** диссертации заключается в том, что предлагавшиеся ранее отдельные решения по изменению конструкции элементов СТП не всегда обеспечивали надёжную работу СТП, в том числе и новых турбин. **Повышение надёжности тепловых перемещений КП паровых турбин необходимо рассматривать как систему организации и обеспечения надёжной работы СТП, включающей в себя комплекс взаимосвязанных и взаимовлияющих инженерных и информационных решений. Под инженерными решениями понимаются проектные, конструкторские и технологические решения. К проектным решениям относятся решения по трассировке трубопроводов, присоединённых к турбине, и устройству их систем компенсации тепловых расширений. Под конструкторскими решениями понимается устройство элементов собственно турбины, участвующих в перемещениях КП (направляющих осевого перемещения и устройств сочленения цилиндров турбины с КП). Под технологическими решениями автор подразумевает учёт особенностей конкретных турбин при проведении пусковых операций, управлении тепловыми перемещениями КП. К информационным решениям автор относит контроль состояния СТП и своевременную диагностику нарушений в работе СТП, включая программно-аппаратный комплекс системы диагностики.**

Актуальность представленной проблемы определяет **цель настоящего диссертационного исследования:** разработать комплекс взаимосвязанных решений, повышающих надёжность систем тепловых перемещений КП паровых турбин.

Цель исследования обусловила необходимость постановки и решения следующих **взаимосвязанных задач:**

- выполнить исследование влияния каждой из возможных причин затруднённых тепловых перемещений на изменение уклона верхней плоскости поперечного ригеля фундамента турбины под КП как параметра, в наибольшей степени характеризующего работу СТП;

- разработать модели, объясняющие возникновение затруднений в работе СТП с учётом ранее не определяемых факторов;
- разработать универсальную кинематическую модель системы «цилиндр турбины – КП – фундамент турбины» (ЦПФ) для исследования устойчивости СТП к внешнему воздействию;
- определить общие условия устойчивости СТП к внешнему воздействию на основе анализа универсальной кинематической модели;
- определить условия устойчивости различных вариантов исполнения СТП, в частности, традиционной СТП;
- выполнить анализ влияния температурных деформаций цилиндра турбины на функционирование традиционной СТП на основе варианта универсальной кинематической модели системы ЦПФ;
- определить достаточный объём информации при организации постоянного контроля за параметрами состояния СТП в процессе эксплуатации;
- разработать концепцию создания диагностической модели и модуля диагностики в составе АСУ ТП для своевременного выявления причин нарушений в работе СТП.

**Научная новизна.** В работе получен ряд новых научных результатов:

- показано, что задачу повышения надёжности работы СТП паровых турбин необходимо рассматривать как комплекс инженерных и информационных решений, позволяющий учесть все важнейшие факторы, определяющие взаимодействия элементов СТП;
- выявлено, что в условиях применения антифрикционных материалов на поверхностях скольжения КП по фундаментным рамам основными причинами недопустимого изменения уклона ригеля являются дополнительные силы сопротивления перемещению КП, возникающие при контакте боковых поверхностей паза в подошве КП с направляющими осевого перемещения. Наиболее неблагоприятным является «диагональный» контакт, когда обе боковые поверхности паза контактируют с направляющими осевого перемещения;
- установлено, что одним из факторов возникновения «диагонального» контакта в паре «КП – продольные шпонки» являются усилия и моменты от присоединённых к турбине трубопроводов, поворачивающие и сдвигающие цилиндры турбины и

КП относительно оси турбины в горизонтальной плоскости;

- предложено понятие «устойчивость СТП» как исключение возникновения «диагонального» контакта в паре «КП – продольные шпонки»;
- для исследования условий устойчивости СТП к внешнему воздействию впервые предложена универсальная кинематическая модель системы «цилиндр турбины – КП – фундамент турбины»;
- показано, что для обеспечения устойчивости СТП необходимо ограничить величину угла поворота в узле сочленения цилиндра турбины и КП;
- выявлено, что для обеспечения устойчивости СТП паровой турбины с одним перемещающимся КП достаточно, чтобы предельный угол поворота в узле сочленения цилиндра турбины и КП не превышал предельного угла поворота КП относительно оси турбины;
- установлено, что для обеспечения устойчивости СТП паровой турбины с несколькими последовательно перемещающимся КП необходимо, чтобы предельные углы поворота во всех узлах сочленения цилиндров турбины с КП не превышали величины наименьшего из всех предельного угла поворота КП относительно оси турбины;
- разработана диаграмма устойчивости для оценки устойчивости СТП к внешнему воздействию;
- предложена для исследования устойчивости СТП к температурному перекосу аналитическая модель, позволяющая оценить величину усилий, действующих на продольные шпонки в зависимости от величины температурного перекоса на фланцах цилиндра и геометрических параметров цилиндра турбины и КП. Выполнена с использованием конечно-элементной модели верификация результатов, получаемых с использованием аналитической модели. Результаты расчётных исследований, выполненных с использованием аналитической модели, показали, что увеличение зазоров на продольных шпонках позволяет увеличить величину допустимого температурного перекоса на фланцах цилиндра турбины;
- разработана и защищена патентом РФ на полезную модель конструкция дисковой направляющей осевого перемещения, использующая принцип поворотности направляющего элемента, обеспечивающая наилучшую несущую способность, т.е.



поперечное усилие со стороны КП, при котором отсутствуют пластические деформации в элементах СТП;

- сформирован и обоснован перечень параметров, необходимых для достоверной диагностики нарушений в работе СТП, определены необходимая дискретность проведения измерений и точность измерительных приборов;
- разработана концепция модуля автоматизированной оперативной диагностики СТП, позволяющего выявлять три группы дефектов: повышенные силы трения на поверхности скольжения КП, заклинивание КП на продольных шпонках и заклинивание одной из пары опорных лап на поперечной шпонке. Для турбины ПТ-75/80-8,8/1,28-М сформулированы и представлены как в текстовом, так и в математическом виде алгоритмы для определения наличия признаков дефектов. Разработаны методики и контрольные примеры для проверки алгоритмов.

**Достоверность и обоснованность основных научных выводов** определяется:

- экспериментальными данными, полученными при исследованиях на турбинах различных типоразмеров в различных условиях эксплуатации;
- многократной повторяемостью результатов опытов, выполненных в различных условиях эксплуатации;
- удовлетворительным совпадением результатов экспериментов с расчётными данными;
- совпадением части результатов с данными других авторов;
- положительными результатами практического использования предложенных решений по нормализации тепловых перемещений КП паровых турбин на ряде турбоагрегатов мощностью от 50 до 300 МВт.

**Теоретическая и практическая значимость работы.**

1. Показано, что в результате внешнего воздействия на турбину в элементах СТП возможно возникновение сил сопротивления перемещению КП, значительно превышающих силы сопротивления перемещению, возникающие при загрязнении поверхностей скольжения КП по фундаментным рамам. Это связано с возможностью возникновения «диагонального» контакта в паре «КП – продольные шпонки».
2. Предложенная универсальная кинематическая модель взаимодействия в системе «цилиндр турбины - КП – фундамент» позволяет на стадии проектирования новой

турбины выбрать геометрические характеристики элементов СТП обеспечивающие её устойчивость к внешним воздействиям. Для турбин, находящихся в эксплуатации, предложенная модель позволяет оценить необходимость изменения зазоров в соединениях СТП.

3. Предложенная аналитическая модель взаимодействия цилиндра турбины, КП и направляющих осевого перемещения при возникновении температурного перекося по фланцам цилиндра турбины позволяет на стадии проектирования новой турбины с традиционной СТП выбрать оптимальные геометрические характеристики, обеспечивающие отсутствие затруднений в работе СТП.
4. Предложена новая конструкция направляющих осевого перемещения КП паровой турбины, обеспечивающая максимально возможную площадь зоны контакта направляющих осевого перемещения и КП при любом взаимном угловом перемещении КП относительно направляющих, что снижает возможность возникновения пластических деформаций в этом узле.
5. Разработаны рекомендации, обеспечившие повышение надёжности работы СТП для 18 паровых турбин, находящихся в эксплуатации.
6. Результаты исследования применяются при проектировании и изготовлении паровых турбин, а также комплектов узлов и деталей для технического перевооружения, производства ООО «УК Теплоэнергосервис».
7. Разработаны рекомендации по объёму оснащения паровых турбин средствами измерения, достаточными для достоверной работы модуля диагностики СТП, реализованного в составе системы диагностики турбины типа ПТ-60 ЛМЗ (турбина ПТ-75/80-8,8/1,28-М ст. № 5 ТЭЦ-ПВС ПАО «Северсталь»).
8. С использованием результатов исследования подготовлено учебное пособие «Системы тепловых расширений паровых турбин». Пособие одобрено методическим советом Уральского энергетического института УрФУ для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 13.03.03, 13.03.04 – «Энергетическое машиностроение», и используются в учебном процессе кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ.

### Методология и методы исследования.

При выполнении исследования применялись методы анализа, синтеза, и моделирования. Для обоснования конструкций элементов системы тепловых перемещений КП паровых турбин, моделей их взаимодействия использованы результаты экспериментальных исследований автора и других учёных, аналитические и численные расчёты. Блок-схема исследования представлена на рисунке 1.

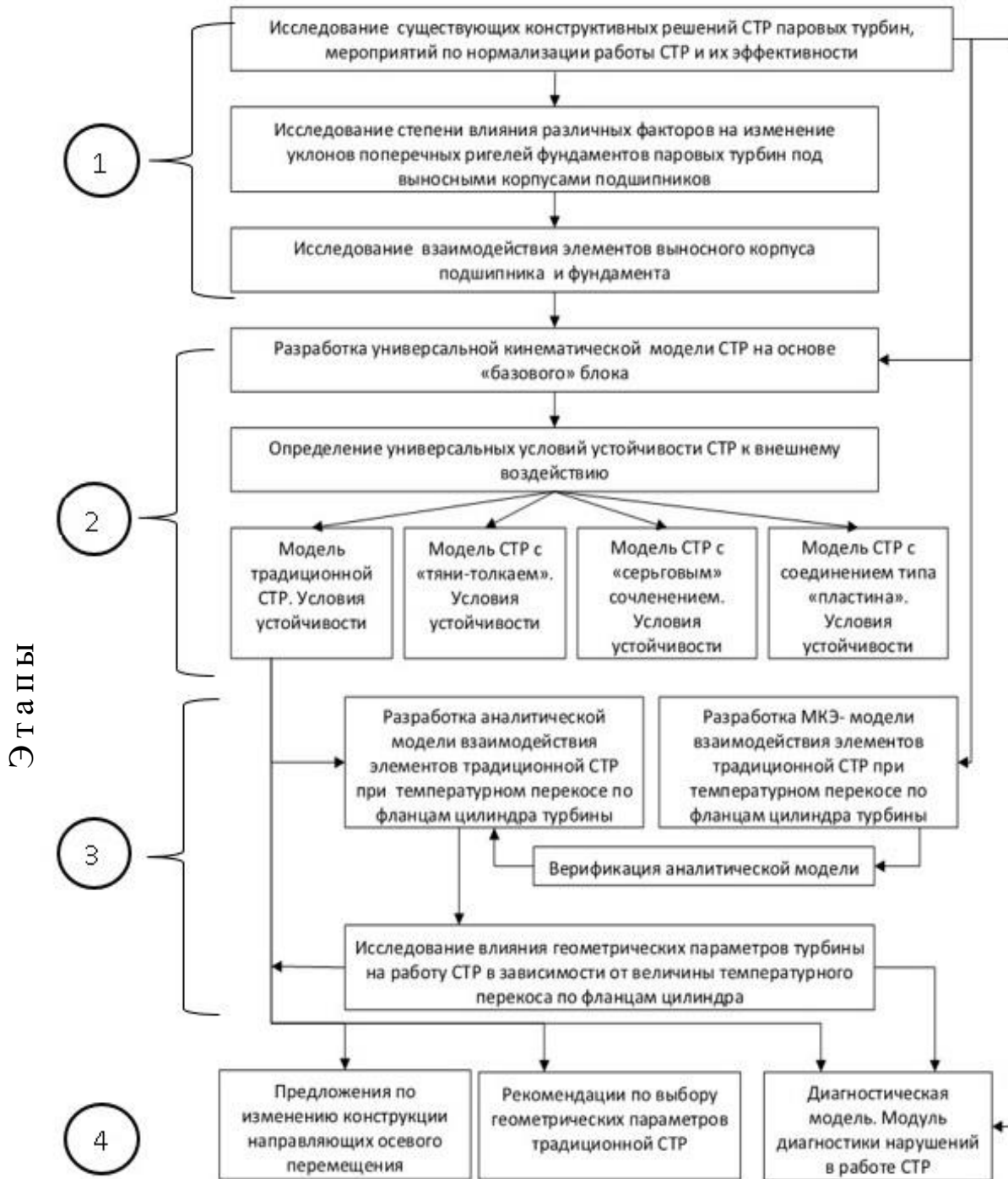


Рисунок 1 - Блок-схема исследования

В диссертации система тепловых перемещений выносных корпусов подшипников турбины рассмотрена как совокупность взаимовлияющих элементов: фундамент (поперечные ригели фундамента под КП), КП, узел сочленения КП и цилиндра турбины, цилиндры, узел продольных шпонок, обеспечивающих осевое перемещение КП. Опыт показал, что усовершенствование одного из элементов, узлов не всегда обеспечивает нормальную работу СТП в целом или одинаковые результаты на турбинах разных конструкций.

Для представления СТП как единого целого в рассматриваемой работе реализовано несколько этапов (рисунок 1). На первом этапе проведён анализ конструктивных решений, влияния различных факторов, взаимодействия узлов СТП.

Наиболее информативным и объективным показателем нормальной работы СТП является изменение углового положения поверхности скольжения КП по фундаментной раме (уклона ригеля), поэтому необходимо комплексно рассмотреть все факторы, способные оказывать влияние на этот параметр работы СТП. Исследование влияния различных факторов на изменение уклона ригеля показало, что для фундаментов новых турбин или турбин после капитального ремонта, для которых подтверждено соответствие характеристик проектным значениям, суммарное изменение уклона ригеля вследствие неравномерного нагрева боковых граней ригеля и действия силы трения на поверхности скольжения КП по фундаментной раме не могут превышать допускаемые нормативной документацией значения. Соответственно, дополнительные силы сопротивления движению КП по фундаментной раме, вызывающие изменение уклона ригеля сверх допустимых пределов, для новых турбин или турбин после капитального ремонта, могут возникать только в паре «КП – направляющие осевого перемещения».

По результатам рассмотрения моделей взаимодействия КП и направляющих осевого перемещения выявлена модель их взаимодействия, при которой возможно возникновение максимальных сил сопротивления перемещению КП по фундаментной раме, вплоть до заклинивания КП на направляющих. В этом варианте взаимодействия возникает «диагональный» контакт – точки контакта КП и направляющих осевого перемещения находятся по разные стороны от оси турбины). На основании выполненных автором натурных исследований турбин различных типоразмеров было установлено, что одним из факторов возникновения «диагонального» контакта являются усилия и моменты, приложенные к турбине (цилиндрам и КП) со стороны присоединённых трубопроводов (в

т.ч. маслопроводов). Поскольку полностью устранить влияние присоединённых трубопроводов невозможно, необходимо обеспечить устойчивость СТП к внешнему воздействию, т.е. исключение «диагонального» контакта и заклинивания КП на направляющих, за счёт конструктивных изменений элементов СТП.

Основываясь на результатах исследования существующих конструктивных решений сочленений элементов СТП и для исследования условий устойчивости СТП к внешнему воздействию, на втором этапе работы (рисунок 1) автором предложена универсальная (идеализированная) кинематическая модель «базового» блока системы «цилиндр турбины – КП – фундамент». Набор «базовых» блоков позволяет моделировать СТП как одноцилиндровых, так и многоцилиндровых турбин.

Исследование устойчивости СТП проведено на третьем этапе работы. На данном этапе формализованы условия, при которых СТП при внешнем воздействии сохраняет устойчивость, т.е. исключено заклинивание КП на направляющих как для одного цилиндра турбины, так и для многоцилиндровой турбины в целом. На основании полученных общих условий устойчивости определены частные условия устойчивости для СТП с применяющимися в настоящее время конструкциями устройств сочленения КП и цилиндра турбины.

Поскольку для традиционной СТП причиной возникновения заклинивания КП на направляющих осевого перемещения может быть не только внешнее воздействие, но и разница температур фланцев с левой и правой стороны цилиндра, для анализа условий возникновения заклинивания на основе ранее рассмотренной кинематической модели традиционной СТП дополнительно разработана упрощенная аналитическая модель взаимодействия элементов традиционной СТП при температурном перекосе по фланцам цилиндра турбины. Верификация аналитической модели была выполнена с использованием конечно-элементной модели, разработанной на основе анализа конструктивных решений традиционной СТП. С использованием аналитической модели выполнен анализ влияния на работу СТП зависимости изменения геометрических параметров турбины и величины температурного перекоса по фланцам цилиндра турбины.

На основе предложенных моделей взаимодействия КП выполнен анализ существующих конструкций направляющих осевого перемещения и предложена конструкция направляющих, обеспечивающая отсутствие пластических деформаций в зоне контакта

направляющих и КП. Также сформулированы рекомендации по выбору геометрических параметров СТП.

Представление СТП как совокупности взаимосвязанных элементов и узлов позволило формализовать и определить численные показатели их взаимного влияния. На четвертом этапе работы (рисунок 1) разработаны рекомендации и предложения по совершенствованию конструкции элементов СТП и информационному обеспечению её работы. Для выявления причин возникающих в процессе эксплуатации турбин нарушений работы СТП на основании опыта проведения обследований систем тепловых расширений паровых турбин автором предложена концепция построения в составе АСУ ТП автоматизированного диагностического модуля СТП. Диагностическая модель СТП турбины, используемая в модуле диагностики, синтезируется на основе предложенных кинематической и аналитической моделей исходя из анализа геометрических характеристик турбины. Основой диагностической модели является экспертная система, предназначенная для определения дефектов СТП на основе ряда признаков, оцениваемых с использованием предложенной в работе схемы измерения основных параметров состояния турбины.

#### **Положения, выносимые на защиту.**

1. Основной причиной превышения величиной уклона ригеля фундамента турбины под КП допустимых пределов, по крайней мере для вновь смонтированных турбин или турбин после технического перевооружения, являются силы сопротивления перемещению КП, возникающие при контакте боковых поверхностей паза в КП с направляющими осевого перемещения. Наиболее неблагоприятным, с точки зрения возникновения заклинивания КП на продольных шпонках, является «диагональный» контакт в паре «КП – продольные шпонки», когда обе боковые поверхности паза в подошве КП вступают в контакт с продольными шпонками.
2. Условия устойчивости СТП к внешнему воздействию, теоретически обоснованные с использованием предложенной автором универсальной кинематической модели системы ЦПФ.
3. Критерии выбора конструкторских решений СТП с точки зрения обеспечения её устойчивости к внешнему воздействию.
4. Аналитическая модель, позволяющая оценить величину усилий, действующих на продольные шпонки в зависимости от величины температурного перекоса на фланцах цилиндра и геометрических параметров цилиндра турбины и КП.

5. Конструктивное решение направляющих осевого перемещения КП, которое обеспечивает отсутствие пластических деформаций в паре «КП – продольные шпонки».
6. Модуль диагностики СТП позволяющий выявлять три группы дефектов: повышенные силы трения на поверхности скольжения КП; заклинивание КП на продольных шпонках и заклинивание одной из пары опорных лап на поперечной шпонке.

**Апробация работы.** Основные материалы диссертационной работы обсуждены и доложены на:

- международной научно-технической конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (Украина, Харьков, 1997);
- II и III Международных научно-практических конференциях «Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта» (Екатеринбург. 1998 г., 2001 г.);
- Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы вибрации и вибродиагностики энергетического оборудования» (29.05 – 01.06.2000 г.);
- четвёртом рабочем заседании координационного Совета по надёжности и диагностике теплотехнического оборудования ТЭС по секции «Динамическая надёжность и диагностика турбомашин», состоявшемся 22 – 23 ноября 2000 г. в г. Уфе;
- техническом совещании главных инженеров электростанций ОАО «Свердловэнерго» «Совершенствование эксплуатации турбинного оборудования ТЭС», состоявшемся 4 июля 2000 г. в г. В. Тагил;
- пятом рабочем заседании координационного Совета по надёжности и диагностике теплотехнического оборудования ТЭС по секции «Динамическая надёжность и диагностика турбомашин», состоявшемся 15– 17 мая 2001 г. в «Челябэнерго»;
- Международной научно-практической конференции «Перспективы развития технических наук» (Челябинск, 06 июля 2015 г.);
- XVI международной научно-практической конференции «Современные концепции научных исследований» (Москва, 24-25 июля 2015 г.);

- IV международной научно-практической конференции «Технические науки в мире: от теории к практике» (Ростов-на-Дону, 11 августа 2017 г.);
- международной конференции «INTERNATIONAL CONFERENCE ON PROBLEMS OF THERMAL PHYSICS AND POWER ENGINEERING 2017», RTPPE 2017 (Москва, 09-11 октября 2017 г.);
- I международной научно-практической конференции «Вопросы технических и физико-математических наук в свете современных исследований» (Новосибирск, 26 марта-06 апреля 2018 г.);
- научно-технической конференции АО ВТИ «Ремонт и техническое обслуживание оборудования электростанций» (Москва, 17-18 апреля 2019 г.);
- международной конференции «2020 HIGH SPEED TURBOMACHINES AND ELECTRICAL DRIVES CONFERENCE», HSTED 2020, Prague, 14–15 мая 2020 года;
- заседании круглого стола на тему «Диагностирование, ремонт и эксплуатация оборудования турбоустановок ПТУ и ПГУ ТЭС» в рамках Российского энергетического форума и международной выставки «Энергетика Урала» (г Уфа, 26-28 октября 2022 г.).

**Публикации.** Основное содержание диссертации опубликовано в 27 печатных работах, из них в научных изданиях, определенных ВАК РФ и Аттестационным советом УрФУ – 12 статей, в том числе в изданиях, индексируемых международными базами данных Web of Science и Scopus – 8, и 1 патент РФ на полезную модель.

Диссертационная работа выполнялась на кафедре «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина».

**Структура и объём работы.** Диссертационная работа состоит из введения, 8 глав, заключения, описки сокращений, списка литературы из 158 наименований. Общий объём диссертации - 325 страниц, в том числе 126 рисунков, 13 таблиц.

#### **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, определены направление и цель исследований, дана общая характеристика и структура работы.



**В первой главе** представлен обзор публикаций по теме диссертации.

Рассмотрены основные принципы организации СТП, показаны типовые конструкции отдельных узлов СТП.

Проанализированы основные известные причины нарушений нормальной работы СТП: возникновение больших сил трения между подошвами КП и фундаментными рамами; заклинивания соединения «КП — продольная шпонка». Представлены результаты исследований ряда авторов по определению первопричин нарушений работы СТП. Выполнен обзор ранее известных разработок и мероприятий по нормализации тепловых перемещений КП.

На основе анализа опыта эксплуатации турбин, на которых были реализованы рекомендованные мероприятия по обеспечению свободных тепловых перемещений, сделан вывод о недостаточной изученности причин и механизмов возникновения затруднённых перемещений. Сформулированы основные задачи исследования.

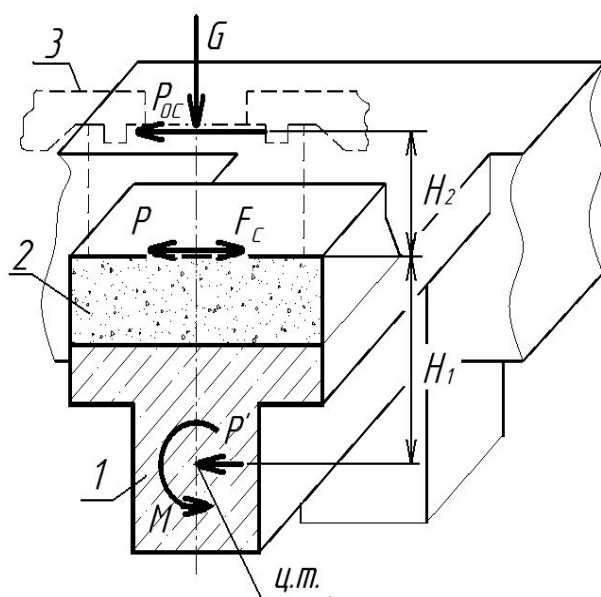
Во **второй главе** представлены предложенная автором концепция надёжности СТП и результаты исследования влияния различных факторов на надёжность СТП.

Показано на основе анализа установленных в нормативной документации критериев наличия нарушений в работе СТП, что основным критерием, определяющим надёжность СТП, является угловое положение верхней поверхности ригеля фундамента (уклон ригеля) под КП. Надёжность СТП обеспечивается, если изменение уклонов ригелей под КП не превышает допустимых пределов. Универсальность критерия надёжности позволяет рассмотреть вопрос о разработке универсальной модели надёжности и предложить единый подход к автоматизации оценки состояния и диагностированию нарушений СТП.

Рассмотрено взаимодействие элементов системы «турбина-фундамент-основание». Исходя из анализа конструкции фундамента и поперечных ригелей под КП, определены основные факторы, оказывающие влияние на изменение уклона ригеля: неравномерный нагрев боковых граней ригеля и силовое воздействие на ригель со стороны КП.

Анализ конструкции ригелей ряда фундаментов турбин средней мощности (50-300 МВт) показал, что в большинстве случаев поперечное сечение ригеля под КП имеет форму тавра, реже – Г-образную форму и форму прямоугольника. Форма поперечного сечения в форме тавра позволяет минимизировать влияние неравномерного нагрева граней от проходящих вблизи трубопроводов. На примере фундаментов турбин Т-100/120-130 и ПТ-135/140-130/15 ТМЗ показано, что при величине температурного перегиба по

боковым граням ригеля в  $30^{\circ}\text{C}$  изменение уклона его верхней плоскости составит от 0,19 до 0,25 мм/м, что составляет около половины от допускаемой нормативной документацией величины изменения уклона ригеля при пуске турбины.



1 – основное тело ригеля; 2 – набетонка под фундаментную раму; 3 – корпус подшипника и опорные лапы цилиндров турбины; Ц.Т. – центр тяжести поперечного сечения основного тела ригеля.

Рисунок 2. - Схема нагружения ригеля фундамента паровой турбины

Анализ схемы нагружения поперечного ригеля в процессе эксплуатации (рисунок 2) показал, что величина изменения уклона ригеля в зоне упругих деформаций железобетона прямо пропорциональна моменту  $M$ , вызывающего угловую деформацию ригеля.

Анализ данных, полученных специалистами АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева» при проведении натурных испытаний ряда фундаментов паротурбинных агрегатов до установки на них турбин, показал, что величины изменения уклонов ригелей во всех случаях не превышают значений, ограниченных требованиями нормативной документации. Изменение уклона ригеля при воздействии расчётной горизонтальной нагрузки составляло от 28 до 98% от расчётной величины. Исследования прочностных характеристик фундаментов турбоагрегатов эксплуатируемых в течение длительного времени, также выполненные специалистами АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева», показали, что фактическая прочность бетона этих фундаментов была на 15-30% выше заложенной при проектировании, таким образом железобетонные конструкции фундамента, при отсутствии нарушений в условиях их эксплуатации, способны в течение всего времени эксплуатации обеспечивать допустимые значения изменения уклонов ригелей при воздействии на ригели расчётных горизонтальных усилий.

При нагреве/остывании цилиндров турбины на КП со стороны цилиндра турбины действует осевое усилие  $P_{ос}$ , которое стремится переместить КП по фундаментной раме. При перемещении КП на ригель действует сила  $P$ , равная по величине и противоположная

по направлению сила сопротивления перемещению  $F_{c.}$ , которая является суммой силы трения на поверхности скольжения КП по фундаментной раме и сил сопротивления движению, возникающих в паре «КП – продольные шпонки». До начала движения КП по фундаментной раме величина момента  $M$  определяется как  $M = P_{oc} \times (H_1 + H_2)$ , а после начала движения как  $M = P \times H_1$ . Если рассматривать только силы трения, возникающие в паре «подошва КП - фундаментная рама», то при движении КП по фундаментной раме величина момента  $M$  и, соответственно, величина уклона ригеля, уменьшится на отношение плеч. Анализ геометрических характеристик ряда фундаментов паровых турбин показал, что величина отношения плеч момента  $M$  находится в интервале от 0,54 до 0,63.

Нормативной документацией определено, что при разработке задания на проектирование фундамента величину коэффициента трения на поверхностях скольжения КП по фундаментным рамам необходимо принимать равной 0,3. Такая величина соответствует коэффициенту трения покоя для пары «сталь – чугун». В современных турбинах и КП и фундаментная рама изготавливаются из стали. Для пары «сталь – сталь» величина коэффициента трения покоя составляет от 0,15 до 0,18. Такие величины коэффициента трения справедливы только до момента начала перемещения КП. При движении КП по фундаментной раме, особенно после толчка ротора при появлении вибрации на опорах ротора, величина силы трения на подошве КП определяется коэффициентом трения скольжения. Для целей представляемой работы было принято, что коэффициент трения скольжения составляет 0,6 от коэффициента трения покоя. Соответственно, при перемещении КП по фундаментной раме сила трения на подошве КП будет меньше расчётной. В рамках выполненного исследования не принималось во внимание применение антифрикционных материалов на поверхностях скольжения КП по фундаментной раме.

Сила трения зависит также от весовой нагрузки, передаваемой через КП на фундаментную раму. Причиной изменения суммарной весовой нагрузки, передаваемой на поверхность скольжения через КП, в процессе эксплуатации могут быть только присоединённые к цилиндру турбины трубопроводы. Анализ результатов натурных исследований выполненных специалистами ЦКТИ и расчётных исследований присоединённых к цилиндрам турбины трубопроводов, выполненных автором с использованием специальных расчётных программ, показали, что вертикальная нагрузка от трубопроводов в процессе пуска изменяется в пределах 30% от величины вертикальной нагрузки в холодном состоянии.

Исходя из вышеизложенного, можно утверждать, что величина изменения уклона ригеля, вызванного действием силы трения на подошве КП при его перемещении по чистой поверхности фундаментной рамы и при приложении к нему весовой нагрузки, изменяющейся в обозначенных выше пределах, составляет не более 0,1 мм/м. С учётом ранее рассмотренного возможного изменения уклона ригеля вследствие неравномерного нагрева его боковых граней суммарное изменение уклона ригеля составит около 0,35 мм/м. Соответственно, для новых турбин и турбин после капитального ремонта с чисткой поверхностей скольжения изменение уклона ригеля при пуске сверх нормативной величины 0,5 мм/м вызвано дополнительными силами сопротивления перемещению, возникающими при контакте КП с продольными шпонками.

Данные натурных исследований СТП показывают, что наибольшая величина изменения уклона ригеля наблюдается, как правило, на завершающих этапах нагружения турбины. На рисунке 3 в качестве примера представлена зависимость изменения уклона ригеля под корпусом переднего подшипника (КП1) от величины его перемещения для турбины ПТ-135/140-130/15 ТМЗ ст.№6 Ново - Салаватской ТЭЦ во время пуска из холодного состояния 26-27.06.2021. Из графика видно, что в начале движения КП1 величина уклона ригеля достигла значения 0,7 мм/м, что превышает допустимые пределы и свиде-

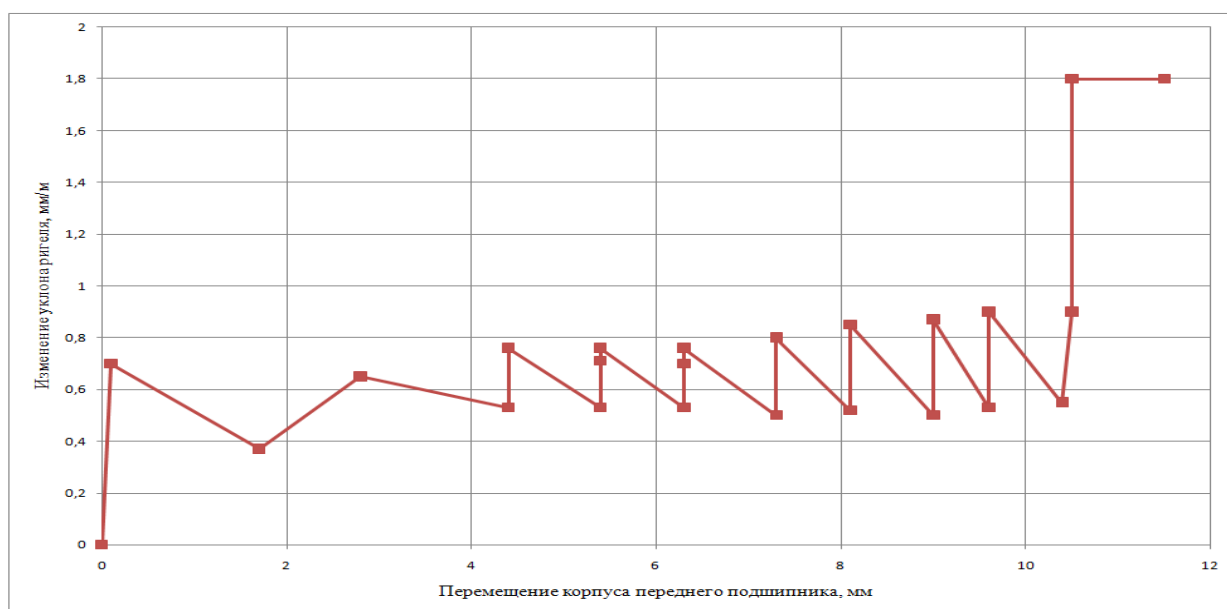


Рисунок 3. - Изменение уклона ригеля КП1 турбины ПТ-135/140-130/15 ст.№6 Ново - Салаватской ТЭЦ во время пуска из холодного состояния 26-27.06.2021 г.

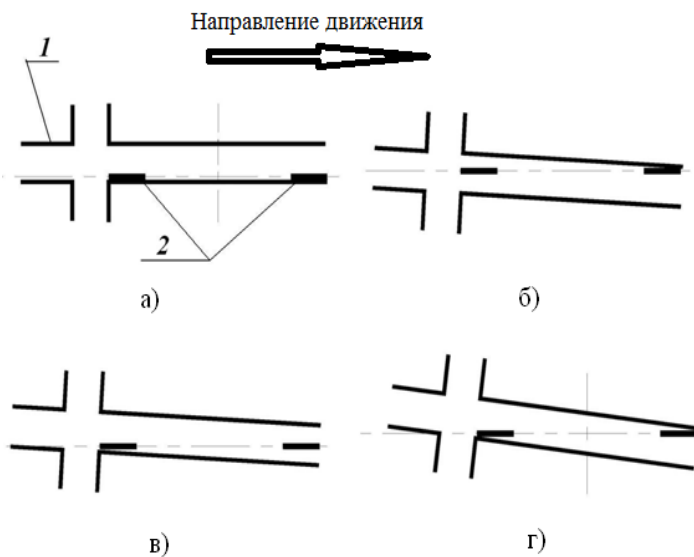
тельствует о наличии дефектов СТП. Тем не менее, при перемещении КП1 до 10,4 мм величина изменения уклона ригеля стабильно находится в пределах от 0,4 до 0,9 мм/м. На

заключительном этапе перемещения КП1 происходит резкий рост величины уклона ригеля до значения 1,8 мм/м. Если при перемещении на участке до 10,4 мм можно было предположить, что увеличение уклона ригеля обусловлено ухудшением качества поверхности скольжения, то на участке перемещения от 10,4 до 11,5 мм резкое ухудшение поверхности скольжения с ростом коэффициента трения в 2 раза маловероятно. Соответственно, можно сделать вывод о том, что для турбин, находящихся в эксплуатации, изменение уклона ригеля сверх величины, достигнутой в начале движения КП также вызвано силами сопротивления движению, возникающими в паре «продольные шпонки – корпус подшипника».

Результаты выполненного исследования показывают, что основной причиной нарушения надёжности функционирования СТП, по крайней мере для новых турбин и турбин после капитального ремонта, являются силы сопротивления перемещению выносного корпуса подшипника, возникающие в паре «КП – продольная шпонка».

**В третьей главе** выполнено исследование по определению условий, при которых нарушается надёжность функционирования СТП.

Анализ взаимодействия КП и продольных шпонок показывает, что возможно че-



1 – корпус подшипника, 2 – продольные шпонки

Рисунок 4 - Схемы взаимодействия корпуса подшипников и фундаментной рамы

тыре варианта контакта в паре «КП - продольная шпонка» (рисунок 4): а) односторонний контакт с обеими продольными шпонками; б) контакт только с дальней от цилиндра продольной шпонкой; в) контакт только с ближней к цилиндру продольной шпонкой; г) «диагональный» контакт обеих сторон паза в подошве КП с обеими продольными шпонками.

Результаты выполненных автором натурных исследований ряда

турбин показали, что «диагональный» контакт возникал и при отсутствии ранее известных причин «закусывания» КП на продольных шпонках: разности температур фланцев

цилиндров и «защемления лап цилиндров на поперечных шпонках (на турбинах, оборудованных разрезными/поворотными поперечными шпонками). На всех турбинах, состояние СТП которых не соответствовало критериям надёжности, разность перемещений левой и правой сторон КП превышала пределы обусловленные зазорами между продольными шпонками и боковыми гранями паза в подошве КП. В качестве примера в таблице 1 представлены данные по поворотам корпусов переднего подшипника (КП1) и корпусов среднего подшипника (КП2) турбин семейства Т-100-130 ТМЗ в горизонтальной плоскости. Поворот КП относительно оси турбины оценивался как размах разности перемещения сторон КП. Соответствующие «эквивалентные зазоры» в паре «КП – продольная шпонка» сравнивались с формулярными зазорами. Величина «эквивалентного зазора» определялась как половина величины размаха разности перемещений сторон КП, делённая на ширину подошвы КП и умноженная на расстояние между продольными шпонками (по внешним граням).

Таблица 1- Повороты корпусов подшипников турбин семейства Т-100-130 ТМЗ в горизонтальной плоскости

В миллиметрах

Объект	Размах разности перемещения сторон КП1	Размах разности перемещения сторон КП2	Эквивалентный зазор по продольным шпонкам КП1	Эквивалентный зазор по продольным шпонкам КП2	Формулярные зазоры по продольным шпонкам
Северная ТЭЦ АО «Ленэнерго» ст.№3	1,2	1,4	0,37	0,51	0,05-0,06
	0,2	0,9	0,06	0,33	
Ново-Свердловская ТЭЦ ст. №1	1,5	0,7	0,46	0,25	
Ново-Свердловская ТЭЦ ст.№2	1,6	0,3	0,50	0,11	
	0,6	0,1	0,19	0,05	
Ново-Свердловская ТЭЦ ст.№3	0,9	0,8	0,28	0,29	
Саранская ТЭЦ-2 ст. №5	1,2	0,7	0,37	0,25	
Норильская ТЭЦ-2 ст.№5	1,6	0,9	0,50	0,33	
Норильская ТЭЦ-3 ст. №3	2,0	0,7	0,62	0,25	
	1,2	0,8	0,37	0,29	

Представленные данные показывают, что во всех случаях взаимодействие КП и продольных шпонок проходило по типу «г» (рисунок 4) и в местах контакта продольных

шпонок и КП возникали пластические деформации. Такое изменение положения КП относительно оси турбины может быть вызвано, кроме температурного перекося по фланцам цилиндра турбины и заземлением одной из лап на поперечных шпонках, внешним силовым воздействием со стороны присоединённых к турбине трубопроводов.

Турбина является частью турбоустановки, которая представляет собой сложную пространственную систему, состоящую из собственно турбины и вспомогательного оборудования, соединённых между собой трубопроводами.

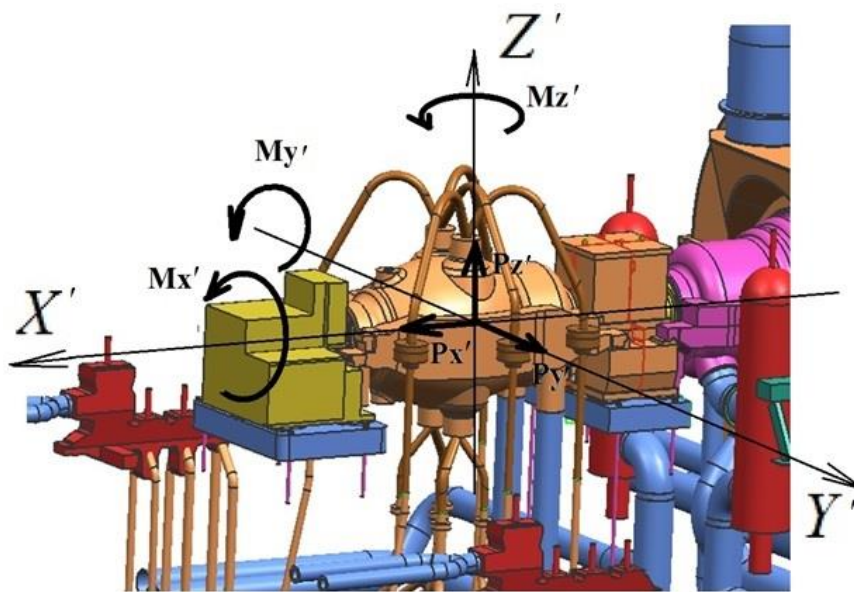


Рисунок 5 - Проекция главного вектора системы сил и момента системы сил, приложенных к цилиндру турбины

Со стороны присоединённых трубопроводов на патрубки цилиндров турбины действует система сил и моментов. На рисунке 5 в качестве примера представлены проекции главного вектора и главного момента системы сил, действующей на цилиндр высокого давления (ЦВД) турбины К-330-24,5 УЗЭМ на оси локальной прямоугольной системы координат.

Ось  $X'$  совпадает с осью турбины и направлена от генератора в сторону регулятора. Ось  $Y'$  лежит в горизонтальной плоскости, проходящей через ось турбины, и проходит через проекцию центра масс цилиндра турбины на эту плоскость. Ось  $Z'$  направлена вертикально вверх и проходит через точку пересечения осей  $X'$  и  $Y'$ .

Тепловое удлинение трубопроводов, тепловые перемещения патрубков цилиндра турбины и вспомогательного оборудования приводят к изменению величины и направления главного вектора системы сил и главного момента. Изменяется положение цилиндра турбины. Через устройства сочленения цилиндра турбины и КП усилия от цилиндра передаются на КП и стремятся повернуть его. Для полного исключения влияния системы присоединённых к цилиндру турбины трубопроводов на положение КП необходимо,

чтобы направление проекции главного вектора сил на горизонтальную плоскость совпало с осью турбины, то есть чтобы полностью отсутствовали сдвиговые усилия, направленные перпендикулярно к оси турбины, и моменты относительно вертикальной оси, поворачивающие цилиндр турбины в горизонтальной плоскости.

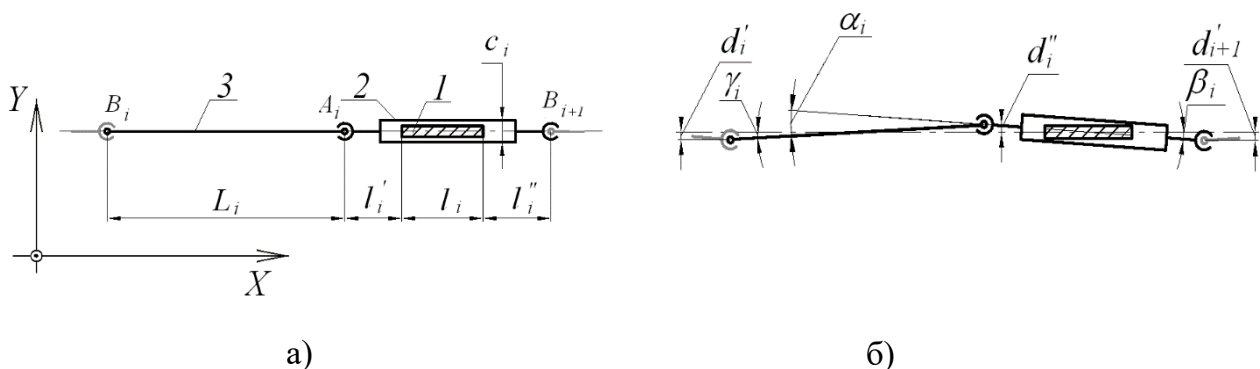
Результаты выполненных автором натурных и расчётных исследований показали, что влияние на изменение положения КП относительно оси турбины оказывают и присоединённые к КП маслопроводы.

Опыт автора по обследованию трубопроводных систем паротурбинных установок показал, что при монтаже трубопроводов и/или их ремонте возможно внесение трудно выявляемых отклонений от проектных решений и появление нерасчётных усилий и моментов, действующих на цилиндры турбины и КП.

Поскольку полностью исключить возникновение усилий и моментов, сдвигающих цилиндры турбины и КП относительно оси турбины, невозможно, необходимо определить условия, при которых СТП устойчива к внешнему воздействию, то есть исключено возникновение «диагонального» контакта в паре «КП – продольная шпонка».

В **четвертой главе** представлены результаты разработки обобщённой универсальной модели взаимодействия цилиндров турбины, КП и фундамента турбины. На основе предложенной модели определены универсальные условия устойчивости СТП и условия устойчивости СТП с различными конструкциями устройств цилиндра турбины и КП.

На основе анализа рассмотренных в главе 1 конструкций устройств сочленения цилиндров турбины и КП предложена универсальная модель, в которой СТП представлена



а) кинематическая схема «базового» модуля СТП;

б) изменение взаимного положения элементов «базового» модуля при внешнем воздействии;

1 – «продольные шпонки»; 2 – выносной корпус подшипника; 3 – цилиндр турбины.

Рисунок 6 - «Базовый» модуль СТП



в виде многозвенной шарнирной системы состоящей из одного или нескольких «базовых» модулей (рисунок б). Количество «базовых» модулей в схеме СТП равно количеству КП. «Базовый» модуль состоит из трёх звеньев: «продольных шпонок» 1, выносного корпуса подшипника 2 и цилиндра турбины 3. Между собой звенья 1 и 2 связаны призматическим шарниром, который соответствует сочленению «продольные шпонки – паз КП». Звенья 2 и 3 связаны осевым шарниром  $A_i$ , который соответствует устройству сочленения цилиндра турбины и КП. Так же осевыми шарнирами звенья 2 и 3 связаны с предыдущим ( $B_i$ ) и последующим ( $B_{i+1}$ ) «базовыми» модулями. Нумерация модулей принята аналогично нумерации цилиндров – со стороны КП1 в сторону фиксункта. В модели принята правосторонняя система координат, в которой ось X направлена от фиксункта турбины в сторону регулятора.

Для модели были приняты следующие обозначения:

$L_i$  – расстояние между шарнирными узлами  $i$ -го цилиндра турбины;

$l_i$  – расстояние между внешними торцами направляющих  $i$ -го КП;

$l'_i$  – расстояние между внешним торцом направляющих  $i$ -го КП со стороны фиксункта и ближайшим шарнирным узлом цилиндра;

$l''_i$  – расстояние между дальним от фиксункта внешним торцом направляющих  $i$ -го КП и ближайшим шарнирным узлом  $(i+1)$ -го цилиндра турбины;

$c_i$  – суммарный зазор в  $i$ -ом призматическом шарнире между направляющими «продольными шпонками» и КП;

$d'_i$  – сдвиг ближайшего к фиксункту шарнирного узла от оси турбины в поперечном направлении;

$d''_i$  – сдвиг шарнирного узла между цилиндром и КП от оси турбины в поперечном направлении;

$d'_{i+1}$  – сдвиг шарнирного узла между КП и следующим цилиндром от оси турбины в поперечном направлении;

$\alpha_i$  –угловое смещение оси КП а от оси цилиндра турбины;

$\beta_i$  –угловое смещение оси КП относительно оси турбины;

$\gamma_i$  –угловое смещение оси цилиндра относительно оси турбины;

$i$  – номер «базового» модуля, нумерация ведётся со стороны фиксункта турбины.

При разработке модели приняты следующие допущения и упрощения: изменением линейных размеров звеньев 2 и 3, связанных с изменением их температурного состояния,

а также изменением проекций этих звеньев на ось  $X$ , связанных с их поворотом относительно оси турбины, пренебрегаем; шарнирный узел  $B_i$  не перемещается вдоль оси  $X$ ; шарнирные узлы  $A_i$ ,  $B_i$  и  $B_{i+1}$ , при воздействии на звенья «базового» модуля внешних усилий и моментов, могут занимать только крайние положения, допускаемые конструкцией сочленения.

При сдвиге или повороте звена 3, в результате какого-либо силового воздействия, происходит поворот звена 2 относительно звена 1. Величина  $\alpha_i$  определяется как  $\alpha_i = \beta_i - \gamma_i$ . Поскольку величины угловых смещений малы, удобнее это выражение записать в безразмерном виде.

$$\frac{\alpha_i}{\beta_i} = 1 - \frac{\gamma_i}{\beta_i} \quad (1)$$

В свою очередь, с учётом принятых допущений,  $\gamma_i = \frac{d_i'' - d_i'}{L_i}$  и  $\beta_i = \frac{0 - d_i''}{(l_i' + \frac{l_i}{2})}$ .

Тогда выражение (1) можно записать

$$\frac{\alpha_i}{\beta_i} = 1 + \left(1 - \frac{d_i'}{d_i''}\right) \times \left(K_i^I + \frac{1}{2}\right) \times K_i^{II}, \quad (2)$$

где  $K_i^I$  и  $K_i^{II}$  – безразмерные коэффициенты, зависящие от геометрических размеров «базового» звена и которые определяются как  $K_i^I = \frac{l_i'}{l_i}$  и  $K_i^{II} = \frac{l_i}{L_i}$ .

Анализ предложенной модели показывает, что при отсутствии ограничений по величине угла  $\alpha_i$  в призматическом шарнире при внешнем воздействии на звено 3 возникает «диагональный» контакт, т.е. СТП теряет устойчивость. Для исключения появления «диагонального» контакта необходимо, чтобы выполнялось неравенство

$$\alpha_i^{\text{пред}} < \beta_i^{\text{пред}} - \gamma_i, \quad (3)$$

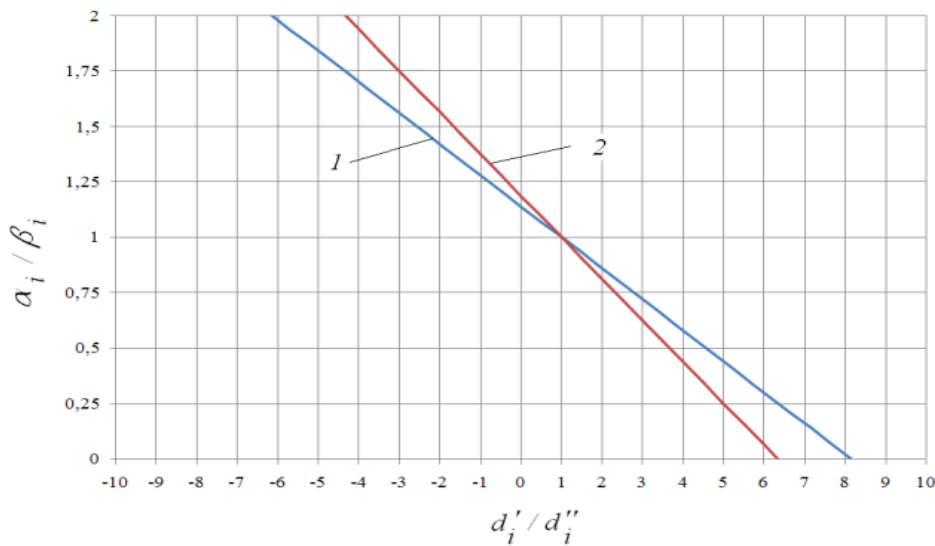
где  $\alpha_i^{\text{пред}}$  – предельное угловое смещение звена 2 относительно звена 3, которое задано конструкцией шарнирного соединения;

$\beta_i^{\text{пред}}$  – предельное угловое смещение звена 2 относительно звена 1, величина которого определяется как  $|\beta_i^{\text{пред}}| = \frac{c_i}{l_i}$ .

С учётом выражения (1) неравенство (3) можно записать

$$\frac{\alpha_i^{\text{пред}}}{\beta_i^{\text{пред}}} < 1 + \left(1 - \frac{d_i'}{d_i''}\right) \times \left(K_i^I + \frac{1}{2}\right) \times K_i^{II} \quad (4)$$

Таким образом, при всех сочетаниях  $\frac{\alpha_i^{\text{пред}}}{\beta_i^{\text{пред}}}$  и  $\frac{d_i'}{d_i''}$  лежащих в области ниже линии описываемой выражением (1), которую предложено называть границей самоторможения, появление «диагонального» контакта в призматическом шарнире исключено и наоборот, при всех сочетаниях находящихся выше этой границы, возникает «диагональный» контакт и возможно появление эффекта самоторможения при движении звена 2 относительно звена 1. На рисунке 7 представлены примеры диаграмм самоторможения, построенные для различных значений коэффициентов  $K_i^I$  и  $K_i^{II}$ .



1 –  $K_i^I=0,2, K_i^{II}=0,2$ ;      2 –  $K_i^I=0, K_i^{II}=0,375$

Рисунок 7 - Диаграмма самоторможения

Видно, что при равных величинах поперечного сдвига шарнирных узлов  $A_i$  и  $B_i$  величины углов  $\alpha_i$  и  $\beta_i$  равны. При увеличении отношения  $d_i'$  к  $d_i''$  величина углового смещения  $\alpha_i$  становится меньше величины  $\beta_i$ . При уменьшении отношения  $\frac{d_i'}{d_i''}$  величина углового смещения  $\alpha_i$  становится больше величины  $\beta_i$ . При сдвигах  $d_i'$  и  $d_i''$  в противоположных направлениях величина углового смещения  $\alpha_i$  всегда больше величины  $\beta_i$ . Поэтому в дальнейшем целесообразно рассматривать только однонаправленные поперечные смещения шарнирных узлов. Для практических целей условие устойчивости удобно принять

$$\frac{\alpha_i^{\text{пред}}}{\beta_i^{\text{пред}}} < 1. \quad (5)$$

Для того, чтобы условие (5) гарантированно обеспечивало устойчивость СТП, должно быть верным неравенство  $\left(1 - \frac{d_i'}{d_i''}\right) \times \left(K_i^I + \frac{1}{2}\right) \times K_i^{II} \geq 0$ . Применительно к од-

ноцилиндрической турбине получаем  $|d'_1| \leq c_1 \left( K_1^I + \frac{1}{2} \right)$ . Поскольку величина  $|d'_1|$ , как правило, не больше половины зазора  $c_1$ , то можно утверждать, что на практике выполнение условия (5) обеспечивает устойчивость СТП к внешнему воздействию.

Для СТП с двумя «базовыми» модулями ( $i$  и  $i+1$ ), условие устойчивости для модуля « $i+1$ » можно записать аналогично (5)

$$\frac{\alpha_{i+1}^{\text{пред}}}{\beta_{i+1}^{\text{пред}}} < 1 \quad (6)$$

и аналогично должно выполняться неравенство  $\left( 1 - \frac{d'_{i+1}}{d''_{i+1}} \right) \times \left( K_{i+1}^I + \frac{1}{2} \right) \times K_{i+1}^{II} \geq 0$

Для любого  $B_{i+1}$  шарнирного узла величина поперечного сдвига  $d'_{i+1}$  обуславливается угловым смещением звена 2 предыдущего базового модуля. С учётом того, что, как правило,  $l'_i = l''_i$ , можно записать  $|d'_{i+1}| = |d''_i| = c_i \left( K_i^I + \frac{1}{2} \right)$ . Как было отмечено ранее, целесообразно рассматривать только однонаправленные перемещения шарнирных узлов, поэтому неравенство (6) примет вид  $c_{i+1} \left( K_{i+1}^I + \frac{1}{2} \right) \geq c_i \left( K_i^I + \frac{1}{2} \right)$ . Для реальных турбин, как правило,  $c_i = c_{i+1}$  и  $l'_i = l''_i = l'_{i+1} = l''_{i+1}$ . Тогда условие (6) обеспечит устойчивость СТП при выполнении неравенств  $l_{i+1} \leq l_i$  или  $|\beta_{i+1}^{\text{пред}}| \leq |\beta_i^{\text{пред}}|$ , и  $|\alpha_i^{\text{пред}}| \leq |\alpha_{i+1}^{\text{пред}}|$ . Исходя из полученных неравенств можно записать универсальное условие устойчивости для СТП с несколькими «базовыми» модулями:

$$\max_i \alpha_i^{\text{пред}} \leq \min_i \beta_i^{\text{пред}} \quad (7)$$

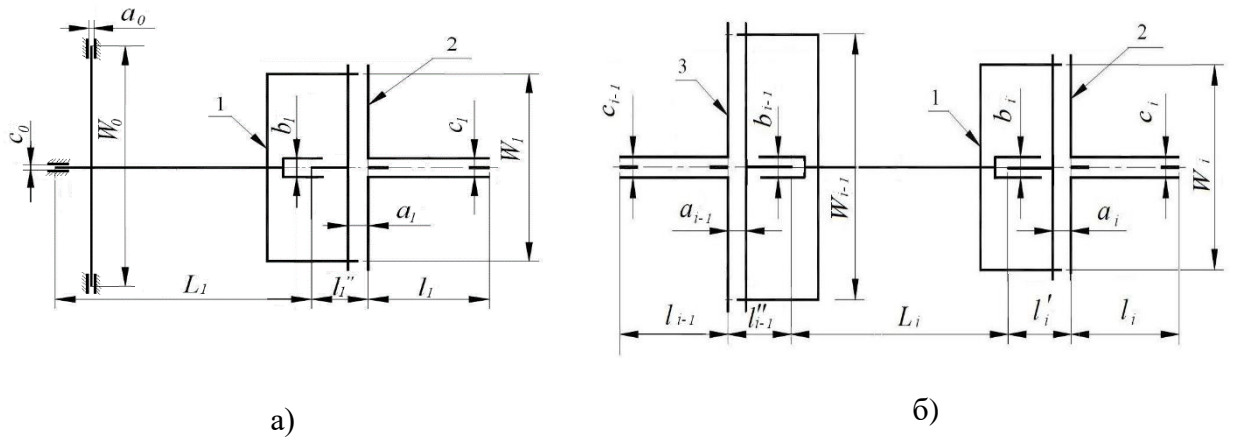
Таким образом, для обеспечения устойчивости СТП многоцилиндрической паровой турбины (турбины с несколькими последовательными КП) необходимо, чтобы предельный угол поворота в каждом узле сочленения цилиндров турбины и КП при любых конструкциях узлов сочленения цилиндров турбины и КП не превышал наименьшей величины предельного угла поворота из всех КП.

В работе также рассмотрены условия устойчивости традиционной СТП для одноцилиндровых и многоцилиндровых турбин.

На основе схемы «базового» модуля, для определения условий устойчивости традиционной СТП были предложены кинематическая схема СТП одноцилиндрической турбины (рисунок 8, а) и схема СТП цилиндра опирающегося на два КП (рисунок 8, б). На рисунке приняты обозначения, аналогичные принятым для «базового» модуля (рисунок б). Дополнительно введены следующие обозначения:

- $a_i$  – суммарный зазор в поперечных шпонках;
- $W_i$  – расстояние между поперечными шпонками;
- $b_i$  – суммарный зазор в вертикальной шпонке;

При выполнении анализа приняты следующие допущения:



а) одноцилиндровая турбина; б) цилиндр и два КП.

1 — цилиндр турбины; 2 — КП1; 3 — КП2

Рисунок 8 - Схемы СТП с традиционным устройством сочленения цилиндра и КП

- первоначальные зазоры в «шпоночных соединениях» выставлены симметричными;
- взаимные угловые перемещения лап цилиндра турбины и опорных «крыльев» КП во внимание не принимаются;
- величины суммарных зазоров на всех поперечных шпонках, всех продольных шпонках и на всех вертикальных шпонках всех шарнирных узлов задаются одинаковыми, т.е.  $a_1 = a_2 = \dots = a_i$ ;  $c_1 = c_2 = \dots = c_i$  и  $b_1 = b_2 = \dots = b_i$ .

Анализ кинематической схемы традиционного сочленения показывает, что величина предельного углового смещения оси КП относительно оси цилиндра турбины определяется из выражения  $\alpha_i^{\text{пред}} = \frac{a_i}{W_i}$ , тогда из (5), получаем условие устойчивости СТП для одноцилиндровой турбины  $\frac{a_1}{c_1} \leq \frac{W_1}{l_1}$ . Для схемы с опиранием цилиндра турбины на два КП, исходя из (7), можно записать

$$\frac{a_i}{c_i} \leq \frac{\min_i W_i}{\max_i l_i} \quad (8)$$

Величина зазора  $b$  на вертикальной шпонке не оказывает влияния на устойчивость СТП и выбирается из условия отсутствия задеваний в системе «статор-ротор» при поперечном смещении цилиндра турбины относительно оси валопровода.

На практике зазоры в сочленениях цилиндров и КП не бывают одинаковыми. При проектировании новых турбин для зазоров в шпоночных соединениях СТП задают интервалы допустимых значений. Оценить устойчивость СТП проектируемой турбины можно в графическом виде, используя предложенную автором «диаграмму устойчивости». По оси абсцисс диаграммы откладываются значения отношений зазоров на вертикальной шпонке к зазорам на продольных шпонках  $\frac{b}{c}$ , по оси ординат – отношения зазоров на поперечной шпонке к зазорам на продольной шпонке  $\frac{a}{c}$ . На поле диаграммы наносится граница устойчивости, построенная по выражению (8). Граница устойчивости делит поле диаграммы на две области: область устойчивости системы – ниже границы устойчивости; область неустойчивого состояния системы – выше границы устойчивости. Также на поле диаграммы строится «область формулярных зазоров», которая определяется системой неравенств:

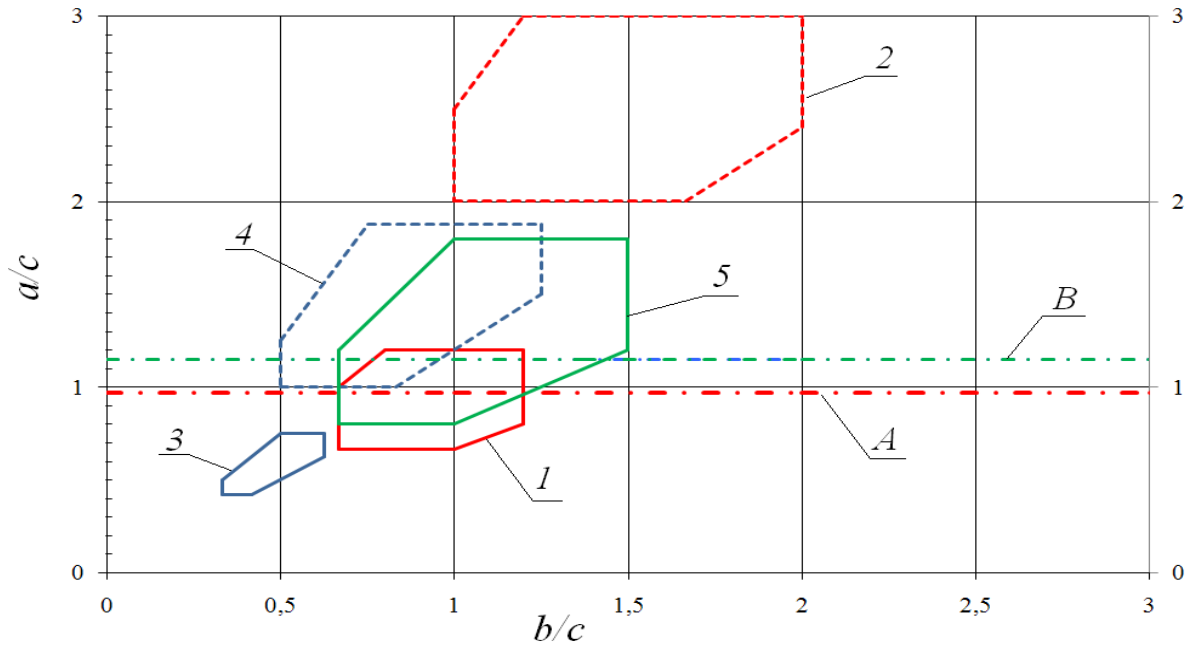
$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{a}{c} \times \frac{b^{min}}{a^{max}} \leq \frac{b}{c} \leq \frac{a}{c} \times \frac{b^{max}}{a^{min}} \\ \frac{a^{min}}{c^{max}} \leq \frac{a}{c} \leq \frac{a^{max}}{c^{min}} \\ \frac{b^{min}}{c^{max}} \leq \frac{b}{c} \leq \frac{b^{max}}{c^{min}} \end{array} \right. , \quad (9)$$

где  $a^{min}$ ,  $b^{min}$ ,  $c^{min}$  – минимальные значения зазоров на поперечных, вертикальных и продольных шпонках соответственно;

$a^{max}$ ,  $b^{max}$ ,  $c^{max}$  – максимальные значения зазоров на поперечных, вертикальных и продольных шпонках соответственно.

На рисунке 9 в качестве примера представлены диаграммы устойчивости СТП для ЦВД выпускавшихся ТМЗ турбин. Геометрические характеристики этих ЦВД приведены в таблице 2 (значения  $W$  указаны по ширине лап).

На диаграмме видно влияние изменения величин формулярных зазоров на устойчивость СТП турбин семейств Т-100/Т-110 и Т-175/Т-185, выпускавшихся АО «Турбомоторный завод». Геометрические характеристики, определяющие границы устойчивости



А – граница устойчивости ЦВД Т-100/Т-110;

В – граница устойчивости ЦВД Т-175/Т-185 и ЦВД Т-250.

1 – область формулярных зазоров ЦВД Т-100/120-130-2; 2 – область формулярных зазоров ЦВД Т-110/120-130-5; 3 – область формулярных зазоров ЦВД Т-175; 4 – область формулярных зазоров ЦВД Т-185; 5 – область формулярных зазоров ЦВД Т-250.

Рисунок 9 - Диаграммы устойчивости для ЦВД некоторых турбин.

Таблица 2 Основные геометрические характеристики сочленений ЦВД с КП1

Турбина	Геометрические характеристики сочленения ЦВД с КП, мм											
	$L_1$	$W_1$	$W_2$	$l_1$	$l_2$	$l'_1$	Поперечные шпонки		Вертикальные шпонки		Продольные шпонки	
							$a^{min}$	$a^{max}$	$b^{min}$	$b^{max}$	$c^{min}$	$c^{max}$
Т-100-1	3175	1500	1750	1550	1340	150	0,04	0,06	0,04	0,06	0,05	0,06
Т-110-5							0,12	0,15	0,06	0,10	0,05	0,06
Т-175	4320	1940	2200	1550	1690	120	0,05	0,06	0,04	0,05	0,08	0,12
Т-185							0,12	0,15	0,06	0,10	0,08	0,12
Т-250	4250	1940	2200	1550	1690	120	0,12	0,18	0,08	0,10	0,10	0,15

СТП, внутри каждого семейства одинаковы. Для первых модификаций турбин зазоры в поперечных шпонках назначались из условия обеспечения «ходовой» посадки. Область формулярных зазоров турбины Т-100/120-130-1 на 2/3 находится в области устойчивости СТП, а для турбин Т-175/210-130 полностью в области устойчивости. Исходя из опыта эксплуатации, когда было выявлено, что происходит «обмятие» контактных поверхностей поперечных шпонок вследствие угловых перемещений лап цилиндров, величины зазоров в поперечных шпоночных соединениях были увеличены практически в 3 раза. Зазоры по продольным шпонкам остались неизменными. В результате области формулярных зазоров переместились практически полностью в область неустойчивого состояния СТП.

Анализ кинематических схем СТП с альтернативными устройствами сочленения цилиндра турбины и КП показал, что устойчивость СТП обеспечивается в тех случаях, когда отношение зазоров в продольном направлении к зазорам на продольных шпонках не превышает отношение ширины сцепного устройства к максимальному расстоянию между продольными шпонками под КП. Поскольку все устройства, передающие осевое усилие без использования лап, имеют ширину значительно меньше расстояния между лапами цилиндра турбины, то, при равных с традиционной СТП расстояниях между продольными шпонками и зазорами на них, зазоры в продольном направлении в элементах сочленения должны быть значительно меньше зазоров в поперечных шпонках традиционного сочленения.

Сравнительный анализ устройств сочленения показал, что для сцепного устройства с Т-образным зацепом при ширине устройства в 4 раза меньшем, чем ширина традиционного устройства, величина зазора в продольном направлении должна быть тоже меньше в 4 раза при всех прочих равных параметрах сочленений. Для устройств серьгового и пластинчатого типа, при аналогичном отношении ширины устройств, величины зазоров в продольном направлении должны быть меньше более, чем в 8 раз. То есть при величине зазора на поперечных шпонках традиционного сочленения 0,15 мм, зазор в Т-образном зацепе должен быть не более 0,037 мм, в сочленении серьгового типа – 0,014 мм, а в пластинчатом – 0,018 мм. При этом необходимо отметить, что, в отличие от Т-образного зацепа, сочленение пластинчатого типа будет работать и при отсутствии зазоров в сочленении, а для функционирования сочленения серьгового типа соединительные штифты могут быть установлены даже с натягом.



Предложенная модель и результаты выполненного моделирования могут быть использованы при проектировании новых паровых турбин и при реконструкции СТП турбин, находящихся в эксплуатации.

**В пятой главе** выполнено исследование условий устойчивости СТП к температурному перекосу по фланцам цилиндра. Исследование проводилось с использованием аналитической модели (рисунок 10), разработанной с участием автора на основе универсальной кинематической модели. Аналитическая модель позволяет оценить величину усилий реакции, действующих со стороны продольных шпонок на КП в зависимости от величины температурного перекоса по фланцам цилиндра турбины. Обозначения геометрических размеров аналогичны обозначениям схемы на рисунке 8, б. Дополнительно введены температурные приращения длин лап цилиндра  $\Delta'_i$  и  $\Delta''_i$ , вызванные температурным перекосом.

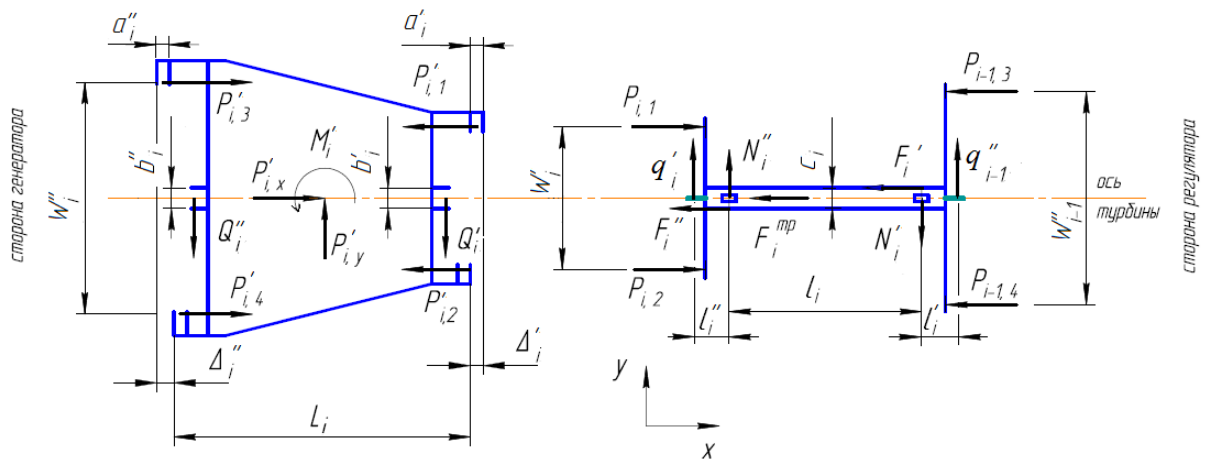


Рисунок 10 - Схема взаимодействия произвольного цилиндра турбины, корпуса подшипника и продольных шпонок

В модели приняты следующие обозначения для усилий и моментов:

$P'_{i,1}; P'_{i,2}; P'_{i,3}; P'_{i,4}$ - осевые усилия в передних и задних лапах цилиндра « $i$ »;

$P'_{i,x}; P'_{i,y}$ -проекции равнодействующей усилий от присоединенных трубопроводов на оси X и Y, соответственно;

$Q'_i; Q''_i$ - усилия, возникающие в размещенной на цилиндре ответной части передних и задних вертикальных шпонок, соответственно;

$M'_i$  - момент в горизонтальной плоскости, действующий на цилиндр со стороны присоединённых трубопроводов;

$P_{i,1}; P_{i,2}; P_{i-1,3}; P_{i-1,4}$  - осевые усилия на задних и передних «крыльях» КП;

$N_i'; N_i''$  - усилия реакции, действующей на КП со стороны передней и задней продольных шпонок соответственно;

$F_i'; F_i''$  - силы сопротивления движению КП, возникающие при контакте КП с передней и задней продольными шпонками соответственно;

$F_i^{\text{тр}}$  - сила трения на подошве КП;

$q_i'; q_{i-1}''$  - усилия, возникающие в размещенной на КП ответной части передних и задних вертикальных шпонок со стороны сопрягаемых цилиндров.

При выполнении исследования приняты следующие упрощения и допущения:

1. внешние силы, в т. ч. действующие на турбину от присоединённых к ней трубопроводов, во внимание не принимаются;
2. весовая нагрузка от цилиндров турбины полностью передаётся через КП на поверхности фундаментных рам. Равнодействующая весовой нагрузки на ригель лежит в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины;
3. осевая жёсткость выступов («крыльев») КП « $k$ » одинакова для КП
4. суммарные зазоры на поперечных шпонках отсутствуют (равны нулю);
5. усилия, которые возникают на вертикальных шпонках, не принимаются во внимание;
6. влияние сочленения в вертикальной шпонке на поворот КП не учитывается, изменение зазоров по продольной шпонке, при развороте КП, происходит симметрично.

Температурное приращение длины лап цилиндра определяется как:

$$\Delta_i' = \Delta_i'' = \frac{L_i}{2} \times \Delta t_i \times \alpha_t,$$

где  $\Delta t_i$  - температурный перекоп по фланцам цилиндра;

$\alpha_t$  - коэффициент температурного расширения металла цилиндра.

Для того, чтобы учесть влияние зазора в паре «КП – продольная шпонка», вместо  $\Delta_i'$  и  $\Delta_{i-1}''$ , в систему уравнений, описывающих условия равновесия цилиндра турбины и КП, введены «расчётные температурные приращения»  $\Delta_i^{\text{расч}'}$  и  $\Delta_{i-1}^{\text{расч}''}$ :

$$\Delta_i^{\text{расч}' }(\varphi_i) = \begin{cases} 0, & \text{для } |\varphi_i| < |\beta_i^{\text{пред}}| \\ \Delta_i' + |\beta_i^{\text{пред}}| \times W_i' \times \frac{\varphi_i}{|\varphi_i|}, & \text{для } |\varphi_i| \geq |\beta_i^{\text{пред}}| \end{cases}$$

и

$$\Delta_{i-1}^{\text{расч}''}(\varphi_i) = \begin{cases} 0, & \text{для } |\varphi_i| < |\beta_i^{\text{пред}}| \\ \Delta_{i-1}'' + |\beta_i^{\text{пред}}| \times W_{i-1}'' \times \frac{\varphi_i}{|\varphi_i|}, & \text{для } |\varphi_i| \geq |\beta_i^{\text{пред}}|, \end{cases}$$

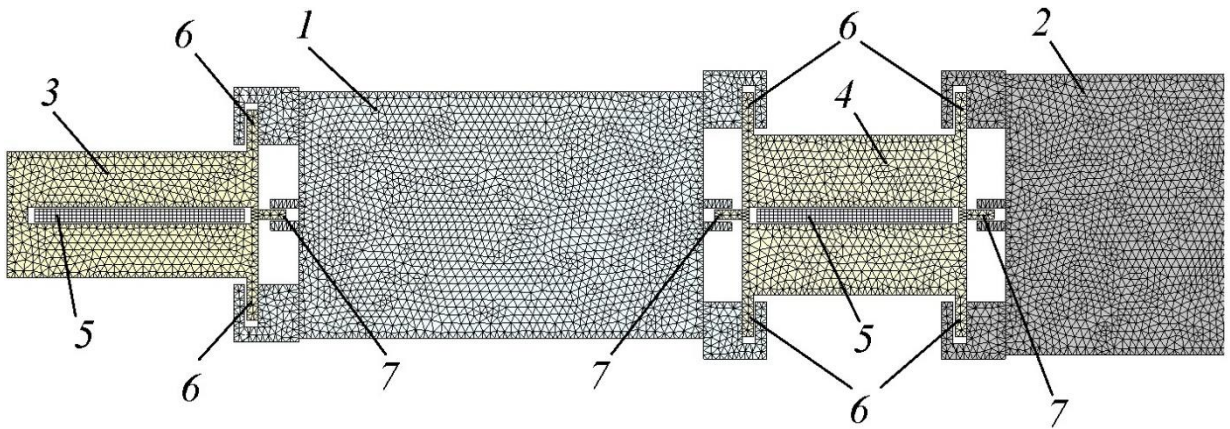
где  $\varphi_i = \frac{\Delta_{i-1}'' - \Delta_i'}{W_{i-1}'' + W_i'}$ .

Исходя из условий равновесия цилиндра и КП, в результате ряда преобразований получено выражение для определения усилий реакции, действующих со стороны продольных шпонок на КП:

$$N_i' = N_i'' = k \times \frac{\Delta_i^{\text{расч}'} \times W_i' - \Delta_{i-1}^{\text{расч}''} \times W_{i-1}''}{2l_i}. \quad (10)$$

Для проверки применимости предложенной аналитической модели и уточнения механизма взаимодействия элементов СТП при возникновении температурного перекоса на фланцах горизонтального разъёма цилиндра была также разработана модель для выполнения анализа методом конечных элементов (рисунок 11). Выбор метода конечных элементов для верификации аналитической модели обусловлен тем, что используется другой инструментарий, альтернативный метод расчёта. Создание полноценной объёмной модели СТП для анализа методом конечных элементов является длительным и трудоёмким процессом. Для упрощения вычислений и задания конечных условий рассматривалась плоская МКЭ-модель, включающая два цилиндра турбины и два КП.

Геометрические параметры СТП для аналитической модели и МКЭ - модели были приняты близкими к параметрам СТП ЦВД и КП1 турбины Т-100/120-130 ТМЗ. Сравнительный анализ результатов, полученных с использованием предложенных моделей, показал:



1 – цилиндр 1; 2 – цилиндр 2; 3 – КП1; 4 – КП2; 5 – продольные шпонки;  
6 – поперечные шпонки; 7 – вертикальные шпонки.

Рисунок 11 - МКЭ-модель и её разбиение на элементы

- практическое совпадение величины температурного перекоса на фланцах цилиндра, при котором появляется контакт между продольными шпонками и КП;
- величины реакций со стороны каждой продольной шпонки, по аналитической модели в диапазоне температурного перекоса от 0 до 20°C превышали значения определённые по МКЭ-модели, при величине перекоса выше 20°C усилие реакции со стороны передней шпонки по МКЭ-модели превышало значение определенное по аналитической модели примерно на 20%;
- суммарные усилия реакции со стороны продольных шпонок по аналитической модели превышали величину суммарных усилий реакции, полученных по МКЭ-модели, во всём разумном диапазоне изменения температурного перекоса.

Основываясь на полученных результатах автор считает, что аналитическая модель может быть применена для анализа влияния геометрических размеров турбины на работу СТП при появлении температурного перекоса по фланцам цилиндров и оценки усилий, возникающих в элементах СТП при появлении температурного перекоса на фланцах цилиндров.

Расчётные исследования, выполненные с использованием аналитической модели, показали, что с увеличением зазора на продольных шпонках повышается устойчивость традиционной СТП к температурному перекосу (увеличивается допустимый температурный перекос).

Также влияние на устойчивость СТП к температурному перекосу по фланцам цилиндра турбины оказывает величина коэффициента устойчивости сочленения (отношение расстояния между поперечными шпонками к расстоянию между продольными шпонками). Увеличение коэффициента устойчивости тоже приводит к повышению устойчивости СТП. Но при этом после появления контакта в паре «КП – продольные шпонки» при увеличении температурного перекоса более интенсивно растёт значение усилий на продольных шпонках.

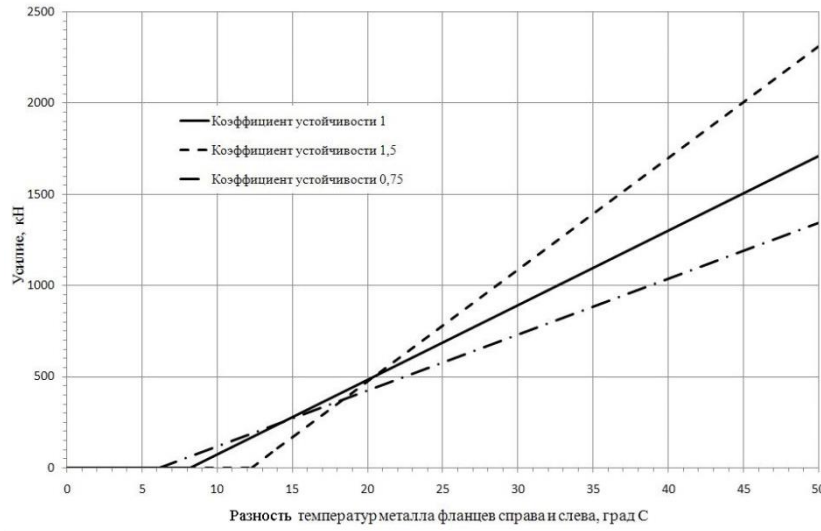


Рисунок 12 - Суммарные усилия на продольные шпонки при зазоре 0,20 мм и различных значениях коэффициента устойчивости

На рисунке 12 в качестве примера представлены диаграммы изменения усилия на продольных шпонках в зависимости от температурного перекося для разных значений коэффициента устойчивости.

Предложенный инструмент определения усилий, действующих на направляющие осевого перемещения, на основе аналитической

модели может быть использован заводами-изготовителями и специализированными организациями при проектировании новых паровых турбин и при реконструкции систем тепловых перемещений турбин находящегося в эксплуатации.

**В шестой главе** исследуются эксплуатационные характеристики существующих вариантов конструкции направляющих осевого перемещения. На основе анализа существующих конструкций и с учётом их недостатков разработана новая конструкция направляющих осевого перемещения, минимизирующая возможность возникновения пластических деформаций в паре «КП-продольные шпонки».

Эксплуатационные характеристики оценивались по следующим параметрам: несущая способность устройства или усилие, передаваемое от КП на направляющую осевого перемещения без возникновения пластических деформаций в элементах устройства; необходимость использования специального оборудования для изготовления узлов и деталей направляющих; дополнительные по сравнению с призматическими продольными шпонками требования по установке направляющих при выполнении модернизации существующей СТП. При выполнении анализа были приняты следующие ограничения и допущения: габаритные размеры устройств ограничены размерами аналогичных штатных устройств турбины Т-100/120-130 ТМЗ; конструкционные материалы устройств при проведении сравнения принимаются аналогичными материалам, используемым в турбине

Т-100/120-130 ТМЗ и её модернизациях; рассматриваются направляющие осевого перемещения для выносного КПП. Сравнительный анализ проводился с использованием ранее описанной аналитической модели.

Анализ конструкции со штатными продольными шпонками показал, что пластические деформации в точках контакта пары «КП – продольные шпонки» могут возникать при величине зазора в паре 0,20 мм уже при величине температурного перекоса  $9^{\circ}\text{C}$ , что меньше допустимой по инструкции завода-изготовителя величины  $10^{\circ}\text{C}$  и связано с малой площадью зоны контакта. При этом по условиям прочности собственно направляющая способна выдерживать усилия 1119 кН (114,1 тс).

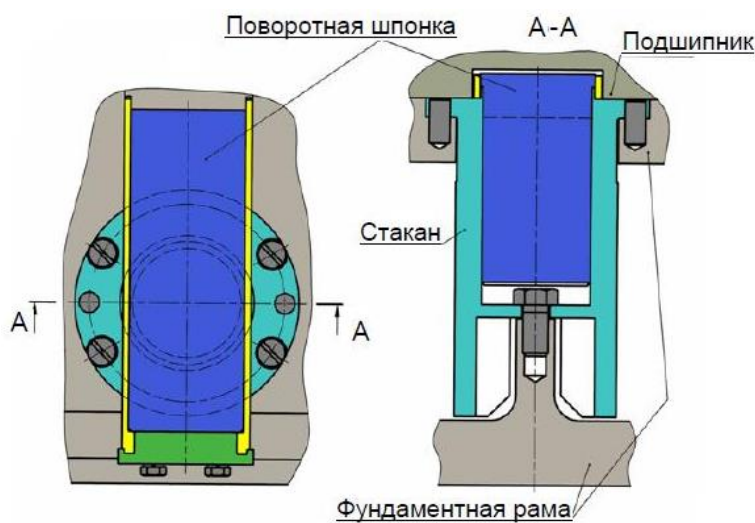


Рисунок 13 - Продольные поворотные шпонки ООО «Комтек-Энергосервис»

«направляющая – корпус подшипника КПП» обеспечивается максимально возможная площадь поверхности контакта.



Рисунок 14 - Продольная шпонка УТЗ с элементами поворотности

В конструкции направляющей ООО «Комтек – Энергосервис» (Рисунок 13) использован принцип поворотности, аналогичный применённому в поворотных поперечных шпонках. Для этой конструкции направляющей величина предельного температурного перекоса составляет  $28^{\circ}\text{C}$  и ограничена условием прочности поворотной части. С точки зрения контактной поверхности в паре

«направляющая – корпус подшипника КПП» обеспечивается максимально возможная площадь поверхности контакта. Новая конструкция направляющих осевого перемещения применена УТЗ на ряде турбин последних лет выпуска (рисунок 14). Направляющая имеет ромбовидную форму. Паз в фундаментной раме остался без изменений в сравнении с традиционной СТП. В



пазе шпонка крепится одной осью, диаметр которой составляет примерно четверть от ширины паза. Для обеспечения поворотности между шпонкой и боковыми стенками паза организованы зазоры. Анализ конструкции направляющих УТЗ показал, что для обеспечения максимально возможной несущей способности очень тщательно должны быть соблюдены боковые зазоры между телом шпонки и боковой поверхностью паза в фундаментной раме. Недостаточная величина зазора приведет к тому, что недостатки штатных шпонок проявятся и на новых направляющих. Усилия на контактных поверхностях могут превысить допустимые значения, что приведет к появлению пластических деформаций и появлению нерасчётных сил, препятствующих перемещению КП по фундаментной раме. Чрезмерная величина зазора может привести к возникновению пластических деформаций оси направляющей. Расчётные исследования показали, что при правильно выбранных зазорах между направляющей и пазом в фундаментной раме деформирование оси может произойти при величине температурного перекоса на фланцах цилиндра около  $28^{\circ}\text{C}$ . При большей величине температурного перекоса пластические деформации появятся в паре «направляющая - фундаментная рама». Пластические деформации на контактной поверхности «КП – направляющая могут появиться при величине температурного перекоса  $46^{\circ}\text{C}$ .

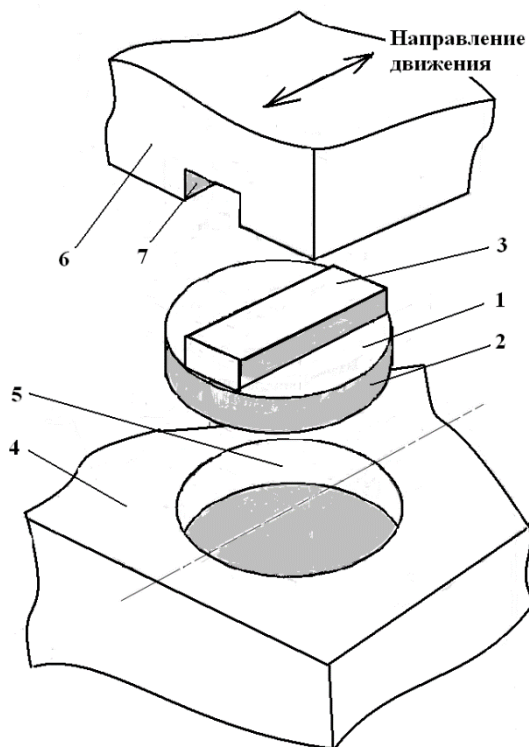


Рисунок 15 - Дисковая направляющая

Несущая способность предложенной автором дисковой направляющей (рисунок 15) обуславливается площадью диаметральной проекции поворотной части. При сохранении глубины выемки под поворотную часть на уровне имеющегося паза (10 мм) и при диаметре поворотной части, равном длине штатной продольной шпонки (200 мм), пластические деформации в паре «направляющая – фундаментная рама» могут возникнуть при величине температурного перекоса  $35^{\circ}\text{C}$ . Но верхняя плита современных фундаментных рам имеет толщину 50 мм. Поэтому увеличение высоты дисковой части до высоты призматической части, ограниченной высотой паза в подошве КП

(20 мм), позволяет обеспечить отсутствие пластических деформаций на всех контактных поверхностях направляющей при величине температурного перепада до 70°C.

Анализ технологичности изготовления всех направляющих показал, что какие-либо требования по использованию специализированного оборудования отсутствуют.

Анализ возможности выполнения модернизаций существующих СТП с использованием рассмотренных направляющих с принципом поворотности показал, что для установки поворотных направляющих ООО «Комтек – Энергосервис» необходим демонтаж фундаментных рам. Без демонтажа фундаментных рам принципиально могут быть установлены продольные шпонки УТЗ и предложенные автором дисковые направляющие осевого перемещения.

Ранее было показано вопросы организации эффективной системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников турбины, необходимо рассматривать как систему инженерных и информационных решений. В предыдущих главах рассмотрены модельные и конструктивные решения.

**В седьмой главе** рассмотрены вопросы относящиеся к информационному обеспечению надёжности СТП, а именно организация необходимого объёма контроля параметров состояния турбины и концепция автоматизированного выявления дефектов СТП.

В связи с тем, что в процессе эксплуатации могут изменяться характеристики СТП, особенно её устойчивость к внешнему воздействию, вопрос своевременного выявления (диагностирования) дефектов СТП является актуальным. Решить его можно только с внедрением автоматизированной оперативной диагностики состояния СТП.

Автором на основе анализа результатов собственных натурных и расчётных исследований, работ по наладке СТП определен минимальный объём механических величин и параметров теплового состояния паровой турбины, позволяющий достоверно диагностировать причины нарушений в работе СТП. Определены характеристики измерительных приборов: точность и пределы измерения. Определена достаточная дискретность их опроса.

Предложена концепция оперативной автоматизированной диагностики дефектов состояния СТП.

Диагностирование СТП должно проводиться в течение всего жизненного цикла турбины, начиная с момента пуска после монтажа. Для турбин, находящихся в эксплуатации,



отправной точкой начала диагностики может служить капитальный ремонт, в процессе которого проводится приведение в порядок СТП.

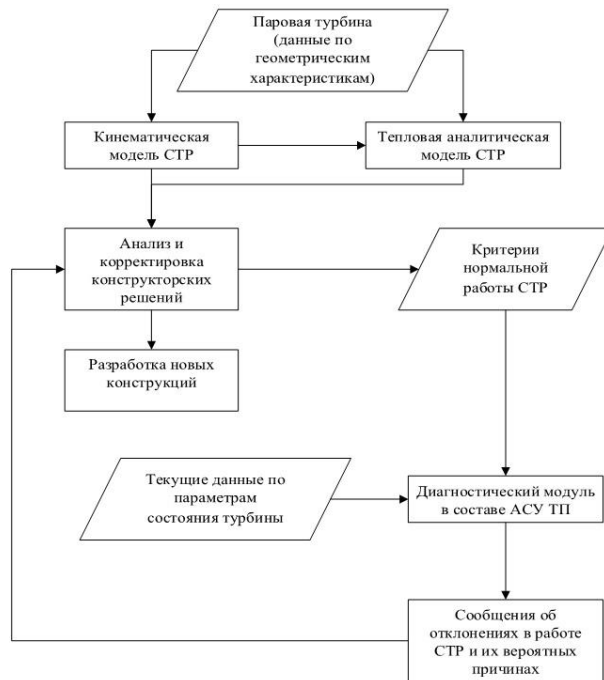


Рисунок 16 - Формирование и применение диагностической модели

Опыт изготовления, эксплуатации и обследования паровых турбин показывает, что каждая турбина имеет свою индивидуальность, которая зависит от множества факторов. Поэтому, чтобы достоверно диагностировать те или иные дефекты её состояния, в частности дефекты системы тепловых расширений, необходимо сформировать соответствующую диагностическую модель, блок-схема которой представлена на рисунке 16. На основе анализа данных о геометрических характеристиках турбины подготавливаются кинематическая и тепловая аналитическая модели СТП турбины. По результатам

анализа моделей при необходимости могут быть приняты решения о корректировке конструкторских решений для рассматриваемой турбины. Исходя из окончательно принятых конструкторских решений формируются диагностическая модель СТП турбины и критерии нормальной работы СТП. Критерии нормальной работы СТП «загружаются» в диагностический модуль АСУ ТП. Далее текущие данные по параметрам состояния турбины в диагностическом модуле сравниваются с принятыми критериями нормальной работы по заданным алгоритмам. В случае появления критических отклонений параметров состояния модуль диагностики выдаёт сообщения об этих отклонениях в работе СТП и их вероятных причинах.

На основе опыта обследования турбин и анализа предложенных моделей СТП автором предложен перечень дефектов состояния СТП, которые могут быть выявлены в процессе автоматической оперативной диагностики, а именно:

- повышенные силы трения на поверхностях скольжения КП по фундаментным рамкам;

- «закусывание» на продольной шпонке;
- «закусывание» на поперечных шпонках (для СТП с неподвижными поперечными шпонками).

Сформулированы требования обеспечения достоверного диагностирования. Перед первым пуском после монтажа или капитального ремонта и установкой датчиков необходимо, чтобы были выполнены следующие условия:

- 1) корпуса выносных подшипников выставляются параллельно продольным шпонкам;
- 2) поперечные шпонки выставляются таким образом, чтобы перед первым пуском были прижаты к одной из сторон лапы симметрично относительно оси турбины;
- 3) трубопроводы вблизи поперечных ригелей фундамента изолированы в соответствии с нормативно-технической документацией, зазор между изоляцией и фундаментом не менее 50 мм.

Показания датчиков после выставления КП и до проведения любых пред- и пусковых операций принимаются за «ноль». Во время текущих и средних ремонтов элементы системы тепловых расширений и соответствующие датчики контроля механических величин не должны подвергаться воздействию. Если по каким-то причинам требуется на время демонтировать датчики, то необходимо принять исчерпывающие меры для восстановления их прежнего положения.

Для решения задач выявления дефектов состояния СТП автором сформулированы перечни основных и вспомогательных признаков, которые указывают на возникновение дефекта. Для каждого признака сформулированы критерии наличия или отсутствия.

Выявление модулем диагностики дефектов состояния СТП предлагается выполнять, используя два подхода: упрощенную схему, использующую только матрицу дефектов с основными признаками дефектов, либо экспертную систему вероятностного типа, в которой используются все признаки - основные и вспомогательные.

Обработку модуля диагностики, построенного на экспертной системе вероятностного типа, корректировку весовых коэффициентов целесообразно выполнять при параллельной работе модуля диагностики, определение дефектов в котором построено на использовании матрицы дефектов по упрощенной схеме. В этом случае полученные результаты могут быть перенесены на другие однотипные турбины (с учётом их особенностей), которые не имеют полного комплекта датчиков механических величин.

Проверка правильности реализации алгоритмов в программно-аппаратном комплексе АСУ ТП осуществляется заданием специально разработанных тестовых примеров наличия/отсутствия признаков.

**В восьмой главе** представлены полученные в результате исследования результаты апробации и реализации отдельных решений, составляющих комплекс мероприятий по организации и повышению надёжности СТП. Выделены основные направления организации и обеспечения надёжной работы СТП. По каждому направлению приведены примеры успешной реализации автором как отдельных мероприятий по повышению надёжности СТП, так и комплекса мероприятий. Реализованные на различных турбинах в составе различных турбоустановок предложенные автором решения по повышению надёжности СТП показали свою работоспособность и эффективность и подтвердили правильность обоснованных автором положений.

По каждому направлению работ автором на основании собственного опыта и выполненных исследований сформулированы рекомендации по повышению надёжности СТП как для находящихся в эксплуатации, так и для вновь проектируемых турбин и турбоустановок.

В **заключении** диссертации сформулированы основные результаты работы:

1. Вопросы обеспечения надёжной работы системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников паровой турбины необходимо рассматривать как совокупность взаимосвязанных и взаимовлияющих инженерных и информационных решений по турбоустановке. Под инженерными решениями автором понимаются проектные, конструкторские и технологические решения. К проектным решениям относятся решения по минимизации усилий и моментов действующих на турбину со стороны присоединённых трубопроводов. Под конструкторскими решениями понимается устройство элементов собственно турбины, участвующих в организации перемещений выносных корпусов подшипников, т.е. направляющих осевого перемещения и устройств сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников. К технологическим решениям относятся учёт особенностей конкретных турбин при проведении пусковых операций, управлении тепловыми перемещениями КП. К информационным решениям относятся мероприятия по контролю и своевременному выявлению нарушений в работе СТП.

2. Наиболее информативным критерием надёжной работы СТП современных паровых турбин является изменение в допустимых пределах уклона верхней поверхности поперечного ригеля фундамента под выносным корпусом подшипника.
3. В результате комплексного исследования влияния различных факторов на деформации поперечных ригелей фундамента выявлено, что в настоящее время, в условиях применения антифрикционных материалов на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам, основными причинами недопустимого изменения уклона ригеля являются дополнительные силы сопротивления перемещению выносных корпусов подшипников по фундаментным рамам, возникающие при контакте боковых поверхностей паза в подошве корпуса подшипника с направляющими осевого перемещения. Наиболее неблагоприятным, с точки зрения возможного заклинивания корпуса подшипников на продольных шпонках, является «диагональный» контакт в паре «корпус подшипника – продольные шпонки».
4. Предложено понятие устойчивости системы тепловых перемещений паровой турбины как исключение возникновения «диагонального» контакта в паре «корпус подшипника – продольные шпонки»
5. Натурными исследованиями установлено, что одним из факторов возникновения «диагонального» контакта в паре «корпус подшипника – продольные шпонки» являются усилия и моменты от присоединённых к турбине трубопроводов, поворачивающие и сдвигающие цилиндры турбины и выносные корпуса подшипников относительно оси турбины. Поскольку полностью устранить влияние присоединённых трубопроводов невозможно, необходимо обеспечить устойчивость СТП к внешнему воздействию за счёт конструктивных изменений элементов СТП.
6. Впервые для исследования условий устойчивости СТП к внешнему воздействию, предложена универсальная кинематическая модель системы «цилиндр турбины – выносной корпус подшипника – фундамент турбины».
7. Расчётные исследования, проведённые с использованием универсальной кинематической модели, показали, что для обеспечения устойчивости СТП необходимо ограничить величину угла поворота в узле сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника.
8. Для обеспечения устойчивости СТП паровой турбины с одним перемещающимся выносным корпусом подшипника достаточно, чтобы предельный угол поворота в

узле сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника не превышал предельного угла поворота корпуса подшипника относительно оси турбины. Для обеспечения устойчивости СТП паровой турбины с несколькими последовательно перемещающимися выносными корпусами подшипников необходимо, чтобы предельные углы поворота во всех узлах сочленения цилиндров турбины с корпусами подшипников не превышали величины наименьшего из всех предельного угла поворота корпуса подшипников относительно оси турбины.

9. Для оценки устойчивости СТП к внешнему воздействию автором разработана и предложена диаграмма устойчивости.
10. Для исследования устойчивости СТП к температурному перекосу предложена аналитическая модель, позволяющая оценить величину усилий, действующих на продольные шпонки в зависимости от величины температурного перекоса на фланцах цилиндра и геометрических параметров цилиндра турбины и выносного корпуса подшипников. Выполнена метод конечных элементов верификация результатов, получаемых с использованием аналитической модели. Результаты расчётных исследований, выполненных с использованием аналитической модели, показали, что увеличение зазоров на продольных шпонках позволяет увеличить величину допустимого температурного перекоса на фланцах цилиндра турбины.
11. На основе результатов исследования причин, вызывающих нерасчётные силы сопротивления перемещению корпуса подшипника, автором предложена и защищена патентом РФ на полезную модель конструкция дисковой направляющей осевого перемещения, использующая принцип поворотности направляющего элемента. Сравнительный анализ предложенной автором конструкции и других конструкций направляющих осевого перемещения корпусов подшипников, также использующих принцип поворотности направляющего элемента, показал, что дисковая направляющая обеспечивает наилучшую несущую способность, т.е. поперечное усилие со стороны корпуса подшипника, при котором отсутствуют пластические деформации в элементах СТП.
12. Сформирован и обоснован перечень параметров, необходимых для достоверной диагностики нарушений в работе СТП, определены необходимая дискретность проведения измерений и точность измерительных приборов.

13. Разработана концепция модуля автоматизированной оперативной диагностики СТП позволяющего выявлять три группы дефектов: повышенные силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника; заклинивание корпуса подшипника на продольных шпонках и заклинивание одной из пары опорных лап на поперечной шпонке. Для турбины ПТ-75/80-8,8/1,28-М сформулированы и представлены как в текстовом, так и в математическом виде алгоритмы определения наличия признаков дефектов. Разработаны контрольные примеры для проверки правильности реализации алгоритмов в программно-аппаратном комплексе АСУ ТП.

Основные положения и результаты диссертационной работы отражены в следующих публикациях автора

**статьи, опубликованные в рецензируемых научных журналах и изданиях определенных ВАК РФ и Аттестационным советом УрФУ:**

1. Aronson K.E. Determining prototypes and signs for automated diagnostics of steam turbine equipment K.E. Aronson, Y.M. Brodov, V.B. Novoselov, I.B. Murmanskii, B.E. Murmanskii, **A.Y. Sosnovsky** // Thermal Engineering. 2020. Vol. 67. № 9. С. 647-654, 0,36 п.л./0,06 п.л. (Scopus, WoS).

2. Aronson K.E. Adaptation of algorithms for diagnostics of steam turbine unit equipment to specific conditions at thermal power stations / K.E. Aronson, V.B. Novoselov, Y.M. Brodov, I.B. Murmanskii, B.E. Murmanskii, **A.Y. Sosnovsky**, D.A. Izotin // Thermal Engineering. 2020. Vol. 67. № 11. С. 800-804, 0,2 п.л./0,04 п.л. (Scopus, WoS).

3. Murmanskii I Features of steam turbines diagnostics / Murmanskii I., Aronson K., Murmanskii B., **Sosnovskii A.**, Novosyolov V., Brodov Y. //В сборнике: E3S Web of Conferences. "High Speed Turbomachines and Electrical Drives Conference, HSTED 2020" 2020. Vol.178, 01059, 0,2 п.л./0,03 п.л. (Scopus).

4. **Sosnovskii A.Y.** Causes of changes in the slopes of the cross beams of the steam turbine foundation / A.Y. Sosnovskii, B.E. Murmanskii, Y.M. Brodov // Power Technology and Engineering. 2019. Vol. 53. № 4. С. 490-495, 0,3 п.л./0,15 п.л. (Scopus).

5. **Sosnovskii A.Y.** Stability of the thermal-expansion system of a steam turbine against external factors / A.Y. Sosnovskii, B.E. Murmanskii, Y.M. Brodov, Y.A. Sakhnin // Power Technology and Engineering. 2017. Vol. 51. № 4. С. 454-458, 0,25 п.л./0,1 п.л. (Scopus).

6. Gaenko A.P. On the reliability of turbogenerator foundations / A.P. Gaenko, A.O. Kolesnikov, V.N. Popov, B.E. Murmanskii, **A.Y. Sosnovskii** // Power Technology and Engineering. 2017. Vol. 51. № 1. С. 97-100. 0,2 п.л./0,05 п.л. (Scopus).

7. **Сосновский А.Ю.** Влияние зазоров в соединениях элементов системы тепловых расширений на надёжность работы многоцилиндровой паровой турбины / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов // Надёжность и безопасность энергетики. 2017. Т. 10. № 1. С. 60-66, 0,36 п.л./0,2 п.л.

8. Мурманский Б.Е. Разработка модуля для мониторинга и диагностики состояния системы тепловых расширений паровых турбин в составе современных АСУ ТП / Б.Е. Мурманский, **А.Ю. Сосновский**, Ю.М. Бродов // Энергетик. 2015. № 4. С. 51-53, 0,2 п.л./0,1 п.л.

9. Murmanskii B.E. Retrofitting parts and assemblies of cogeneration steam turbines for improving their reliability / B.E. Murmanskii, Y.M. Brodov, V.B. Novoselov, **A.Y. Sosnovskii**, Y.A. Sakhnin // Thermal Engineering. 2012. Vol. 59. № 12. С. 930-934, 0,25 п.л./0,05 п.л. (Scopus).

10. Моденов С.Н. Нормализация тепловых расширений теплофикационных турбин на Омской ТЭЦ-5 / С.Н. Моденов, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов, А.И. Лепяцкий, **А.Ю. Сосновский**, В.В. Ермолаев // Электрические станции. 2010. № 8. С. 47-51, 0,3 п.л./0,05 п.л.

11. Ermolaev V.V. Retrofitting of the PT-60-12.8 steam turbines with service-life recovery and improving technical-and-economic indexes / V.V. Ermolaev, N.N Gudkov, **A.Yu. Sosnovskii**, S.A. Koshelev, A.N. Babiev, M.V. Bakuradze, D.E.Gubanov, A.I. Shklyar//Thermal Engineering 2007, Vol.54. №4. С. 282–285, 0,2 п.л./0,04 п.л. (Scopus).

12. Гудков Н.Н. Семейство приключённых теплофикационных турбин Т-30-1,5 Н.Н. Гудков, В.В. Ермолаев, Д.Е. Губанов, **А.Ю. Сосновский**, А.П. Зубов, Л.П. Ларина, С.А. Кошелев, Н.Н. Дудин, А.И. Шкляр, А.А. Гришин, Р.В. Титов, В.М. Потапов // Электрические станции. 2006. № 10. С. 21-26, 0,26 п.л./0,03 п.л.

### **Патенты**

13. Патент 164088 РФ Дискосая направляющая выносного корпуса подшипника паровой турбины/ **Сосновский А.Ю.**, Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. / БИ №23, 2016.

**Другие публикации:**

14. **Сосновский А.Ю.** Исследование эксплуатационных характеристик направляющих осевого перемещения выносных корпусов подшипников паровых турбин / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2021. Т. 23. № 4. С. 105-119, 0,76 п.л./0,4 п.л.

15. Гаврилов П.Я. Разработка методики и оценка изменения усилий, действующих на одноцилиндровую паровую турбину в процессе её пуска от трубопроводов / П.Я. Гаврилов, Б.Е. Мурманский, **А.Ю. Сосновский** // Тяжёлое машиностроение. 2020. № 1-2. С. 13-17, 0,25 п.л./0,08 п.л.

16. **Сосновский А.Ю.** Современное состояние и перспективные решения по совершенствованию систем тепловых расширений паровых турбин // А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2019. Т. 21. № 1-2. С. 28-42, 0,76 п.л./0,4 п.л.

17. **Сосновский А.Ю.** Исследование универсальных условий устойчивости систем тепловых расширений паровых турбин к внешнему воздействию / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2019. Т. 21. № 6. С. 61-71, 0,56 п.л./0,3 п.л.

18. **Сосновский А.Ю.** Влияние различных факторов на изменение величины уклона поперечных ригелей фундамента паровой турбины во время эксплуатации / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов // Ремонт и техническое обслуживание оборудования электростанций сб. докл. / под общ. ред. канд. техн. наук Д.В. Тарадая // Научно-техническая конференция. — М.: ОАО «ВТИ», 2019. С. 81-87, 0,36 п.л./0,2 п.л.

19. **Сосновский А.Ю.** Разработка модели взаимодействия выносных корпусов подшипников и продольных шпонок / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов // Ремонт и техническое обслуживание оборудования электростанций. сб. докл. / под общ. ред. канд. техн. наук Д.В. Тарадая // Научно-техническая конференция. — М.: ОАО «ВТИ», 2019. С. 110-116, 0,36 п.л./0,2 п.л.

20. Гаврилов П.Я. Оценка усилий и моментов действующих на одноцилиндровую паровую турбину со стороны присоединённых трубопроводов пара на примере турбины К-65-12,8 / П.Я. Гаврилов, Б.Е. Мурманский, **А.Ю. Сосновский**, М.Ю. Степанов // В сбор-



нике: Вопросы технических и физико-математических наук в свете современных исследований. Сборник статей по материалам I международной научно-практической конференции. 2018. С. 62-71, 0,5 п.л./0,1 п.л.

21. **Сосновский А.Ю.** О недостаточности оснащения паровых турбин приборами контроля для диагностики системы тепловых расширений / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов // Энергетик. 2018. № 8. С. 8-10, 0,15 п.л./0,05 п.л.

22. Murmanskyy V.E. Analysis of the effect of construction and operation of thermal expansion system compounds on steam turbines reliability / В.Е. Murmanskyy, **A.Yu. Sosnovsky**, Yu. M. Brodov // В сборнике: Journal of Physics: Conference Series. 2017, 012251, 0,2 п.л./0,1 п.л.

23. Гаврилов П.Я. Анализ усилий и моментов, действующих на одноцилиндровую паровую турбину со стороны присоединённых трубопроводов пара / П.Я. Гаврилов, Б.Е. Мурманский, **А.Ю. Сосновский**, М.Ю. Степанов // В сборнике: Технические науки в мире: от теории к практике. Сборник научных трудов по итогам международной научно-практической конференции. 2017. С. 30-35, 0,3 п.л./0,1 п.л.

24. Мурманский Б.Е. О выявлении причин затруднённых тепловых расширений паровых турбин/ Б.Е. Мурманский, **А.Ю. Сосновский** // Энергетик. 2017. № 12. С. 33-37, 0,25 п.л./0,1 п.л.

25. **Сосновский А.Ю.** Разработка моделей для исследования влияния температурного перекося по фланцам корпуса цилиндра на работу системы тепловых расширений паровой турбины / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, М.Ф. Целищев, Ю.М. Бродов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика. 2016. Т. 16. № 2. С. 5-13, 0,46 п.л./0,25 п.л.

26. Мурманский Б.Е. Конечно-элементное моделирование работы системы тепловых расширений многоцилиндровой паровой турбины при возникновении температурного перекося на фланцах цилиндров / Б.Е. Мурманский, **А.Ю. Сосновский**, М.Ф. Целищев // В сборнике: Перспективы развития технических наук. Сборник научных трудов по итогам международной научно-практической конференции. 2015. С. 49-53, 0,2 п.л./0,06 п.л.

27. Мурманский Б.Е. Моделирование процессов, происходящих в системе тепловых расширений при температурном перекосе по фланцам корпуса цилиндра / Б.Е. Мурманский, **А.Ю. Сосновский** // Евразийский союз учёных. 2015. № 7-2 (16). С. 116-120, 0,25 п.л./0,15 п.л.