

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

Уральский энергетический институт

Кафедра «Турбины и двигатели»

На правах рукописи

Сосновский Андрей Юрьевич

ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ВЫНОСНЫХ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

2.4.7. - Турбомашины и поршневые двигатели

Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук

Научный консультант:

доктор технических наук

Мурманский Борис Ефимович

Екатеринбург – 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Введение | 8 |
| 1. Анализ конструктивных решений и основных направлений совершенствования работы системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников | 24 |
| 1.1. Назначение и принцип работы систем тепловых расширений паровых турбин | 24 |
| 1.2. Устройство традиционной системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников | 29 |
| 1.2.1. Направляющие осевых перемещений – продольные шпонки | 29 |
| 1.2.1. Устройства сочленения выносных корпусов подшипников и цилиндров турбины | 31 |
| 1.2.2. Проявления и основные причины нарушений в работе систем тепловых перемещений выносных корпусов подшипников | 37 |
| 1.3. Модернизация узлов системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников | 38 |
| 1.3.1. Минимизация сил трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме | 38 |
| 1.3.2. Модернизация устройства сочленения цилиндра турбины и выносного корпуса подшипника | 48 |
| 1.3.3. Модернизация направляющих осевого перемещения выносных корпусов подшипников | 61 |
| 1.3.4. Результаты внедрения модернизаций узлов системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников | 65 |
| 1.4. Система компенсации тепловых расширений трубопроводов | 66 |
| 1.5. Модели перемещения выносных корпусов подшипников | 72 |
| 1.6. Постановка задач исследования | 77 |
| 2. Влияние состояния фундамента на надёжность системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников турбины | 79 |
| 2.1. Концепция надёжности системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников | 79 |
| 2.2. Фундаменты современных паровых турбин | 83 |

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 2.3. Причины изменения уклона ригеля в условиях эксплуатации | 87 |
| 2.4. Влияние неравномерного нагрева боковых граней ригеля под выносным корпусом подшипника | 89 |
| 2.5. Влияние силовых факторов на изменение уклона ригеля | 94 |
| 2.5.1. Анализ прочностных характеристики фундамента и их изменения в процессе эксплуатации | 96 |
| 2.5.2. Влияние силы трения на поверхности скольжения выносного корпуса подшипника по фундаментной раме | 99 |
| 2.5.3. Влияние сил, возникающих на продольных шпонках | 102 |
| 2.6. Выводы | 105 |
| 3. Исследование надёжности системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников при взаимодействии выносного корпуса подшипника и направляющих осевого перемещения | 106 |
| 3.1. Влияние взаимного положения выносного корпуса подшипника и направляющих осевого перемещения на работу системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников турбины | 106 |
| 3.2. Результаты натурных исследований | 108 |
| 3.3. Факторы, вызывающие появление «диагонального» контакта | 112 |
| 3.3.1. Влияние усилий со стороны цилиндров турбины | 112 |
| 3.3.2. Минимизация влияния присоединённых к цилиндрам турбины трубопроводов | 124 |
| 3.3.3. Влияние маслопроводов, присоединённых к корпусам подшипников | 129 |
| 3.4. Выводы | 149 |
| 4. Разработка принципиальных положений и моделей для определения условий устойчивости к внешним воздействиям системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников турбины | 150 |
| 4.1. Разработка универсальных условий устойчивости системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников | 150 |
| 4.1.1. Обобщённая кинематическая модель системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников | 152 |

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.1.2. Анализ устойчивости системы тепловых расширений с одним «базовым» модулем | 159 |
| 4.1.3. Анализ устойчивости системы тепловых расширений с двумя «базовыми» модулями..... | 161 |
| 4.2. Исследование условий устойчивости систем тепловых расширений паровых турбин с традиционным устройством сочленения цилиндра и корпуса подшипников | 163 |
| 4.2.1. Устойчивость системы тепловых расширений одноцилиндровой турбины | 166 |
| 4.2.2. Устойчивость системы тепловых перемещений многоцилиндровой турбины с традиционным сочленением | 168 |
| 4.2.3. Взаимодействие элементов традиционного сочленения в условиях эксплуатации..... | 169 |
| 4.2.4. Диаграмма устойчивости для турбин с традиционным устройством сочленения | 177 |
| 4.3. Условия устойчивости систем тепловых расширений паровых турбин с альтернативными вариантами конструкций сцепных устройств | 182 |
| 4.3.1. Анализ устойчивости устройства сочленения корпуса подшипника и цилиндра турбины с применением Т-образного зацепа | 183 |
| 4.3.2. Анализ устойчивости для сцепного устройства «серьгового» типа | 185 |
| 4.3.3. Анализ устойчивости для упругого элемента | 188 |
| 4.4. Сравнение устойчивости различных типов систем тепловых расширений | 190 |
| 4.5. Выводы | 192 |
| 5. Исследование влияния фактора температурного перекося на фланцах цилиндра турбины на условия устойчивости системы тепловых перемещений..... | 194 |
| 5.1. Аналитическая модель взаимодействия корпуса подшипника и продольных шпонок при температурном перекося на фланцах цилиндра..... | 196 |

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 5.2. Модель для выполнения анализа методом конечных элементов (МКЭ-модель) | 202 |
| 5.3. Верификация аналитической модели | 205 |
| 5.4. Анализ влияния геометрических характеристик турбины на работу системы тепловых перемещений при появлении температурного перекоса | 212 |
| 5.4.1. Оценка (определение) величины температурного перекоса, при котором появляются дополнительные силы сопротивления перемещению корпуса подшипника | 212 |
| 5.4.2. Влияние коэффициента устойчивости на зависимость величины суммарных усилий на продольных шпонках от температурного перекоса | 214 |
| 5.4.3. Влияние температурного перекоса на фланцах ЦВД на возникновение дополнительных усилий на продольных шпонках корпуса среднего подшипника | 217 |
| 5.4.4. Результаты анализа, выполненного с использованием аналитической модели | 219 |
| 5.5. Выводы | 220 |
| 6. Разработка и модернизация конструкций направляющих осевого перемещения выносных корпусов подшипников для повышения надёжности систем тепловых перемещений турбин | 221 |
| 6.1. Традиционные направляющие осевого перемещения (штатные неподвижные продольные шпонки) | 221 |
| 6.1.1. Моделирование пластических деформаций в паре «корпус подшипника-продольные шпонки» | 221 |
| 6.1.2. Несущая способность традиционной направляющей осевого перемещения | 224 |
| 6.1.3. Технологичность изготовления традиционных направляющих осевого перемещения | 226 |
| 6.1.4. Способы минимизации влияния температурного перекоса | 227 |
| 6.2. Модернизированные направляющие осевого перемещения | 228 |
| 6.2.1. Поворотные продольные шпонки ООО «Комтек-Энергосервис» | 230 |

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 6.2.2. Продольная шпонка УТЗ | 234 |
| 6.2.3. Анализ модернизированных конструкций | 240 |
| 6.3. Разработка конструкции дисковой направляющей осевого перемещения выносного корпуса подшипника | 241 |
| 6.3.1. Конструкция устройства..... | 241 |
| 6.3.2. Несущая способность дисковой направляющей | 243 |
| 6.3.3. Технологичность изготовления и модернизации..... | 245 |
| 6.4. Сравнение эксплуатационных характеристик направляющих осевого перемещения различных конструкций | 245 |
| 6.5. Выводы | 247 |
| 7. Разработка концепции диагностирования причин нарушений в работе системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников | 248 |
| 7.1. Объем измерений параметров состояния объекта диагностирования (формирование базы данных)..... | 250 |
| 7.1.1. Параметры механических величин, необходимые для выполнения диагностики системы тепловых перемещений | 251 |
| 7.1.2. Данные по состоянию паротурбинной установки, получаемые от АСУ ТП | 259 |
| 7.1.3. Периодичность опроса параметров состояния паротурбинной установки..... | 260 |
| 7.2. Дефекты состояния системы тепловых перемещений, выявляемые модулем диагностики в рамках оперативной диагностики паровых турбин..... | 264 |
| 7.3. Формирование диагностической модели СТТ паровых турбин..... | 265 |
| 7.4. Основные положения реализации модуля диагностики системы тепловых перемещений паровых турбин | 267 |
| 7.4.1. Требования к организации измерения параметров состояния системы тепловых перемещений | 268 |
| 7.4.2. События, используемые для диагностики системы тепловых перемещений | 268 |
| 7.4.3. Критерии наличия/отсутствия событий..... | 269 |

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 7.4.4. Примеры решения диагностических задач (определения дефектов) | 272 |
| 7.5. Разработка элементов интерфейса модуля диагностики | |
| СТП паровых турбин | 276 |
| 7.5.1. Сообщения для оперативного персонала..... | 276 |
| 7.5.2. Информация для инженерно-технического персонала | 278 |
| 7.6. Выводы | 279 |
| 8. Реализация результатов исследования..... | 281 |
| 8.1. Минимизация усилий со стороны присоединённых трубопроводов | 282 |
| 8.1.1. Рекомендации для персонала станций и подрядных организаций | 285 |
| 8.1.2. Рекомендации для проектных организаций | 286 |
| 8.2. Обеспечение устойчивости СТП к внешнему воздействию..... | 286 |
| 8.2.1. Мероприятия по увеличению устойчивости систем тепловых расширений турбин, находящихся в эксплуатации | 287 |
| 8.2.2. Мероприятия по увеличению устойчивости систем тепловых расширений для новых турбин | 290 |
| 8.3. Изменение конструкции направляющих осевого перемещения для исключения возникновения пластических деформаций в паре «корпус подшипника – продольные шпонки» | 292 |
| 8.4. Организация постоянного контроля параметров состояния СТП (изменение уклона ригеля, перемещения сторон выносных корпусов подшипников и т.п.) в процессе эксплуатации | 292 |
| 8.5. Выполнение в составе АСУ ТП модуля оперативной диагностики нарушений в работе СТП..... | 294 |
| 8.6. Выводы | 298 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ..... | 299 |
| СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ | 303 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ..... | 306 |

ВВЕДЕНИЕ

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 [1 - 11] рассматриваются обычно с точки зрения их теплового и вибрационного состояния. Тепловое состояние является основным фактором, определяющим предельные возможности изменения нагрузки [12]. Также немаловажную роль в обеспечении маневренности паровых турбин, т.е. способности изменять нагрузку в процессе работы, 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» и ряде других работ [1 - 18], 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. Затруднения в перемещении выносных корпусов подшипников приводят к расцентровкам (изменениям взаимного высотного положения) опор валопровода и, соответственно, к нарушениям вибрационного состояния турбоагрегата [19]. Связанные с затруднёнными перемещениями выносных корпусов подшипников 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 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 корпусов подшипников 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 [18].

В отечественной электроэнергетике проблемы затруднённых тепловых перемещений выносных корпусов подшипников особенно остро проявились в конце 80-х, 90-х годов XX века. Произошедшие структурные изменения в экономике России, продолжавшийся длительное время спад производства вызвали значительное сокращение потребления тепловой и электрической энергии, что привело к частым пускам, остановкам и работе на переменных режимах турбин большой (100 МВт и более) единичной мощности, проектировавшихся для работы в базовом режиме. Последующий рост потребления и производства электроэнергии в условиях реформы электроэнергетики и изменения правил рынка электроэнергии не привёл к существенному изменению новых условий работы турбин. Новые условия работы турбин, проектировавшихся для работы в базовом режиме, предъявили повышенные требования к их маневренности, готовности к несению, быстрому набору и сбросу нагрузки, как электрической, так и тепловой (для теплофикационных турбин). Соответственно и вопросы обеспечения тепловых перемещений выносных корпусов подшипников не утратили своей актуальности.

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 [20]. 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 выносных корпусов подшипников 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 [21 - 26]. Аналогичный подход к нормализации тепловых перемещений выносных корпусов подшипников применен ОАО «Белэнергоремналадка» (Республика Беларусь) [27], а также рядом зарубежных фирм (Siemens, Alstom и др.) [28]. Специалистами ЦКТИ (Хоменок Л.А., Шаргородский В.С, Розенберг С.Ш. и др.) выполнен большой комплекс работ по исследованию взаимодействия элементов традиционных СТП [29 - 33]. Результаты исследований подтвердили, что одними из причин затруднений в работе СТП являются температурные перекосы по фланцам цилиндров турбины и заклинивания в поперечных шпоночных соединениях цилиндров турбин и выносных корпусов подшипников [18]. По результатам выполненных исследований в ЦКТИ впервые предложена и реализована конструкция поперечного шпоночного соединения, использующая принцип поворотности силового элемента сочленения и исключающая возможность заклинивания в этом узле. Для компенсации влияния температурного перекоса на фланцах цилиндра специалистами ЦКТИ предложены схемы управления перемещениями выносных корпусов подшипников 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 выносной корпус подшипника 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 выносных корпусов подшипников, вошедшие в НТД [34].

Опыт эксплуатации паровых турбин, на которых реализованы мероприятия по нормализации тепловых перемещений 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 реализованы мероприятия по исключению заклинивания в поперечных шпонках и применены антифрикционные покрытия на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам.

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 выносных корпусов подшипников, предложенные специалистами ЦКТИ [18, 35] и ВТИ-МЭИ [36] не объясняют такое влияние.

Соответственно, возникла необходимость выявить не учитывавшиеся ранее факторы, вызывающие затруднения перемещений корпусов подшипников по фундаментным рамам при тепловых расширениях цилиндров турбин и разработать мероприятия по их устранению или нейтрализации. Важной задачей является своевременное выявление предпосылок нарушений в работе СТП и их причин до появления критических нарушений в работе СТП, препятствующих нормальной эксплуатации турбины, а также разработать 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 выносных корпусов подшипников 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 выносных корпусов подшипников (направляющих осевого перемещения и устройств сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников). Под технологическими решениями автор подразумевает учёт особенностей конкретных турбин при проведении пусковых операций, управлении тепловыми перемещениями выносных корпусов подшипников. 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 выносных корпусов подшипников 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 выносным корпусом подшипника 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 – выносной корпус подшипника – 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 выносных корпусов подшипников по фундаментным рамам основными причинами недопустимого изменения уклона ригеля являются дополнительные силы сопротивления перемещению выносных корпусов подшипников, возникающие при контакте боковых поверхностей паза в подошве корпуса подшипника 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 «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 в горизонтальной плоскости;
- предложено понятие «устойчивость СТП» как исключение возникновения «диагонального» контакта в паре «корпус подшипника – продольные шпонки»;
- для исследования условий устойчивости СТП к внешнему воздействию впервые предложена универсальная кинематическая модель системы ЦПФ;
- показано, что для обеспечения устойчивости СТП необходимо ограничить величину угла поворота в узле сочленения цилиндра турбины и выносного корпуса подшипника;
- выявлено, что 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;
- установлено, что 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 подшипника 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 выносного корпуса подшипника. 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 выносного корпуса подшипника, при котором отсутствуют пластические деформации в элементах СТП;
- сформирован и обоснован перечень параметров, необходимых для достоверной диагностики нарушений в работе СТП, определены необходимая периодичность проведения измерений и точность измерительных приборов;
- 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 для определения наличия признаков дефектов. Разработаны контрольные примеры для проверки правильности реализации алгоритмов в программно-аппаратном комплексе АСУ ТП.

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 корпусов подшипников 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 корпуса подшипника, значительно превышающих силы сопротивления перемещению, возникающие при загрязнении поверхностей скольжения корпуса подшипника по фундаментным рамам. Это связано с возможностью возникновения «диагонального» контакта в паре «корпус подшипника – продольные шпонки».
2. Предложенная универсальная кинематическая модель взаимодействия в системе ЦПФ 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, выносного корпуса подшипника и направляющих осевого перемещения при возникновении температурного перекоса 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 выносных корпусов подшипников паровой турбины, обеспечивающая максимально возможную площадь зоны контакта направляющих осевого перемещения и корпуса подшипника при любом взаимном угловом перемещении корпуса подшипника

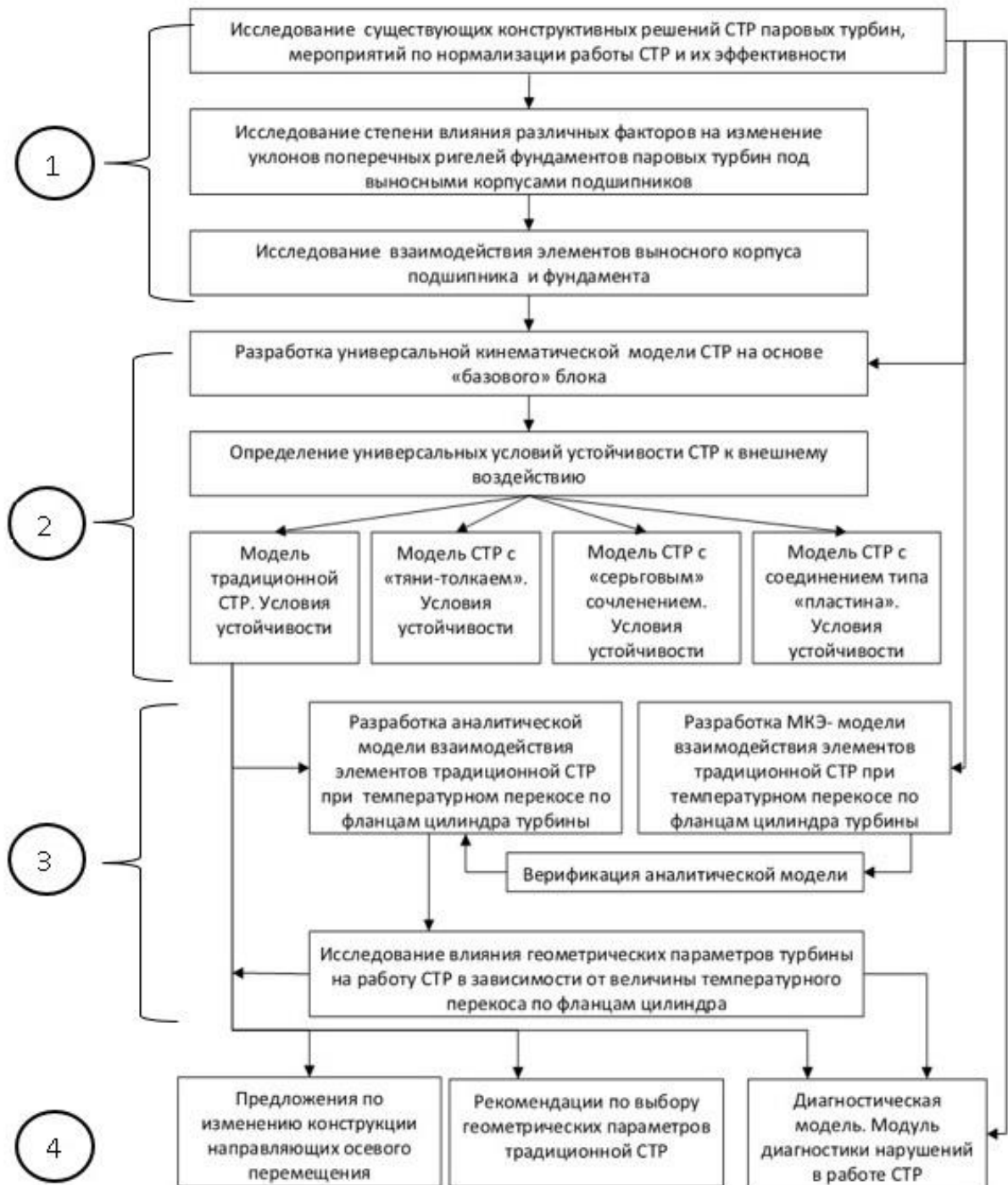
относительно направляющих, что снижает возможность возникновения пластических деформаций в этом узле.

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 выносных корпусов подшипников паровых турбин, моделей их взаимодействия использованы результаты экспериментальных исследований автора и других учёных, аналитические и численные расчёты. Блок-схема исследования представлена ниже на стр. 17.

В диссертации система тепловых перемещений выносных корпусов подшипников (СТП) турбин рассмотрена как единая совокупность взаимодействующих элементов: фундамент, ригели фундамента, подшипники, узел поперечных шпонок, обеспечивающих сочленение подшипников и цилиндра турбины; цилиндры, узел продольных шпонок, обеспечивающих осевое перемещение турбины. Усовершенствование одного из элементов, узлов, показало, что это не всегда обеспечивает нормальную работу СТП в целом или одинаковые результаты на турбинах разных конструкций.



Блок-схема исследования

Для представления СТП как единого целого в рассматриваемой работе реализовано несколько этапов (см. блок-схему). 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 выносного корпуса подшипника 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 тепловой неоднородности боковых граней ригеля и действия силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме не может превышать допускаемые нормативной документацией значения. Соответственно, дополнительные силы сопротивления движению корпуса подшипника по фундаментной раме, вызывающие изменение уклона ригеля сверх допустимых пределов, для новых турбин или турбин после капитального ремонта, могут возникать только в паре «корпус подшипника – направляющие осевого перемещения».

По результатам рассмотрения моделей взаимодействия корпуса подшипника и направляющих осевого перемещения была выявлена модель их взаимодействия, при которой возможно возникновение максимальных сил сопротивления перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме, вплоть до заклинивания корпуса подшипника на направляющих. В этом варианте взаимодействия возникает «диагональный» контакт – точки контакта корпуса подшипника 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 выносным корпусам подшипников) 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 корпуса подшипника 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 (см. блок-схему) автором предложена универсальная (идеальная) кинематическая модель «базового» блока системы «цилиндр турбины – выносной корпус подшипника – фундамент». Набор «базовых» блоков позволяет моделировать как СТП одноцилиндровых, так и СТП многоцилиндровых турбин.

Исследование устойчивости СТП проведено на третьем этапе работы (см. блок-схему). На данном этапе формализованы условия, при которых СТП при внешнем воздействии сохраняет устойчивость, т.е. исключено заклинивание корпуса подшипника 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 корпуса подшипника и цилиндра турбины. Для этого разработан ряд моделей, представленных на блок-схеме.

Поскольку для традиционной СТП, в которой передача осевого усилия на корпус подшипника осуществляется через опорные лапы цилиндра турбины, причиной возникновения заклинивания корпуса подшипника на направляющих осевого перемещения может быть не только внешнее воздействие, но и разница температур фланцев с левой и правой стороны цилиндра (температурный перекося), то для анализа условий возникновения заклинивания на основе ранее рассмотренной кинематической модели традиционной СТП дополнительно разработана упрощенная аналитическая модель взаимодействия элементов традиционной СТП при температурном перекося по фланцам цилиндра турбины. С использованием аналитической модели выполнен анализ влияния на работу СТП зависимости изменения геометрических параметров турбины и величины температурного перекося по фланцам цилиндра турбины. Верификация аналитической модели была выполнена с использованием конечно-элементной модели, разработанной на основе анализа конструктивных решений традиционной СТП.

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

зоне контакта направляющих и корпуса подшипника. 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 четвёртом этапе работы (см. блок-схему) представлены 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.

Положения, выносимые на защиту.

1. Основной причиной превышения величиной уклона ригеля фундамента турбины под выносным корпусом подшипника допустимых пределов, по крайней мере для вновь смонтированных турбин или турбин после технического перевооружения, являются силы сопротивления перемещению корпуса подшипника, возникающие при контакте боковых поверхностей паза в подошве корпуса подшипника с направляющими осевого перемещения. Наиболее неблагоприятным, с точки зрения возникновения заклинивания корпуса подшипников на продольных шпонках, является «диагональный» контакт в паре «корпус подшипника – продольные шпонки», когда обе боковые поверхности паза в подошве корпуса подшипника вступают в контакт с продольными шпонками.
2. Условия устойчивости СТП к внешнему воздействию, теоретически обоснованные с использованием предложенной автором на основе анализа вариантов исполнения СТП турбин различных производителей универсальной модели системы ЦПФ, как многозвенной шарнирной системы состоящей из одного или нескольких «базовых» модулей, каждый из которых состоит из трёх звеньев соединённых

призматическим и осевым шарнирами.

3. Критерии выбора конструкторских решений для традиционного исполнения 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 выносного корпуса подшипников.
5. Конструктивное решение направляющих осевого перемещения выносного корпуса подшипника, которое обеспечивает отсутствие пластических деформаций в паре «корпус подшипника – продольные шпонки».
6. Модуль диагностики СТП позволяющий 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.

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, рекомендованных ВАК РФ и Аттестационным советом УрФУ – 12, 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».

В диссертационной работе, кроме результатов, полученных лично автором использованы данные, совместно полученные им с коллегами по работе. Автор выражает благодарность:

- инженерам Великовичу М.В. и Евсееву Я.И. (исследование СТП паровых турбин в условиях эксплуатации);
- кандидату наук Целищеву М.Ф. (разработка МКЭ-модели для оценки взаимодействия элементов СТП паровых турбин при температурном перекосе по фланцам цилиндра турбины);

Автор выражает благодарность докторам наук Аронсону К.Э., Плотникову П.Н., Рябчикову А.Ю., Новосёлову В.Б за помощь и поддержку при выполнении работы и советы при обсуждении её результатов.

Отдельную благодарность автор выражает инженеру Шкляру А.И. за помощь при проведении исследований СТП и ряд критических замечаний и советов при обсуждении работы.

Автор особо благодарен научному консультанту доктору наук. Мурманскому Б.Е. за ценные советы и постоянное внимание в ходе выполнения работы.

Считаю своим долгом выразить глубокую благодарность и признательность профессору, доктору технических наук Бродову Ю.М., вдохновившего автора на представленную работу, и кандидату технических наук Ермолаеву В.В. за неоценимую помощь и содействие в выполнении диссертационной работы.

Также автор выражает глубокую благодарность всем неназванным коллегам по работе, коллективам и ведущим специалистам электростанций за сотрудничество в разные периоды времени по подготовке и реализации результатов работы.

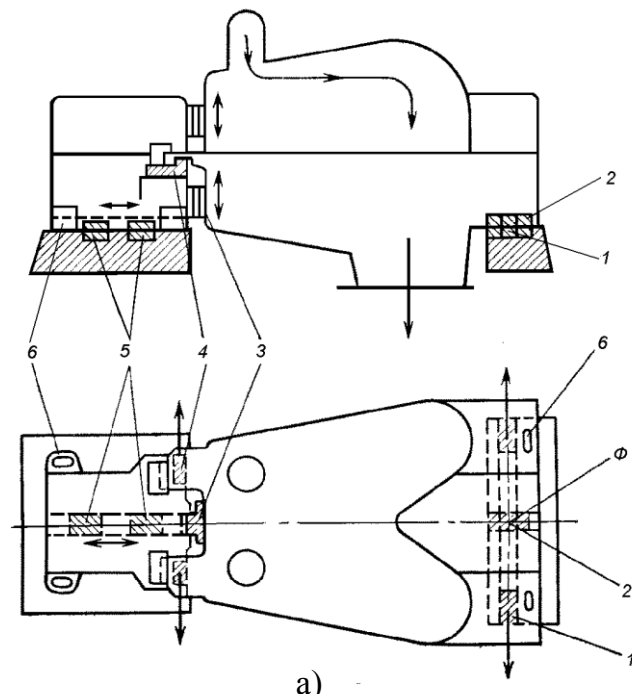
1. АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ И ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ВЫНОСНЫХ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ

1.1. Назначение и принцип работы систем тепловых расширений паровых турбин

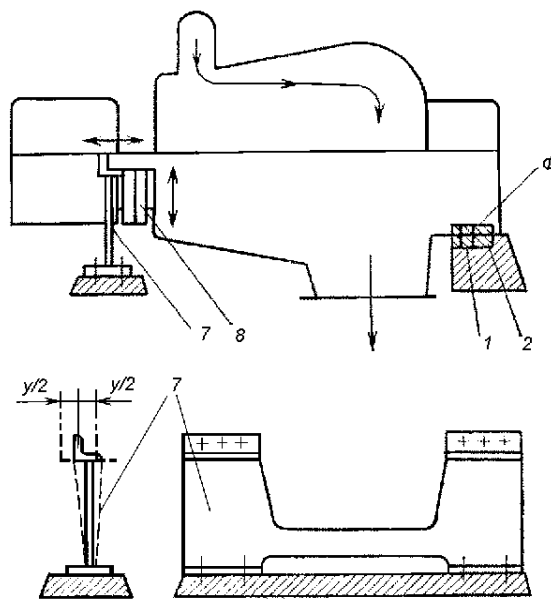
Система тепловых расширений турбины предназначена для сохранения в допустимых пределах взаимного положения роторных и статорных деталей турбоагрегата, изменяющих свои геометрические размеры по мере прогрева или остывания.

Первоначально, в конце XIX века, когда турбины, как правило, выполнялись одноцилиндровыми, и их длина не превышала 5 метров, а параметры острого пара были относительно невелики (давление порядка 10 кгс/см² или 0,98 МПа, температура около 300°С), основной задачей элементов системы тепловых расширений было обеспечение совпадения геометрических осей турбины и генератора [38]. Для таких турбин применялось несколько типов организации тепловых расширений. Условно эти типы можно разделить как по способу установки выносного корпуса подшипников: непосредственно на фундаментные рамы или на гибкую опору; так и по обеспечению постоянства взаимного положения корпуса подшипника и цилиндра турбины: системой направляющих, так называемых «шпоночных» соединений и жёстким, фланцевым, соединением. Эти решения применяются и в современных турбинах.

На рисунке 1.1 представлены два основных типа организации системы тепловых расширений паровых турбин малой мощности. В обоих случаях турбина устанавливается на фундаментную раму, представляющую собой цельную отливку. В первом варианте цилиндр турбины стороной высокого давления подвешен к корпусу (стойке) переднего подшипника (рисунок 1.1, а). Корпус подшипника устанавливается непосредственно на фундаментную раму. Часть низкого давления опирается на фундаментную раму боковыми или задними лапами, отлитыми заодно с выхлопным патрубком. Сочленение корпуса переднего подшипника и цилиндра осуществляется при помощи лап и системы «шпоночных» соединений. Во втором варианте корпус переднего подшипника устанавливается на гибкую опору, а сочленение корпуса переднего подшипника и цилиндра осуществлялось при помощи фланцевого соединения (рисунок 1.1, б). Часть низкого



а)



б)

1, 4 – поперечные шпонки; 2, 5 – продольные (осевые) шпонки; 3 – вертикальные шпонки; 6 – подвижное болтовое соединение; 7 – гибкая опора; 8 – соединение полуфланцами (Φ – «мёртвая» или фиксирующая точка).

Рисунок 1.1 - Схемы организации тепловых расширений одноцилиндровых турбин малой мощности [8]

давления, как и в первом варианте, опирается на фундаментную раму.

Схема с креплением части высокого давления цилиндра к корпусу подшипника при помощи полуфланцев и с установкой корпуса подшипников на гибкую опору в настоящее время используется в турбинах малой мощности [8], в частности в энергетических турбинах КТЗ. При монтаже турбоагрегата гибкая опора отклоняется на половину размера полного теплового расширения $y/2$ в сторону, противоположную расширению турбины. В процессе расширения турбины при пуске и последующей работе при стационарном номинальном режиме гибкая опора проходит вертикальное положение и отклоняется в обратную сторону на такую же величину.

Наибольшее распространение получила СТП с опиранием корпуса подшипника непосредственно на фундаментную раму с обеспечением взаимного положения корпуса подшипника и цилиндра турбины системой направляющих. Взаимное положение корпуса подшипника и цилиндра в осевом направлении обеспечивали поперечные шпонки. Совпадение осей цилиндра и подшипника обеспечивалось вертикальной шпонкой. От боковых смещений корпус подшипника, установленный на фундаментную раму, удерживался продольными шпонками.

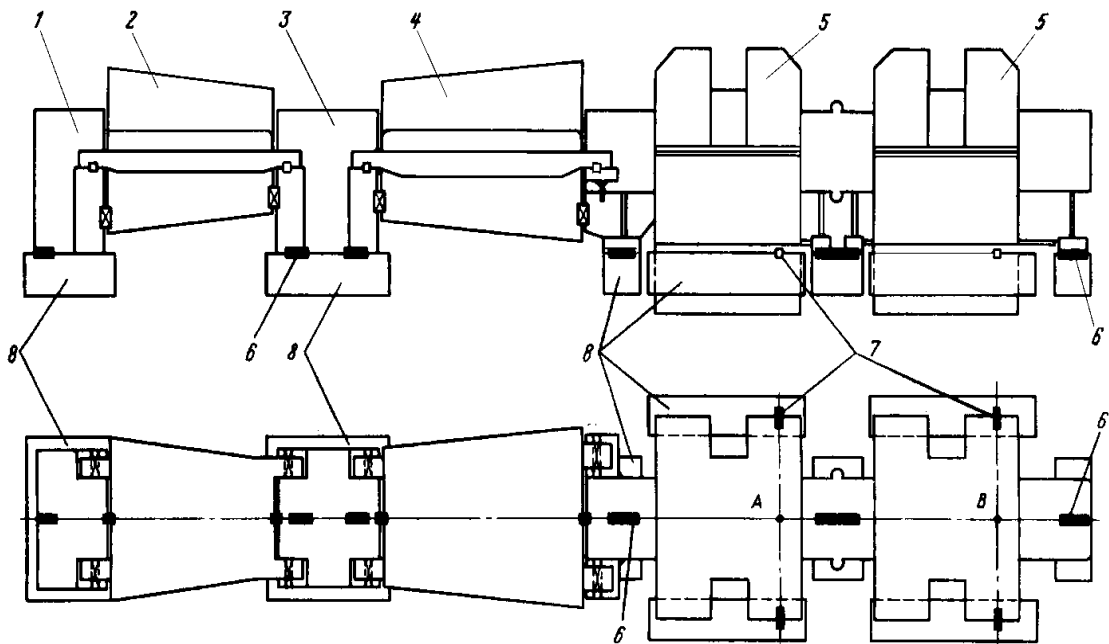
Часть низкого давления удерживалась от боковых смещений или продольной шпонкой, или вертикальной шпонкой, выполненной на выхлопном патрубке. Поперечные шпонки, заложенные между лапами части низкого давления и фундаментной плитой, не допускали смещения лап вдоль оси турбины. Таким образом, неподвижной точкой турбины являлась точка пересечения оси, проведённой через поперечные шпонки части низкого давления, с вертикальной плоскостью симметрии, проходящей через продольные шпонки корпуса подшипника и продольную шпонку (или выступ) части низкого давления.

По мере повышения единичной мощности турбин, и, соответственно, увеличения габаритов турбоагрегатов, усложнения конструкции, создания многоцилиндровых турбин, повышения параметров пара повышается значение системы тепловых расширений. Величина тепловых расширений, изменяющаяся в зависимости от режима работы турбины при переходе из холодного состояния к работе с полной нагрузкой и обратно, достигает значительных размеров. Современные паровые турбины большой мощности имеют до 5-ти цилиндров (К-800-240-2, К-1200-240), общая длина турбины, например К-1200-240, без генератора превышает 47 м [6]. Расстояние между опорными лапами

цилиндров в районе паровпуска превышает 2 м. Температура пара на входе в турбину достигает 560°C , после промежуточного пароперегревателя – 540°C . Величина перемещения переднего корпуса подшипника таких турбин достигает 49 мм [35].

Изменение размеров турбин и значительное повышение параметров пара практически не отразились ни на организации системы тепловых расширений, ни на конструкции её основных элементов [3 - 10, 15, 37, 144]. На рисунке 1.2 представлена схема системы тепловых расширений и опирания цилиндров на фундамент паровой турбины К-800-240 ЛМЗ [6].

Такая схема организации тепловых расширений, с соответствующими вариациями, применяется в большинстве современных турбин [3 - 10, 15, 34, 37, 38]. В рассматриваемом случае турбина состоит из ЦВД, ЦСД и двух ЦНД. На фундамент турбина устанавливается через систему фундаментных рам, жёстко соединённых с фундаментом. Цилиндр высокого давления и паровпускная часть цилиндра среднего давления опираются на выносные корпуса подшипников, которые могут перемещаться по фундаментным



- 1 – корпус переднего подшипника; 2 – ЦВД; 3 – корпус среднего подшипника;
 4 – ЦСД; 5 – ЦНД; 6 – продольные шпонки; 7 – поперечные шпонки;
 8 – фундаментные рамы.

Рисунок 1.2 - Установка многоцилиндровой турбины на фундаменте [6]

рамам. ЦНД опираются непосредственно на фундаментные рамы. Выхлопная часть ЦСД опирается лапами на площадки, организованные на первом ЦНД.

Соосность цилиндров турбины и корпусов подшипников при температурных перемещениях, так же, как и в ранее рассмотренном случае, сохраняется системой направляющих, традиционно называемых продольными, вертикальными и поперечными шпонками. Продольные шпонки расположены под опорными поверхностями цилиндров и выносных корпусов подшипников по оси турбины. Вертикальные шпонки расположены между цилиндрами и корпусами подшипников или между двумя соседними цилиндрами. Вертикальные и продольные шпонки обеспечивают соосность цилиндров и корпусов подшипников в горизонтальной плоскости. Поперечные шпонки расположены между лапами цилиндров и корпусами подшипников, они соединяют цилиндры и корпуса подшипников между собой, обеспечивая их продольное перемещение по фундаментным рамам, не препятствуя тепловому расширению цилиндров в стороны от оси турбин. Кроме указанных выше, имеются поперечные шпонки, расположенные под опорными поверхностями цилиндров низкого давления справа и слева от оси турбины. Пересечение оси этих поперечных шпонок с осью продольных шпонок на фундаментных рамах образует фиксипункт турбины. Турбина, показанная на рисунке 1.2, имеет два фиксипункта. От первого из них (точка *A*) ЦНД, ЦСД и ЦВД расширяются и сокращаются вдоль продольных шпонок как единое целое. Второй фиксипункт (точка *B*) фиксирует положение второго ЦНД. Для того, чтобы не препятствовать взаимному перемещению ЦНД, корпус подшипника, расположенный между ними, снабжён гибким элементом.

Систему тепловых расширений с организацией взаимного положения цилиндров и корпусов подшипников относительно друг друга и оси турбоагрегата с использованием продольных, вертикальных и поперечных шпонок можно считать традиционной, поскольку такая система применяется на подавляющем большинстве паровых турбин, произведённых как в СССР и РФ, так и во всем мире с начала XX века до наших дней. Условно традиционную систему тепловых расширений можно разделить на две взаимосвязанные системы: систему тепловых перемещений выносных корпусов подшипников и систему тепловых расширений цилиндров низкого давления. В последующем в настоящей работе будет рассматриваться только система тепловых перемещений выносных корпусов подшипников.

1.2. Устройство традиционной системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников

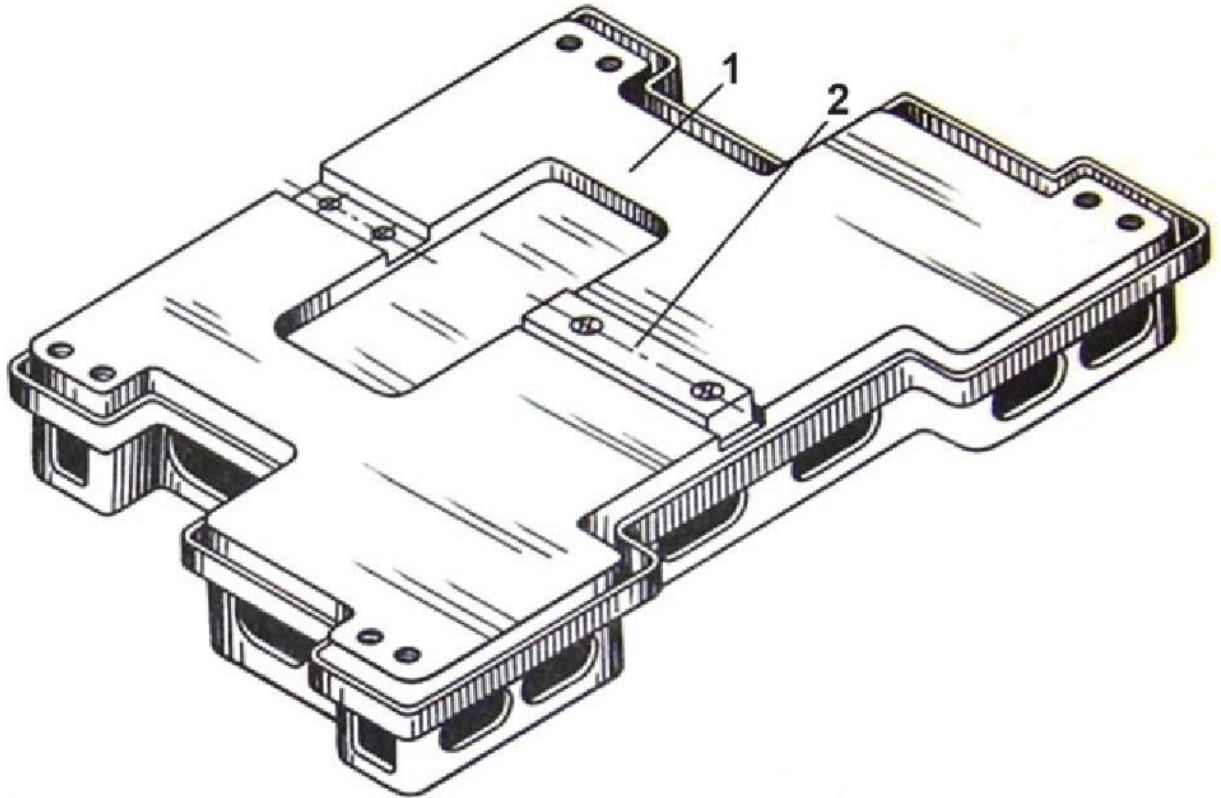
Система тепловых перемещений выносных корпусов подшипников содержит следующие основные конструктивные элементы:

- 1) направляющие осевых перемещений – продольные шпонки;
- 2) устройства сочленения выносных корпусов подшипников и цилиндров турбины – поперечные шпонки и вертикальные шпонки.

1.2.1. Направляющие осевых перемещений – продольные шпонки

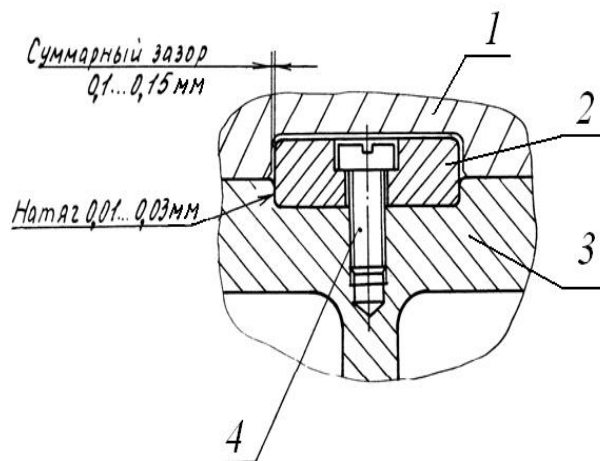
Все выносные корпуса подшипников, а также корпуса цилиндров турбины, опирающихся непосредственно на фундаментные рамы, помещают строго на одной прямой с помощью направляющих осевых перемещений, так называемых «продольных шпонок», расположенных под опорными поверхностями выносных корпусов подшипников по оси турбины. Продольные шпонки имеют форму прямоугольного параллелепипеда, который вставляется в паз, выполненный в фундаментной раме таким образом, чтобы продольная ось шпонки лежала в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины (рисунок 1.3).

Шпонка вставляется в паз фундаментной рамы с натягом от 0,01 до 0,03 мм и крепится к её телу винтами (рисунок 1.4). Заглубление шпонки в фундаментную раму составляет не менее 1/3 от её высоты. Между шпонкой и пазом в подошве корпуса подшипника для обеспечения свободного перемещения корпуса вдоль шпонки выдерживается боковой зазор. Величина зазора принималась исходя из обеспечения «ходовой» посадки и составляла от 0,05 мм до 0,07 мм.



1 – верхняя плита фундаментной рамы, 2— продольная шпонка.

Рисунок 1.3 - Установка продольной шпонки на фундаментную раму под выносным корпусом подшипника



1 – корпус подшипника, 2 – продольная шпонка,
3 – фундаментная рама, 4 –винт

Рисунок 1.4 - Поперечный разрез продольной шпонки

1.2.1. Устройства сочленения выносных корпусов подшипников и цилиндров турбины

Взаимное положение цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников обеспечивается устройствами сочленения, которое в традиционной СТП состоит из двух элементов: поперечных шпонок и вертикальных шпонок.

1.2.1.1 Поперечные шпонки

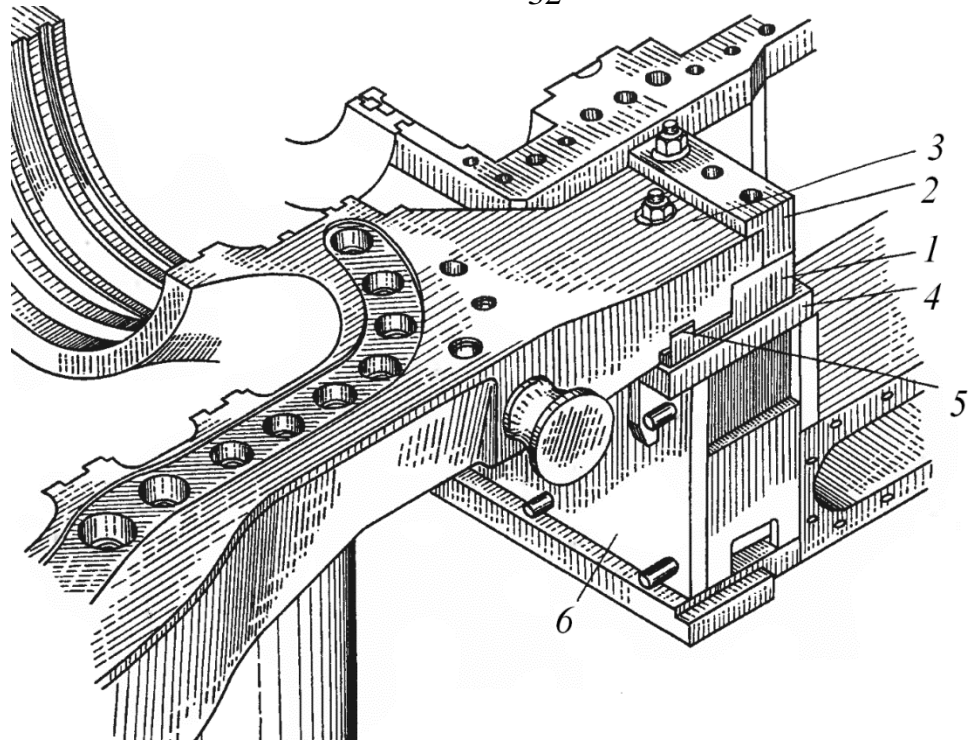
Корпуса цилиндров высокого и среднего давления опираются на выносные корпуса подшипников при помощи консольных лап (рисунок 1.5). Сочленение лап цилиндров с корпусами подшипников и передача осевого усилия осуществляется через призматические поперечные шпонки [2 - 10, 14 - 18].

Производителями паровых турбин бывшего СССР используется два типа опирания цилиндров турбины на корпуса подшипников:

- с нижним расположением лап, когда консольные лапы выполнены заедино с нижней половиной цилиндра;
- с верхним расположением лап, когда консольные лапы выполнены заедино с верхней половиной (крышкой) цилиндра.

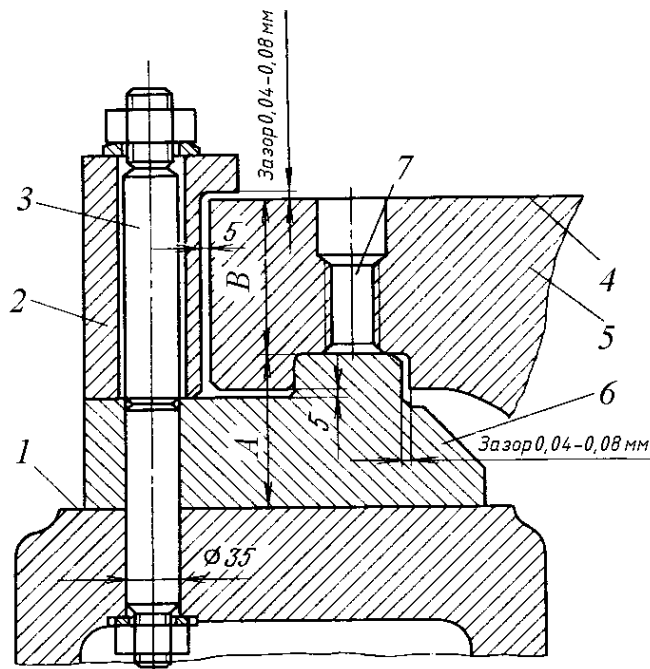
Российские заводы-изготовители паровых турбин традиционно применяют нижнее расположение лап. Конструкцию цилиндров турбин с опорными лапами и поперечными шпонками, выполненными заедино с верхней половиной цилиндра, применяет ХТЗ.

На рисунке 1.6 представлена конструкция поперечной шпонки, применяемой при сочленении лап цилиндров и корпусов подшипников на турбинах производства ЛМЗ и ТМЗ (в настоящее время УТЗ). Шпонка выполняется с таким вертикальным размером A , чтобы плоскость разъёма турбины совпала с осью ротора. Тепловые зазоры в шпонке составляют от 0,04 до 0,08 мм, что также соответствует «ходовой» посадке.



1 – основание поперечной шпонки; 2 – прижимная скоба; 3 – лапа цилиндра турбины; 4 – опорная площадка «крыла» (стула) корпуса подшипника под поперечную шпонку; 5 – «зуб» поперечной шпонки; 6 – корпус подшипника

Рисунок 1.5 - Опираие корпуса ЦВД турбины Т-250/300-240 ТМЗ на корпус подшипника [9]



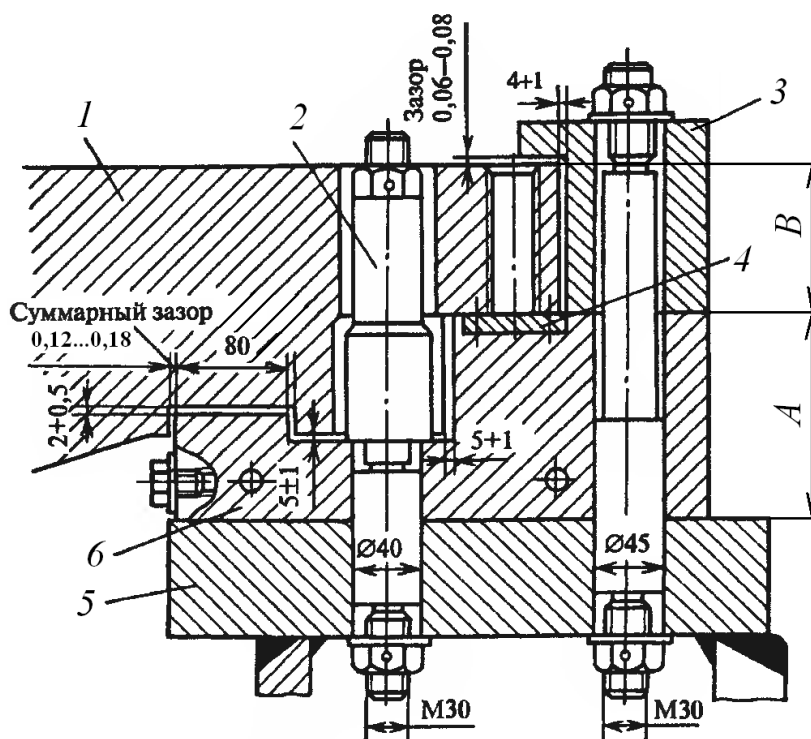
1 – опорное «крыло» корпуса подшипника; 2 – прижимная скоба; 3 – болт; 4 - плоскость разъёма турбины; 5 – лапа; 6 – поперечная шпонка; 7 – отверстие для установки динамометра

Рисунок 1.6 - Поперечная шпонка ЛМЗ и ТМЗ [5]

Прижимная скоба препятствует отрыву лапы от плоскости опирания, который может произойти под действием сил от некомпенсированных тепловых расширений трубопроводов, присоединённых к корпусу турбины, или от реактивного крутящего момента, приложенного к корпусу турбины через сопловые лопатки, диафрагмы и обоймы. При сборке между скобой и лапой оставляют тепловой зазор для свободного перемещения лапы вдоль шпонки.

Впоследствии для турбин типа Т-175/210-130 и Т-250/300-240 ТМЗ изменило конструкцию поперечной шпонки (рисунок 1.7).

Основным отличием от ранее рассмотренной конструкции является то, что опирание



1 – лапа цилиндра турбины; 2—специальный болт; 3 – прижимная скоба;
4 – съёмная пластина из закалённой стали; 5 – опорное «крыло» корпуса подшипника; 6 – поперечная шпонка

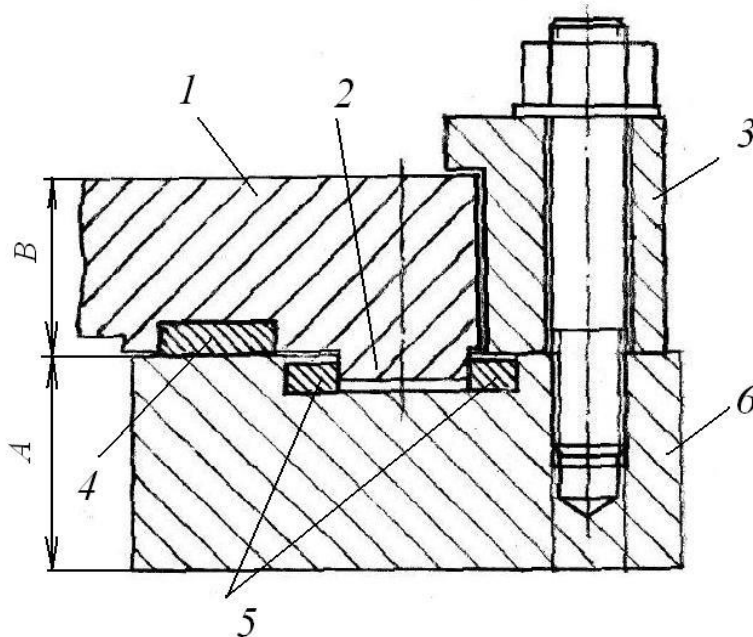
Рисунок 1.7 - Поперечное шпоночное соединение турбин Т-175/210-130 и Т-250/300 240 ТМЗ [9]

лапы происходит не на «зуб» поперечной шпонки, а на специально подготовленную поверхность с установленными на ней съёмными пластинами из закалённой стали. Такое решение позволило повысить технологичность выполнения центровки цилиндров в

вертикальной плоскости, поскольку подгонка требовалась не всей шпонке, а только съёмными пластинами.

В настоящее время УТЗ применяет новую конструкцию устройства сочленения корпуса подшипника с цилиндром турбины. Схематичное изображение этого сочленения представлено на рисунке 1.8.

Основным отличием этого сочленения от ранее рассмотренных является то, что на



1 – лапа цилиндра турбины; 2—«зуб» лапы; 3 – прижимная скоба;
4 – съёмная пластина из закалённой стали; 5 – регулировочные прокладки; 6 –
поперечная шпонка

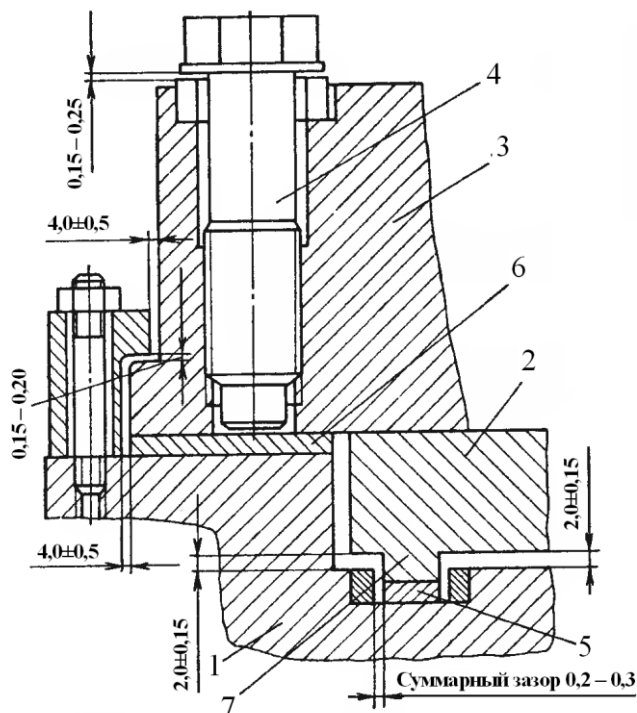
Рисунок 1.8. - Поперечная шпонка УТЗ

лапе выполнен не паз, а «зуб» и положение корпуса подшипника относительно цилиндра турбины в осевом направлении задаётся специальными регулировочными прокладками.

Похожая конструкция поперечных шпонок применяется на турбинах ХТЗ. Но в отличие от вышерассмотренных конструкций, цилиндр турбины подвешивается на корпус подшипника строго на уровне разёма лапами, выполненными на продолжении фланцев верхней крышки корпуса (рисунок 1.9). Лапа 3 корпуса турбины через подгоночную прокладку 6 подвешивается на опорную поверхность «крыла» корпуса подшипника 1 корпуса подшипника, обеспечивая совпадение их горизонтальных плоскостей при любых режимах. Лапа 2 нижней половины корпуса используется, во-первых, для размещения

поперечной шпонки 7 и, во-вторых, для монтажа, когда нижняя половина корпуса укладывается на корпус подшипника на монтажные прокладки 5.

Преимуществом такой конструкции считается совпадение плоскости разъёма цилиндра турбины с осью ротора на всех режимах работы.



1 – корпус подшипника; 2 – нижняя лапа; 3 – верхняя лапа; 4 – домкратный болт;
5 - монтажная прокладка; 6 – подгоночная прокладка; 7 – поперечная шпонка.

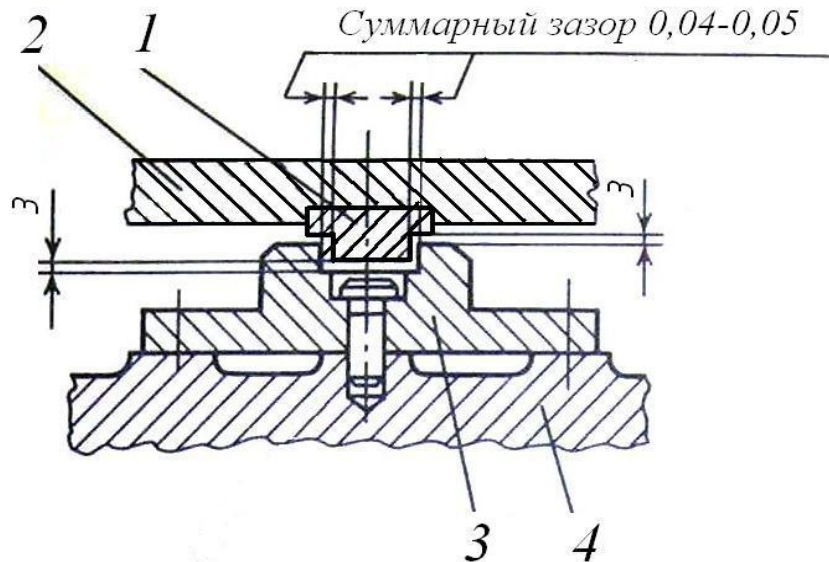
Рисунок 1.9 - Опираие корпусов ЦВД турбин ХТЗ на корпус подшипника [9]

1.2.1.2 Вертикальные шпонки

Совмещение вертикальных плоскостей симметрии выносных корпусов подшипников и цилиндров турбины обеспечивают специальные направляющие устройства, за которыми закрепилось название «вертикальные шпонки». «Вертикальные шпонки» состоят из двух основных частей: собственно вертикальной шпонки, закреплённой на корпусе

подшипника, и шпонки направляющей, закреплённой на цилиндре турбины (рисунок 1.10).

Вертикальная шпонка входит в паз шпонки направляющей с тепловым зазором



1 – вертикальная шпонка; 2 – поперечная планка; 3 – шпонка направляющая;
4 – цилиндр турбины

Рисунок 1.10 - Вертикальная шпонка (вид сверху)

0,04 ... 0,05 мм, что также соответствует «ходовой» посадке, поэтому более горячий корпус турбины свободно расширяется вниз относительно корпуса подшипника, установленного на фундаментной раме. Подвеска цилиндра на лапе верхней половины усложняет подготовку к вскрытию цилиндра во время ремонта.

Описанные выше технические решения, включая величину зазоров в соединениях, практически не изменились и применяются в современных серийно выпускаемых турбинах, несмотря на значительное изменение параметров, мощностей турбин и материалов, применяемых при их изготовлении.

1.2.2. Проявления и основные причины нарушений в работе систем тепловых перемещений выносных корпусов подшипников

Как показал опыт эксплуатации турбин (информационное письмо Центрэнерго № 31-4-1-751 от 24.05.2000 года) по мере увеличения срока службы энергооборудования на российских электростанциях всё чаще наблюдается нарушение процесса нормального теплового расширения цилиндров турбин. Нарушения нормальной работы систем тепловых расширений паровых турбин проявляются [6, 21 – 26, 29 - 34] в деформациях и скачкообразных перемещениях корпусов подшипников, кручении ригелей поперечных рам фундамента, невозвращении корпусов подшипников в исходное положение после остывания и как результат всего этого – расцентровка опор валопровода, повышение вибрации и утечек пара и масла, повреждения подшипников и муфт, задержки пусков (из-за достижения предельных относительных расширений роторов).

В качестве основных причин нарушения нормальной работы систем тепловых перемещений указывают [6]:

- увеличенные, по сравнению с расчётными, силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной рамой;
- заклинивание шпоночного соединения «корпус подшипника – продольная шпонка».

Заклинивание шпоночного соединения «корпус подшипника – продольная шпонка», в соответствии с [6], возникает вследствие приложения к корпусу подшипника поперечных усилий, прижимающих его к боковым поверхностям продольных шпонок и не дающих перемещаться корпусу вдоль них.

Главными причинами заклинивания продольного шпоночного соединения считаются [6]:

- 1) неодинаковость тепловых расширений отдельных лап корпуса турбины в продольном направлении или неодинаковость тепловых зазоров в поперечных шпонках лап;
- 2) заклинивание шпоночного соединения одной из лап корпуса турбины.

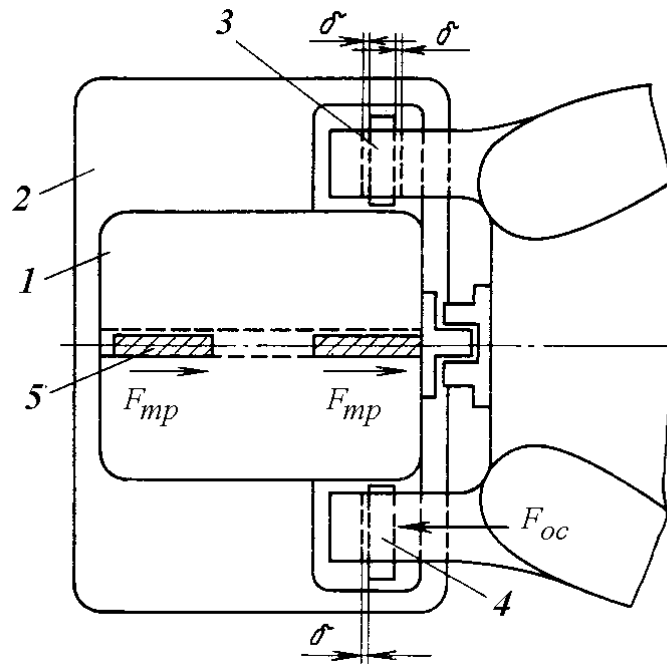
В первом случае (рисунок 1.11) одна из лап входит в контакт со своей поперечной шпонкой 4 раньше, чем вторая, и в результате сила F_{oc} поворачивает корпус подшипника, прижимая его к боковым поверхностям шпонок, привинченных к фундаментным рамам. Из-за большого плеча силы F_{oc} контактное давление оказывается очень большим и как следствие большой оказывается и сила $F_{тр}$, затрудняющая продвижение корпуса подшипника по фундаментной раме.

Во втором случае (рисунок 1.12) считается, что заклинивание одной из поперечных шпонок лап приводит к поперечному несимметричному смещению оси корпуса и выборке зазора в вертикальной шпонке. В результате защемления участка корпуса турбины между заклиненной лапой и вертикальной шпонкой возникает сила R , поворачивающая корпус подшипника на фундаментной раме, в результате чего и возникает заклинивание корпуса подшипников на продольных шпонках.

1.3. Модернизация узлов системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников

1.3.1. Минимизация сил трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме

Сила трения между подошвой корпуса подшипника и фундаментной рамой, как отмечено в [6], определяется как произведение коэффициента трения и вертикальной силы, прижимающей корпус подшипника к фундаментной раме. Поскольку величины вертикальных сил, приложенных к выносным корпусам подшипников, от пуска к пуску при отсутствии каких-либо изменений в конструкции паротурбинной установки не изменяются, то причиной повышения сил трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме может быть только увеличение коэффициента трения. Мероприятия по нормализации силы трения в паре «корпус подшипника – фундаментная рама», разрабатываемые различными организациями, помимо мероприятий по периодической чистке поверхностей скольжения [34], предусматривали:



1 — корпус подшипника; 2 — фундаментная рама; 3, 4 — поперечные шпонки;
5 — продольные шпонки

Рисунок 1.11. - Заклинивание в продольных шпонках вследствие неодинакового теплового расширения лап [6]

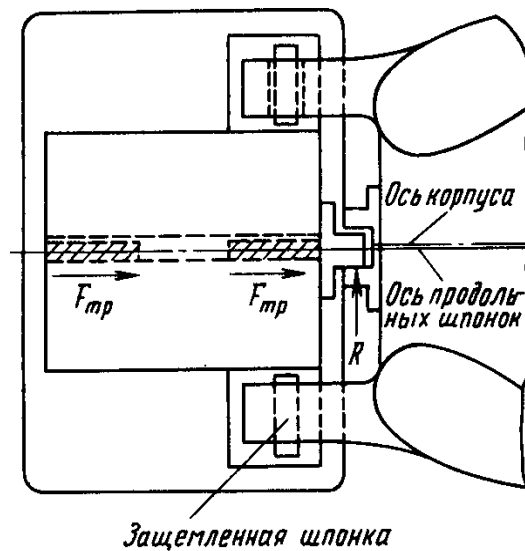


Рисунок 1.12 - Заклинивание в продольных шпонках вследствие заклинивания одной из поперечных шпонок лап [6]

- применение антифрикционных материалов и покрытий, снижающих коэффициент трения в паре «корпус подшипника – фундаментная рама»;
- применение разгружающих устройств для снижения вертикальных усилий, приложенных к выносному корпусу подшипников.

1.3.1.1 Применение антифрикционных материалов

Мероприятия по применению антифрикционных материалов развивались по двум направлениям: применение специальных пластических смазок и установка на поверхности скольжения съёмных модулей с улучшенными антифрикционными свойствами.

Самыми первыми рекомендациями по применению пластических смазок, упоминаемыми в литературе, можно назвать рекомендации по нанесению на поверхности скольжения смазки из свиного жира, графита и ртути [39]. По понятным причинам, из-за присутствия ртути, такие рекомендации не могли применяться после того, как было выявлено негативное влияние паров ртути на организм человека.

Для снижения сил трения на подошве корпуса подшипника в [23, 34] рекомендуется использовать спецпасту ВТИ-ЛМЗ, изготавливаемую из дисульфида молибдена и синтетического масла ИВВИОЛЬ-3 (или ОМТИ). Предельная температура применения спецпасты - 120°C.

Кроме пасты ВТИ-ЛМЗ рекомендована паста АФП-90 (ТУ ВТИ 43.006-90) как обладающая более термостабильными свойствами.

Для случаев, когда не может быть гарантирован уровень температур фундаментной рамы ниже 100°C, рекомендуется [34] применять чешуйчатый графит.

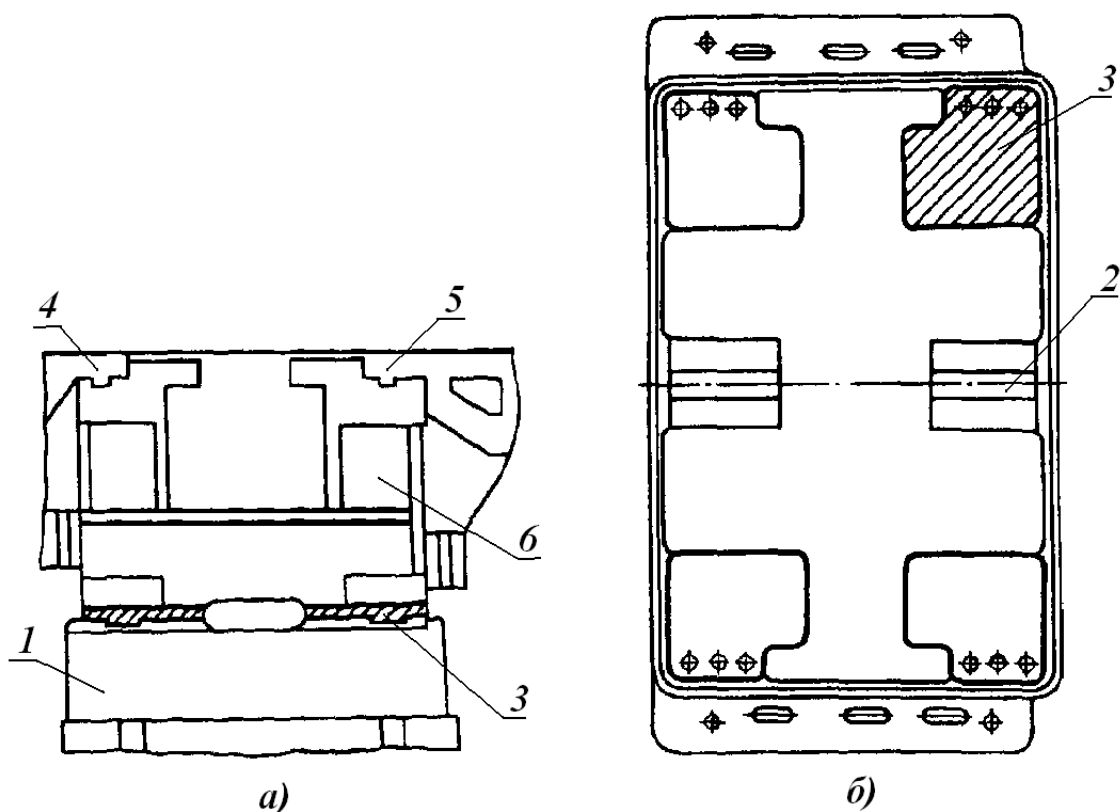
Для закладки пластичных смазок необходимо предварительно выполнить работы по очистке поверхностей скольжения [34] с подъёмом корпусов подшипников, с демонтажом поперечных шпонок и вкладышей подшипников, что является достаточно трудоёмкой операцией.

Как показал опыт эксплуатации турбин, в начальный период после монтажа или капитального ремонта, как с чисткой поверхностей скольжения корпусов подшипников по

фундаментным рамам, так и с нанесением пластических смазок, отсутствуют проблемы, которые связывают с повышенным коэффициентом трения. Загрязнения и зашлаковывание поверхностей скольжения начинает сказываться, по данным [25], через 2-3 года эксплуатации турбины, что явно недостаточно и неприемлемо при переходе на систему ремонтов по наработанному ресурсу с межремонтным периодом в 6-7 и более лет. Кроме того, в процессе эксплуатации из-за заноса грязи и зашлаковывания поверхности происходит абразивный износ поверхностей скольжения корпуса подшипника и фундаментной рамы. Нарушается плоскостность поверхностей скольжения, что также приводит к затруднённым тепловым перемещениям корпуса подшипника по фундаментной раме.

Более эффективными оказалось применение модулей из антифрикционных материалов или с антифрикционным покрытием.

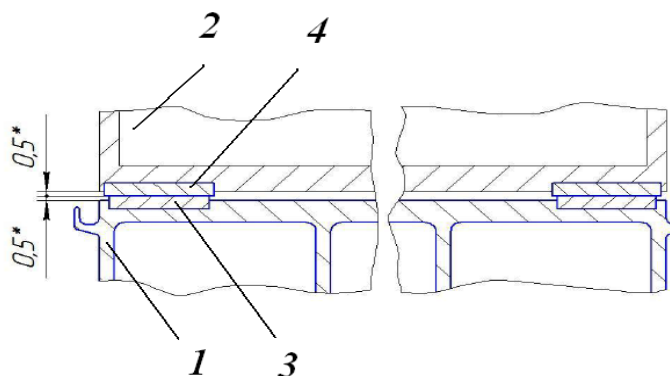
С 1988 года по предложению ВТИ [13, 25, 34] совместно с ХТЗ на фундаментных рамах передней и средней опор пяти турбин К-300-240 ХТЗ Криворожской ГРЭС при плановой замене ЦВД и ЦСД, выработавших ресурс, наряду с другими мероприятиями, рекомендованными нормативной документацией [34], были установлены съёмные пластины модульного типа (рисунок 1.13). Четыре такие пластины из чугуна СЧ-20 толщиной 20 мм размещены под опорными поверхностями корпусов подшипников. Каждая из них зафиксирована от смещения в осевом направлении поперечной шпонкой и прижата к фундаментной раме тремя шпильками, которые служат и для крепления боковых Г-образных прижимов. Съёмные пластины позволяют, при необходимости, при кратковременных остановках турбоагрегата, зачистить поверхности скольжения и/или заменить материал с низким коэффициентом трения. После выполнения модернизации, по данным, представленным в работах [21, 23, 25], на всех турбинах отсутствовали проблемы температурных расширений. Полученные результаты позволили внедрить это мероприятие ещё более чем на десяти аналогичных турбинах.



- а) – вид на корпус подшипника с фундаментной рамой сбоку;
 б) – вид на фундаментную раму сверху при снятом корпусе подшипника;
 1 – фундаментная рама; 2 – продольная шпонка; 3 – съёмные пластины;
 4, 5 – лапы ЦВД и ЦСД; 6 – корпус подшипника

Рисунок 1.13 - Съёмные пластины для установки под корпус подшипника [34]

Подобное решение было применено на турбине К-330-23,5-4 УЗЭМ, работающей с 2013 года на Рефтинской ГРЭС (блок №5). Съёмные пластины были выполнены с использованием композиционного материала – биметалла стальбронзографит (торговая марка «Романит», ТУ УЗ.02-23478589-1-97, Украина). Коэффициент трения материала стальбронзографит по стали – 0,03-0,04 (без смазки). Пластины из этого же материала на поверхность скольжения корпуса подшипника, но на постоянной основе, не обеспечивающей быстросъёмность, были впервые установлены на турбине Т-185/220-130 ТМЗ, ст. №4 Омской ТЭЦ-5, во время капитального ремонта турбины по рекомендации и чертежам УТЗ (рисунок 1.14)[45, 46].



1 – фундаментная рама; 2 – корпус подшипника; 3 – стальные пластины фундаментной рамы; 4 – ответные пластины из материала «Романит»

Рисунок 1.14 - Установка на поверхность скольжения пластин из закалённой стали и пластин из материала «Романит»

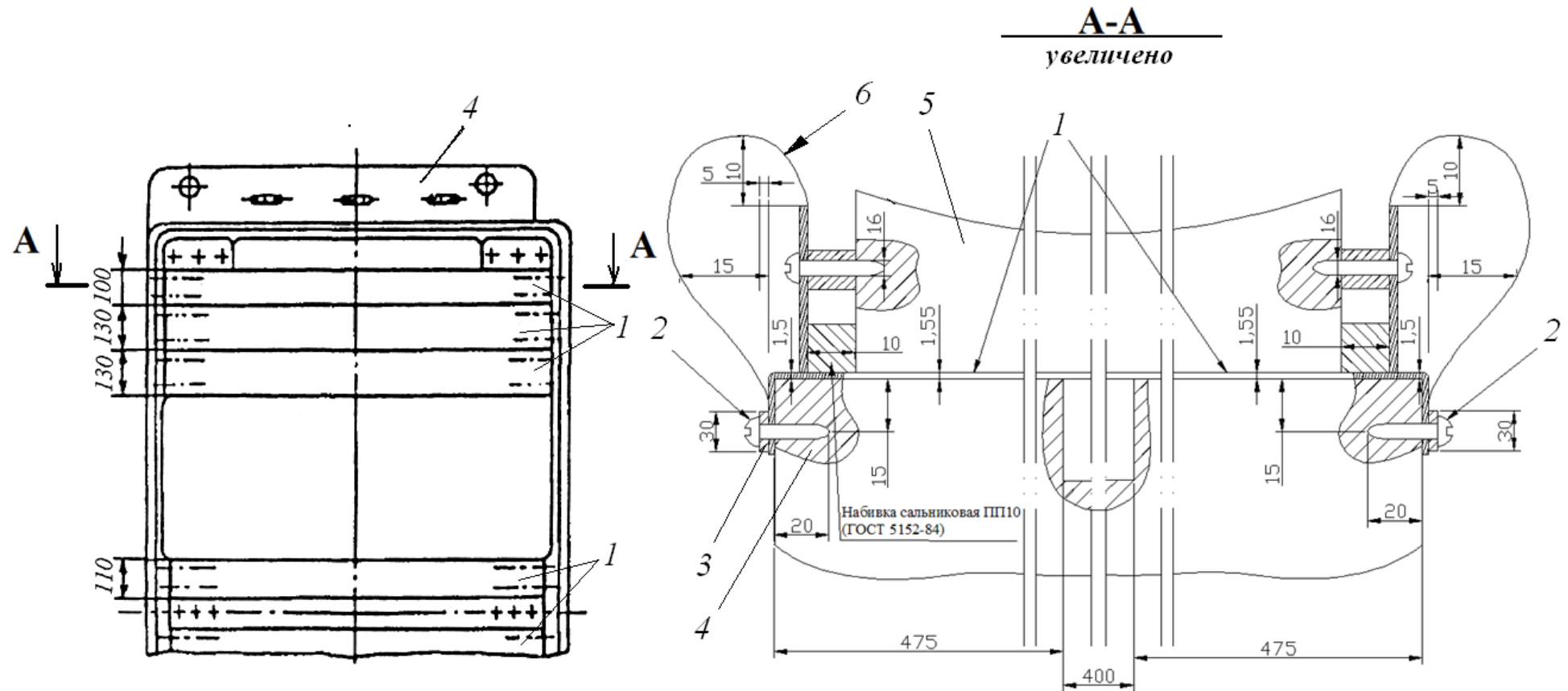
Также фирма АВВ при выполнении работ по нормализации тепловых расширений на турбине Т-250/300-240 ТМЗ, ст. №4 Киевской ТЭЦ-5, установила в фундаментные рамы специальные пластины из агломерированной бронзы, а в корпус подшипника – ответные стальные пластины с полированной рабочей поверхностью. По имеющимся данным [22] материал пластин имеет низкий, но не стабильный коэффициент трения; а также требует оптимизации и стабилизации режима работы по удельным нагрузкам. Аналогичные триботехнические свойства имеют плитки Jonson, предлагаемые фирмой Siemens.

В Республике Беларусь выполнены работы по разработке литого композиционного материала (ЛКМ) на базе кремниевой бронзы (ТУ РБ 100649721.030-2000). Структура ЛКМ представляет собой на макроуровне упрочняющие элементы из железоуглеродистых или других гранул, равномерно распределённых в матрице. В качестве матрицы используют кремнистые бронзы, характеризующиеся высокими механическими и антифрикционными свойствами, хорошей коррозионной стойкостью. Литейная технология изготовления этого материала обеспечивает его невысокую стоимость по сравнению с композитами, изготавливаемыми методами порошковой металлургии, и позволяет получать достаточно крупные детали различной конфигурации с высокими прочностными характеристиками. В качестве ответной пары для работы с ЛКМ могут быть применены различные стали, которые обеспечивает поверхностную твёрдость HRC 40-52. Коэффициент трения ЛКМ по стали – 0,05-0,07.

Широкое распространение, особенно при модернизации турбин во время ремонта, в отечественной практике получила металлофторопластовая лента (МФЛ) [21 - 25, 34],

которая снижает коэффициент трения трущейся пары приблизительно в 2 раза [21, 24, 25]. МФЛ представляет собой композиционный многослойный антифрикционный материал. Допускаемое удельное давление на МФЛ 4,9 МПа (50 кгс/см^2), гарантированная длина пробега – 500 м (30 лет эксплуатации) [21, 25]. Лента устанавливается на фундаментные рамы или корпус подшипника. Фиксация ленты обеспечивается разностью коэффициентов трения антифрикционной и металлической сторон ленты. Во избежание перемещения ленты её концы отгибаются и прикручиваются к торцам фундаментной рамы болтами через крепёжную полосу (рисунок 1.15). Крепление ленты целесообразно проводить одновременно с креплением грязезащитного экрана, без которого эксплуатация ленты может быть неэффективной. Вариант устройства грязезащитных экранов на торцевых поверхностях также представлены на рисунке 1.15. Как показано в работах ВТИ, при качественном экранировании зазора между корпусом подшипника и фундаментной рамой МФЛ надёжно эксплуатируется, как минимум, в течение 1-2 межремонтных периодов.

Одним из основных достоинств использования МФЛ является возможность её установки без демонтажа цилиндров турбины, с подъёмом только корпусов подшипников аналогично подъёму корпусов подшипников при чистке поверхностей. После установки МФЛ может возникнуть необходимость корректировки центровки опорных подшипников и обойм масляных уплотнений на толщину подложенной ленты.



1 — металлофторопластовая лента (МФЛ); 2 — крепёжные болты; 3 — крепёжная накладка; 4 — фундаментная рама;
5 — корпус подшипника; 6 — грязезащитный экран из нержавеющей фольги

Рисунок 1.15 - Установка МФЛ и грязезащитного экрана [34]

1.3.1.2 Применение разгружающих устройств

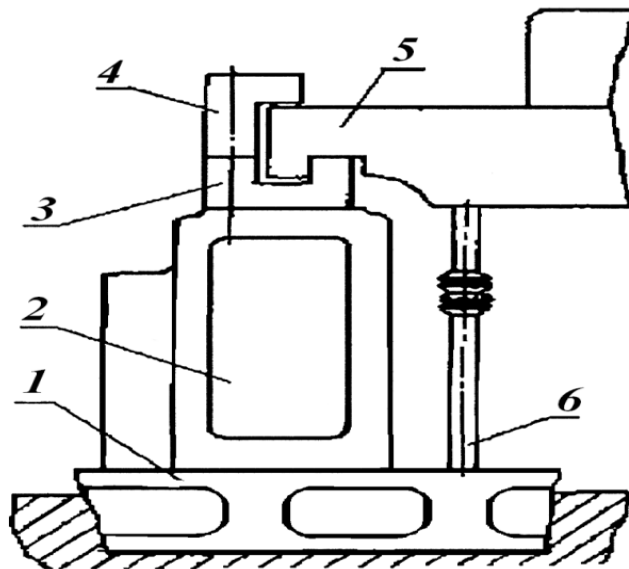
В процессе эксплуатации паровых турбин в межремонтный период часто наблюдается ухудшение качества поверхностей скольжения фундаментных рам и подошв корпусов подшипников. Причинами являются образование ржавчины, попадание грязи и выгорание масла и, как следствие, увеличение сил трения на этих поверхностях. В ряде случаев это приводит к серьёзным проблемам при пуске/останове агрегатов. Все мероприятия, связанные со снижением коэффициента трения на контактных поверхностях (т.е. установка металлофторопластового покрытия на фундаментную раму, установка сменных пластин на подошву корпуса подшипника) могут выполняться только во время проведения ремонта. В то же время достаточно часто возникает ситуация, при которой турбину, имеющую затруднённые тепловые перемещения, ещё необходимо эксплуатировать длительное время. Для этого случая предложены решения по снижению весовой нагрузки на поверхность скольжения.

ЛМЗ практикуют установку дополнительной съёмной разгружающей опоры [5] с упругими элементами (пружинами) непосредственно под лапу цилиндра (рисунок 1.16). Упругость опоры не препятствует свободному расширению лап, а сама она воспринимает часть вертикальной нагрузки, разгружая корпус подшипника.

Большинство конструкций разгружающих опор [40, 41] в качестве упругих элементов используют дисковые (тарельчатые) пружины, набранные пакетами на телескопически соединённые между собой стержни.

Недостатками таких конструкций опор являются:

- 1) возможность заклинивания в телескопических стержнях;
- 2) большие габаритные размеры дисковых пружин, затрудняющие размещение опор в непосредственной близости от корпусов подшипников;
- 3) сниженная разгружающая способность в крайних положениях корпуса подшипников, связанная с изменением расстояния между опорной площадкой на фундаментной раме и опорной площадкой на корпусе подшипников.

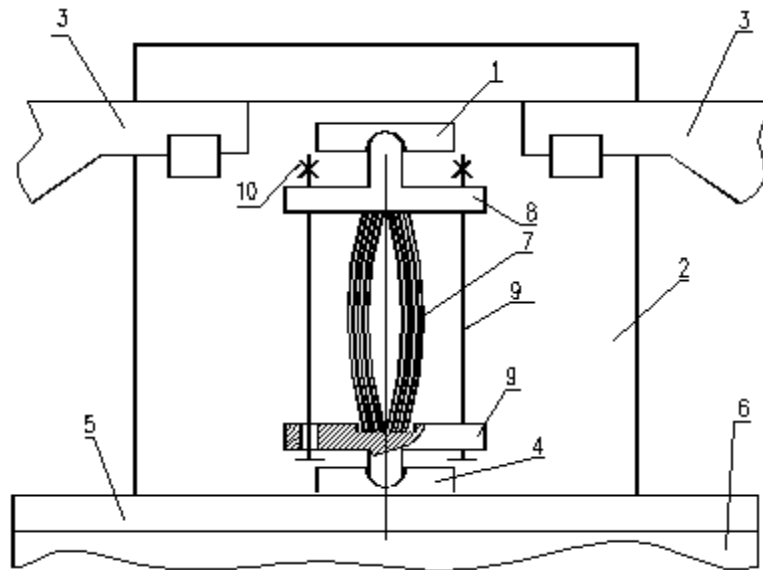


1 — фундаментная рама; 2 — корпус подшипника; 3 — поперечная шпонка; 4 — скоба; 5 — лапа; 6 — дополнительная опора

Рисунок 1.16 - Установка дополнительной опоры под лапу для уменьшения силы, действующей со стороны лапы на корпус подшипника [5]

Качающиеся опоры с тарельчатыми пружинами, в частности, были применены на постоянной основе при выполнении в 1993 году фирмой АВВ мероприятий, направленных на уменьшение кручения ригелей фундамента турбины Т-250/300-240 ТМЗ, ст.№ 4 Киевской ТЭЦ-5. Опоры были размещены внутри корпуса подшипника. В результате такого расположения качающиеся опоры постоянно находятся в работе, а изменение разгружающего усилия возможно только на остановленной турбине.

С участием автора настоящей работы была разработана и защищена патентом РФ [42] другая конструкция разгружающего устройства, принципиальная схема которого приведена на рисунке 1.17. Устройство состоит из набора упругих элементов, установленных между двумя траверсами. Сжатие упругих элементов осуществляется за счёт двух резьбовых тяг. Устройство опирается на опорную площадку 4, устанавливаемую на фундамент; вторая опорная площадка 1, подводится под выступающие элементы корпуса подшипника. Устройство устанавливается в сжатом состоянии, по мере освобождения упругих элементов часть весовой нагрузки переносится на устройство. Применение такой конструкции позволяет уменьшить силы трения на поверхностях контакта корпуса подшипника и фундаментной рамы за счёт передачи части весовой нагрузки, приходящейся на подошву корпуса подшипника, непосредственно на фундамент турбины через упругие



1 - опорная площадка корпуса подшипника; 2 - корпус подшипника; 3 - лапа цилиндра турбины; 4 - опорная площадка фундаментной рамы; 5 - фундаментная рама; 6 - фундамент; 7 - упругий элемент; 8 - траверса; 9 - тяга; 10 - гайка

Рисунок 1.17 - Принципиальная схема разгружающего устройства

элементы разгружающего устройства. В качестве упругих элементов в разработанной конструкции используются гибкие упругие пластины, типа рессорных, установленные вертикально.

Съёмные разгружающие устройства могут быть применены как временное решение, при острой необходимости эксплуатации турбины, имеющей проблемы в функционировании СТП, до капитального ремонта.

1.3.2. Модернизация устройства сочленения цилиндра турбины и выносного корпуса подшипника

Как было показано в разделе 1.2.4, кроме повышенных сил трения на подошве корпусов подшипников, причиной затруднённых тепловых перемещений корпусов подшипников является возникновение повышенных сил трения на продольной шпонке в результате заклинивания и закусывания.

1.3.2.1 Модернизация поперечного шпоночного соединения

Традиционно считалось, что чаще всего заклинивание поперечных шпонок лап происходит вследствие неравномерного прогрева лап по ширине: при подаче пара на концевое уплотнение перед пуском турбины внутренняя поверхность лапы, прилегающая к камерам уплотнений, прогревается сильнее, чем наружная. В результате лапа разворачивается наружу и заклинивает шпонку.

Исследования силового взаимодействия лап цилиндров и корпусов подшипников, в том числе исследования, выполненные с участием автора на различных типах турбин разных изготовителей [43, 44], показали, что заклинивание в поперечных шпонках имеет более сложный механизм и связано с изменением теплового состояния цилиндра во время пуска. В начальный период пуска (после подачи пара на уплотнения и до начала интенсивного прогрева цилиндров) лапы цилиндров турбины деформировались в стороны от оси турбины, а «крылья» корпуса подшипников, на которые опираются лапы, деформировались от цилиндров (рисунок 1.18, а). Характер деформации «крыльев» корпусов подшипников оставался неизменным всё время пуска. С началом интенсивного прогрева стенок цилиндра при увеличении расхода пара через турбину лапы деформировались к оси турбины (рисунок 1.18, б).

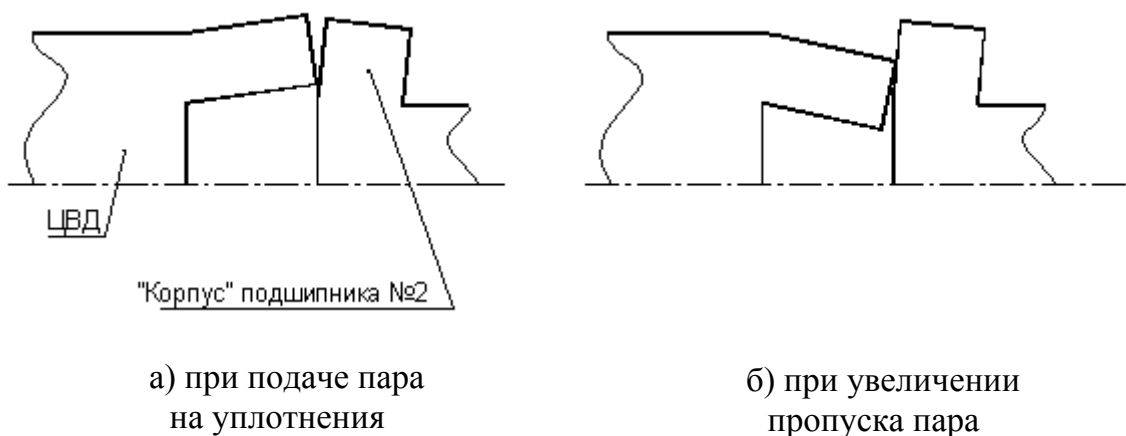


Рисунок 1.18 - Изменение взаимного положения лап цилиндров и опорных «крыльев» корпусов подшипников во время пуска

Величины взаимных угловых перемещений лап и «крыльев» корпусов подшипников таковы, что гарантированно происходит заклинивание в поперечной шпонке с последующим пластическим деформированием элементов сочленения.

Мероприятия по исключению заклинивания в паре «корпус подшипника – продольная шпонка» развивались по трём основным направлениям:

- модернизация поперечного шпоночного соединения;
- изменение конструкции сочленения корпуса подшипника с цилиндром турбины с исключением опорных лап цилиндров из схемы передачи осевого усилия;
- изменение конструкции направляющих осевого перемещения выносных корпусов подшипников.

Для исключения заклинивания в поперечном шпоночном соединении предлагались различные варианты решения этой задачи:

- применение антифрикционных материалов в сочленении;
- изменение зазоров в сочленениях направляющих устройств;
- изменение конструкции устройства сочленения.

ВТИ для исключения заклинивания в поперечном шпоночном соединении использовал твёрдосмазочные гальванопокрытия на основе серебра – двуокиси рения [21, 25, 26]. За период с 1995 по 1999 год реконструкция поперечных шпонок с нанесением твёрдосмазочных материалов была осуществлена на трёх турбинах Т-180/210 ЛМЗ, трёх турбинах ПТ-80-130 ЛМЗ и двух турбинах Т-250/300-240 ТМЗ. Во всех случаях [26] применение твёрдосмазочных покрытий в сочетании с установкой металлофторопластовой ленты на фундаментную раму обеспечило выравнивание перемещений лап цилиндров по поперечным шпонкам. Достигнуто практически равенство расчётных и измеренных значений абсолютных тепловых перемещений корпусов подшипников. На турбине ПТ-80-130 по данным ВТИ лишь за счёт твёрдосмазочного покрытия поперечных шпонок абсолютное перемещение передней опоры увеличилось на 6 мм, второй опоры - на 3 мм; улучшились показатели относительных расширений ЦНД.

Известно, что фирма Siemens для улучшения скольжения лап цилиндров относительно поперечных шпонок предлагала использовать упоминавшиеся ранее в подразделе 1.3.1.1 плитки Jonson.

Также ОАО «Белэнергоремналадка» рассматривало возможность использования плиток из ЛКМ для уменьшения вероятности заклинивания в поперечном шпоночном соединении.

При разработке систем тепловых расширений паровых турбин предполагалось, что свобода тепловых перемещений в заданных направлениях будет обеспечиваться тепловыми зазорами между элементами системы. На протяжении длительного времени тепловые зазоры, задаваемые при проектировании, на всех типах турбин сохранялись неизменными. Зазоры по всем направляющим обычно задавались от 0,04 до 0,06 мм [2 - 9, 37, 38].

Учитывая накопленный опыт эксплуатации, во время которой происходило естественное увеличение зазоров на поперечных шпонках в результате угловых перемещений лап относительно корпусов подшипников, для исключения заклинивания подвижных элементов зазоры в шпоночных соединениях некоторых турбин большой мощности несколько увеличили. В таблице 1.1 представлены величины зазоров в шпоночных соединениях систем тепловых расширений турбин, выпускавшихся ОАО «Турбомоторный завод» [37]. Причём необходимо отметить, что зазоры на поперечных шпонках увеличены в три раза по сравнению с ранее выпускавшимися турбинами, а зазоры на продольных и вертикальных шпонках увеличены только в 2 раза.

Таблица 1.1 - Величины зазоров в шпоночных соединениях систем тепловых расширений турбин производства ОАО «Турбомоторный завод»

| Тип турбины | Величина теплового зазора, мм | | | |
|-------------------------|-------------------------------|---------------------|------------------------------|-----------------------------|
| | продольная шпонка | вертикальная шпонка | поперечная шпонка под лапами | поперечная шпонка фиксункта |
| Т-100-130 Р-100-130 | 0,05...0,06 | 0,04...0,06 | 0,04...0,06 | 0,04...0,06 |
| Т-250-240 | 0,10...0,15 | 0,08...0,10 | 0,12...0,18 | 0,08...0,10 |
| Т-175-130 ПТ-135-130 | 0,08...0,12 | 0,06...0,10 | 0,12...0,15 | 0,08...0,10 |

В нормативной документации [34] даны рекомендации по увеличению величины зазоров в поперечных шпоночных соединениях турбин всех типов до 0,2 мм. Тем не менее, опыт эксплуатации турбин с увеличенными зазорами в поперечных шпоночных соединениях показал, что такое решение не позволило полностью устранить проблему.

Одним из первых и относительно легко реализуемых в условиях станции решений по модернизации поперечного шпоночного соединения является придание поперечным шпонкам ромбовидной формы [34]. Поперечную шпонку укорачивают до $1/3$ её длины (ширины лапы) путём выборки металла по обе стороны от центрального участка шпонки (рисунок 1.19). Такое мероприятие увеличивает возможность поворота лап в 3 раза, что, с учётом результатов исследований [29, 33, 43, 44 67, 68], явно недостаточно для полного исключения закусываний в поперечных шпонках.

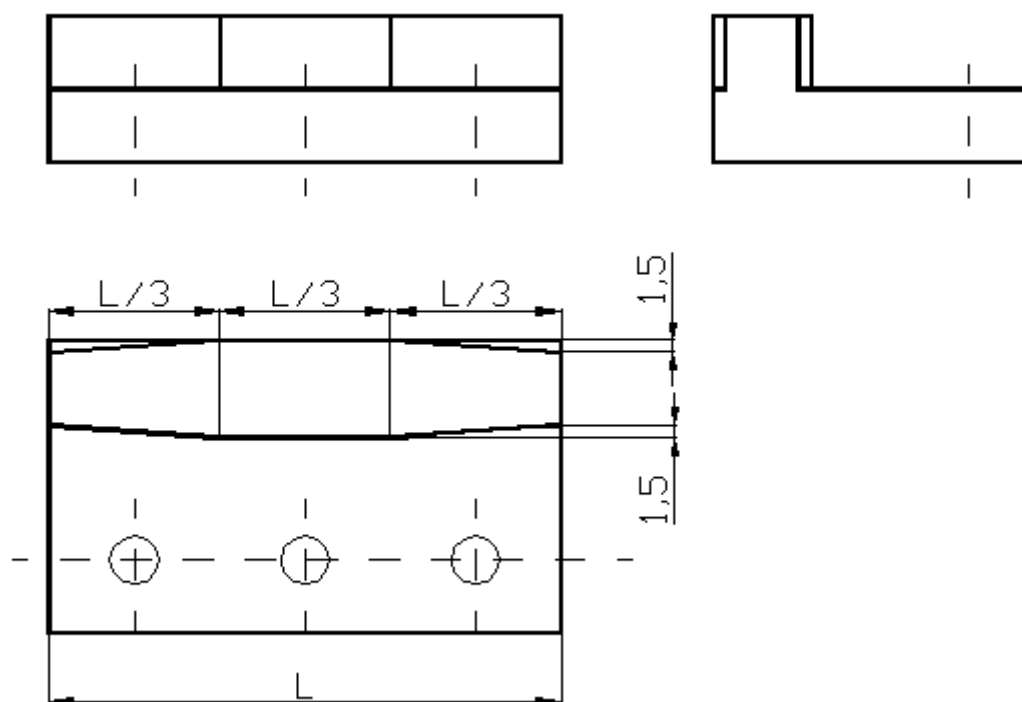
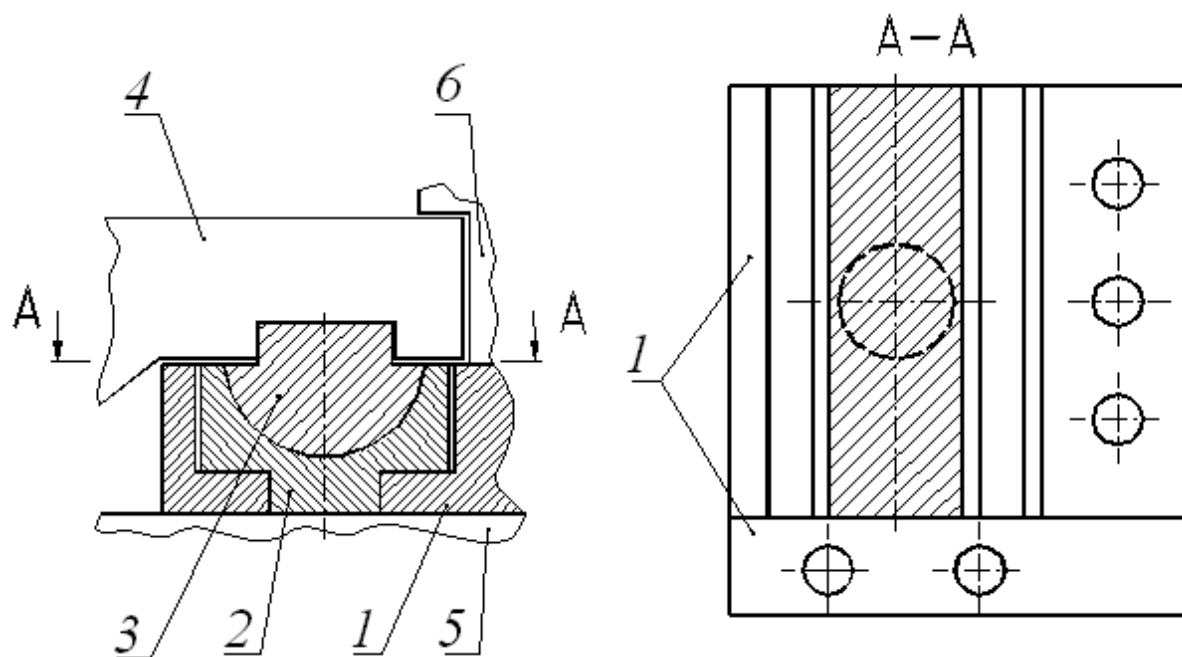


Рисунок 1.19 - Ромбовидная поперечная шпонка

Этот недостаток поперечных неподвижных шпонок ЦКТИ впервые предложил устранять путём установки разрезных (подвижных) поперечных шпонок [18, 29, 30, 47, 48].

Конструктивная схема разрезной поперечной шпонки представлена на рисунке 1.20. Разрезная поперечная шпонка состоит из трёх основных элементов: основания 1, вставки

2 и гребня 3. Гребень 3, на который опирается лапа 4 корпуса цилиндра, в своей нижней части выполнен в форме горизонтально расположенного полуцилиндра. Полуцилиндр входит в соответствующей формы паз вставки. Нижняя часть вставки 2 имеет цилиндрический шип с вертикальной осью, который соосно расположен в отверстии основания 1, укрепленного неподвижно на корпусе подшипника 5.



1 – основание; 2 – вставка; 3 – гребень; 4 – лапа цилиндра; 5 - корпус подшипника; 6 – зажим

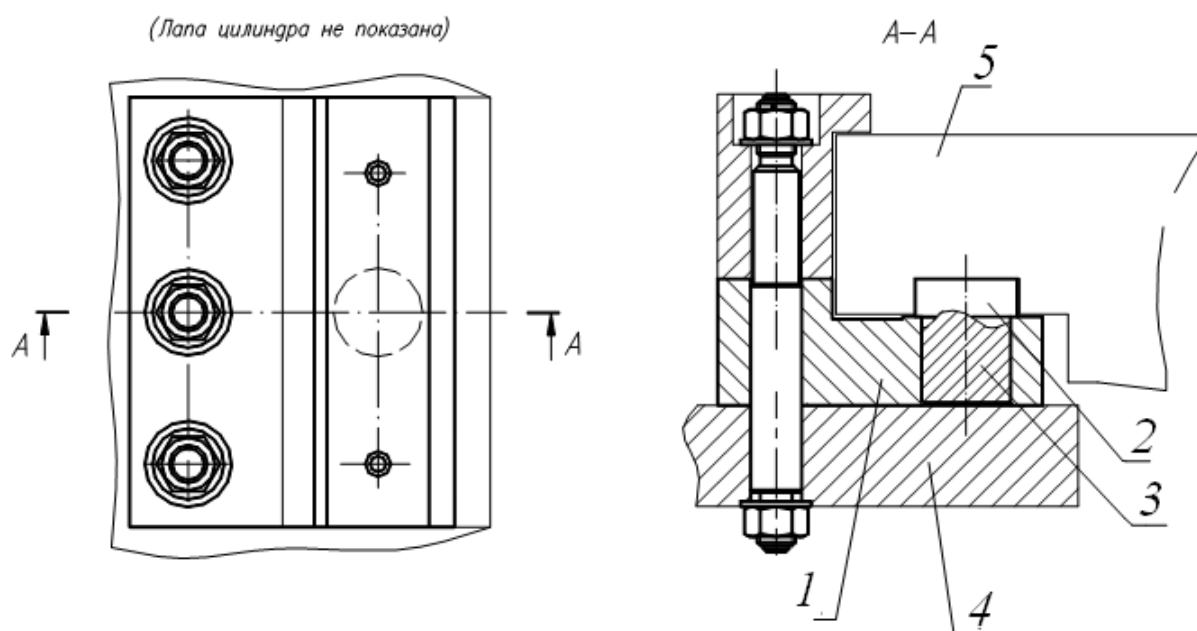
Рисунок 1.20 Конструктивная схема разрезной поперечной шпонки [48]

При температурных перемещениях лапы 4 и деформациях корпуса цилиндра гребень 3 вместе с лапой 4 имеет возможность поворачиваться в горизонтальной и вертикальной плоскости относительно основания 1 по цилиндрическим поверхностям вставки 2 и основания 1, компенсируя изменение положения лапы 4 в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При этом взаимное положение лапы 4 и корпуса подшипника 5 в осевом и вертикальном направлениях сохраняется неизменным, обеспечивая первоначальную центровку турбины.

Испытания разрезных поперечных шпонок на турбинах К-300-240 ЛМЗ Киришской ГРЭС [18, 47] показали, что разработанная конструкция обеспечила свободное поперечное перемещение лап без их заклинивания.

В 1993 – 1994 гг. на ТЭЦ-22 ОАО «Мосэнерго» проводились работы по нормализации тепловых перемещений турбин Т-250/300-240 ТМЗ, ст. №9 и №10 [30]. В объём работ были включены мероприятия по модернизации системы опирания цилиндров на корпуса подшипников, которые заключались в замене 10 штатных поперечных шпонок на разрезные (четыре шпонки ЦВД, четыре шпонки ЦСД-1 и две шпонки ЦСД-2). Опыт эксплуатации разрезных шпонок на турбинах типа Т-250/300-240 ТМЗ показал «их недостаточную жёсткость в осевом направлении, что вело к увеличению относительных расширений (укорочений) роторов при пусках и остановах и потребовало доработки конструкции, связанной с ограничением перемещений элементов шпонок в осевом направлении» [18, 30].

Решение, применённое в разрезных поперечных шпонках ЦКТИ, получило развитие в конструкции поворотной поперечной шпонки, разработанной и запатентованной АО «Теплоэнергосервис» [49]. Конструкция поворотной шпонки (рисунок 1.21) допускает свободные угловые перемещения в горизонтальной плоскости лап цилиндров и опорных «крыльев» корпуса подшипников относительно друг друга, сохраняя при этом способность передавать осевые усилия от лап цилиндра на корпус подшипника. Поворотная поперечная шпонка состоит из двух частей: неподвижной (основание) и поворотного зуба. Поворотный зуб представляет собой прямоугольную призму с цилиндрическим



1 – основание; 2 – поворотный зуб; 3 – шип; 4 - корпус подшипника;
5 – лапа цилиндра

Рисунок 1.21 - Поперечная поворотная шпонка [49]

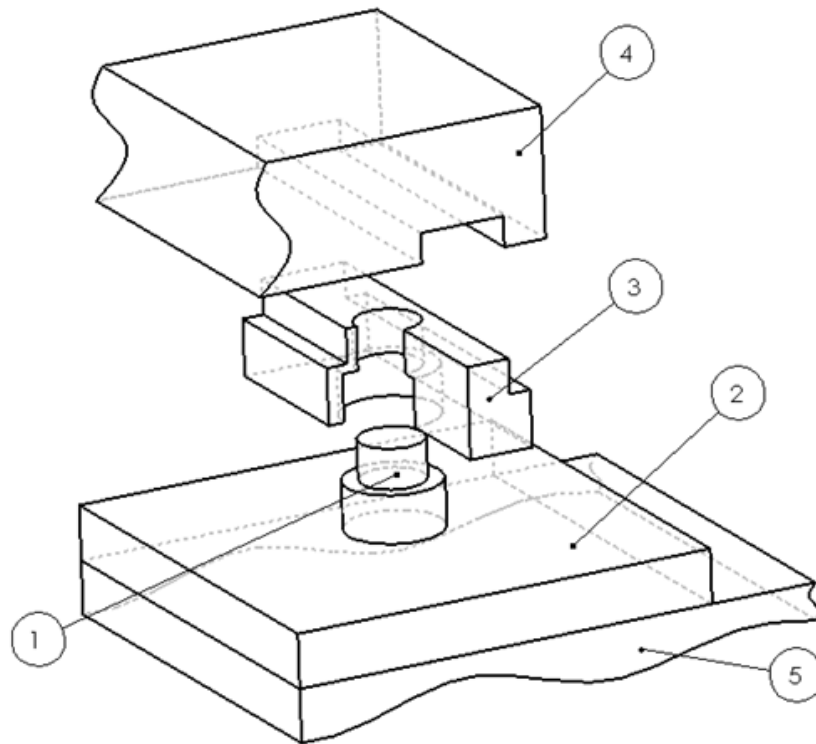
шипом. Основание шпонки имеет цилиндрическое отверстие под шип. Зазор в паре «поворотный зуб – основание» выбран таким образом, чтобы при нагреве шпонки исключить её заклинивание в отверстии.

При дальнейшем развитии представленной выше конструкции поворотной поперечной шпонки, с участием автора настоящей работы, была разработана и запатентована конструкция «обратной» поворотной шпонки (рисунок 1.22)[50].

У «обратной» поворотной шпонки, в отличие от обычной поворотной шпонки, шип 1 выполнен заодно с основанием шпонки 2. Ступенчатая форма шипа, выполненного за одно целое с основанием шпонки 2, и поворотной части 3, на которую опирается лапа 4, позволяют увеличить несущую способность устройства сочленения. Величина предельного осевого усилия, передаваемого такой шпонкой, увеличивается за счёт более полного использования ограниченных габаритов узла сочленения на модернизируемых турбинах и за счёт увеличения плеча приложения весовой нагрузки.

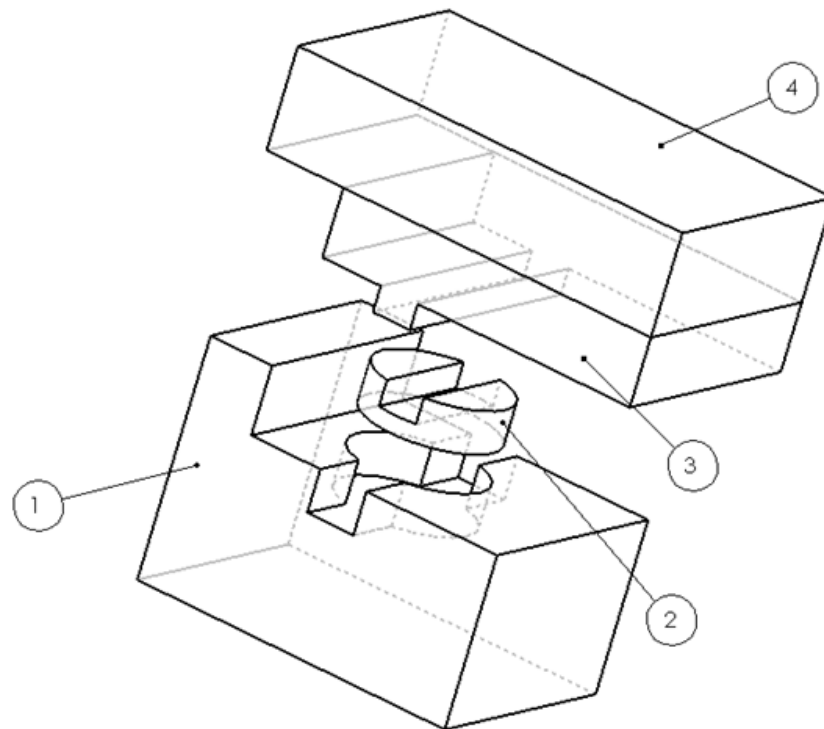
Кроме «обратной» поворотной шпонки, для модернизации устройства сочленения лап цилиндров и корпусов подшипников турбин К-300-240 ХТЗ, с участием автора была разработана и запатентована поперечная дисковая шпонка (рисунок 1.23) [51]. Конструкция поперечной дисковой шпонки имеет значительные отличия от других устройств сочленения лап цилиндра и корпуса подшипников.

Отличия этого устройства от ранее рассмотренных были обусловлены особенностями конструкции турбин ХТЗ [3, 5, 6, 8, 9]. Как указывалось в подразделе 1.2.2.1, у турбин ХТЗ цилиндр опирается на корпус подшипника лапами верхней половины, а не нижней половины как у турбин российских заводов-изготовителей. Сочленение цилиндров с корпусами подшипников осуществляется с помощью выступов («поперечных шпонок»), выполненных на лапах нижней половины, и пазов, выполненных на корпусах подшипников.



1 – шип, 2 - основание шпонки, 3 – поворотная часть,
4 – лапа цилиндра, 5 – корпус подшипников

Рисунок 1.22 - Конструкция «обратной» поворотной шпонки



1 - корпус подшипника, 2 - диск с пазом, 3 - лапа с выступом,
4 - опорная лапа.

Рисунок 1.23- Поперечная дисковая шпонка для турбин ХТЗ

Схема передачи усилий между цилиндрами и корпусом подшипника для дисковой поперечной шпонки отличается от штатной схемы только наличием промежуточного тела - диска, обеспечивающего свободу угловых перемещений лап нижней половины цилиндра и опорных «крыльев» корпуса подшипников относительно друг друга. Таким образом, предельное осевое усилие, передаваемое этим устройством, не меньше, чем предельное осевое усилие, передаваемое ромбовидной шпонкой, рекомендуемой [34], и превышает этот показатель у других устройств сочленения, предлагаемых для модернизации турбин.

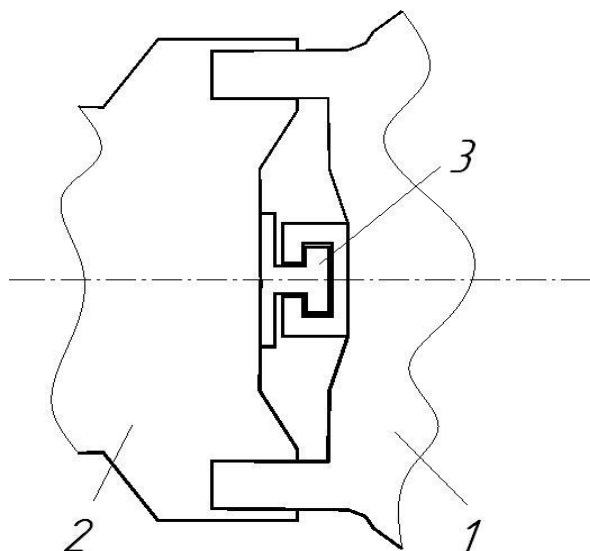
Вариант конструкции поперечного шпоночного соединения, использующего принцип поворотности промежуточного тела, передающего осевое усилие, предложена и защищена патентом РФ на изобретение специалистами АО «Силовые машины» [52] в 2022 году.

1.3.2.2 Изменение конструкции устройства сочленения корпуса подшипника с цилиндром турбины с исключением опорных лап цилиндров из схемы передачи осевого усилия

Исключить влияние асимметрии удлинения лап цилиндров можно изменением конструкции узлов сочленения цилиндров и корпусов подшипников [14, 53, 54, 55] с исключением лап цилиндров из схемы передачи осевого усилия и организации передачи осевого усилия по оси турбоагрегата. Исключение лап цилиндров из схемы передачи осевого усилия позволяет также устранить такую причину заклинивания на продольной шпонке, как заклинивание в поперечном шпоночном соединении.

Известно о реальном использовании трёх типов таких устройств.

С 90-х годов прошлого века ХТЗ на своих турбинах, в частности на турбинах типа К-325-23,5 и К-500-23,5-2, в качестве устройства сочленения цилиндра турбины и выносного корпуса подшипника применяет сцепное устройство в форме Т-образного зацепа (рисунок 1.24), которое выполняет одновременно функции поперечных и вертикальных



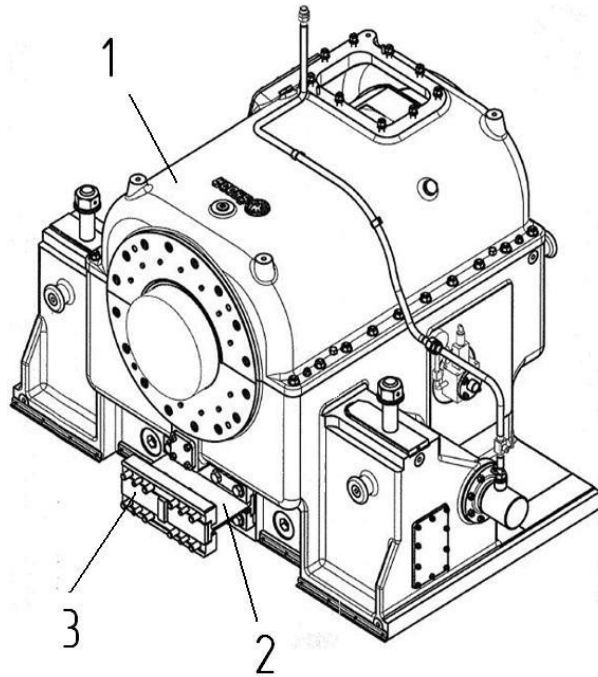
1 - корпус цилиндра турбины; 2 – корпус подшипника; 3- сцепное устройство

Рисунок 1.24 – «Т-образный» зацеп

шпонок [56, 57]. По такому же принципу разрабатывались устройства сочленения специалистами НПО ЦКТИ [58]. На аналогичное устройство УТЗ получен патент РФ на полезную модель [59].

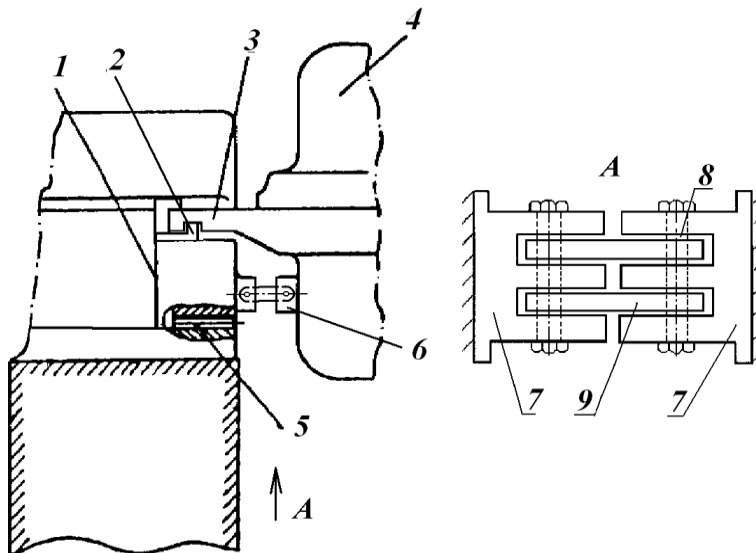
Похожая конструкция применяется на ряде зарубежных машин, в частности, на турбинах фирмы «Парсонс» в 60-х годах XX века [60]. Задача передачи осевого усилия от цилиндра турбины на корпус подшипника решалась применением конструкции на основе упругого элемента в виде гибкой горизонтальной пластины, выполнявшей роль поперечной и вертикальной шпонок традиционной СТП. Общий вид такой конструкции, используемой в настоящее время, например в турбинах Škoda [61], представлен на рисунке 1.25. Упругий элемент допускает взаимное перемещение цилиндра турбины и корпуса подшипника по вертикали, но при этом остаётся очень жёстким в поперечном и осевом направлении.

Другая конструкция сцепного устройства [62] была применена на турбине Т-250/300-240 ст.№9 ТЭЦ-22 «Мосэнерго» в 1993 году. Общий вид сцепного устройства «серьгового» типа представлен на рисунке 1.26. Для установки устройства использовались штатные места под вертикальные шпонки. Крепление к корпусу подшипника по сравнению со штатной вертикальной шпонкой было усилено, чтобы воспринять повышенные нерасчётные усилия. Необходимо также отметить, что одновременно со



1 – корпус подшипника; 2 – гибкая пластина; 3 – крепление к корпусу подшипника.

Рисунок 1.25 - Сцепное устройство в виде гибкой пластины



1 – опора под лапу; 2 – поперечная шпонка; 3 – лапа цилиндра;
4 – корпус цилиндра; 5 – продольные шпонки; 6 – сцепное устройство; 7
– вильчатый хвостовик; 8 – штифт; 9 – серьга.

Рисунок 1.26 - Сцепное устройство «серьгового» типа

сцепным устройством на этом турбоагрегате были установлены в «страхующем» режиме, т.е. с увеличенными зазорами по лапе, «разрезные» шпонки ЦКТИ. По прошествии двух межремонтных периодов была выполнена ревизия сцепного устройства. Натиров, задиров и следов выработки на сопрягаемых поверхностях устройства при ревизии не было обнаружено. Проблем с тепловыми расширениями после выполнения модернизации на этой турбине не наблюдалось. Поскольку одновременно было внедрено две конструкции, предназначенные для нормализации тепловых расширений, то определить какая из них внесла больший вклад оказалось затруднительно.

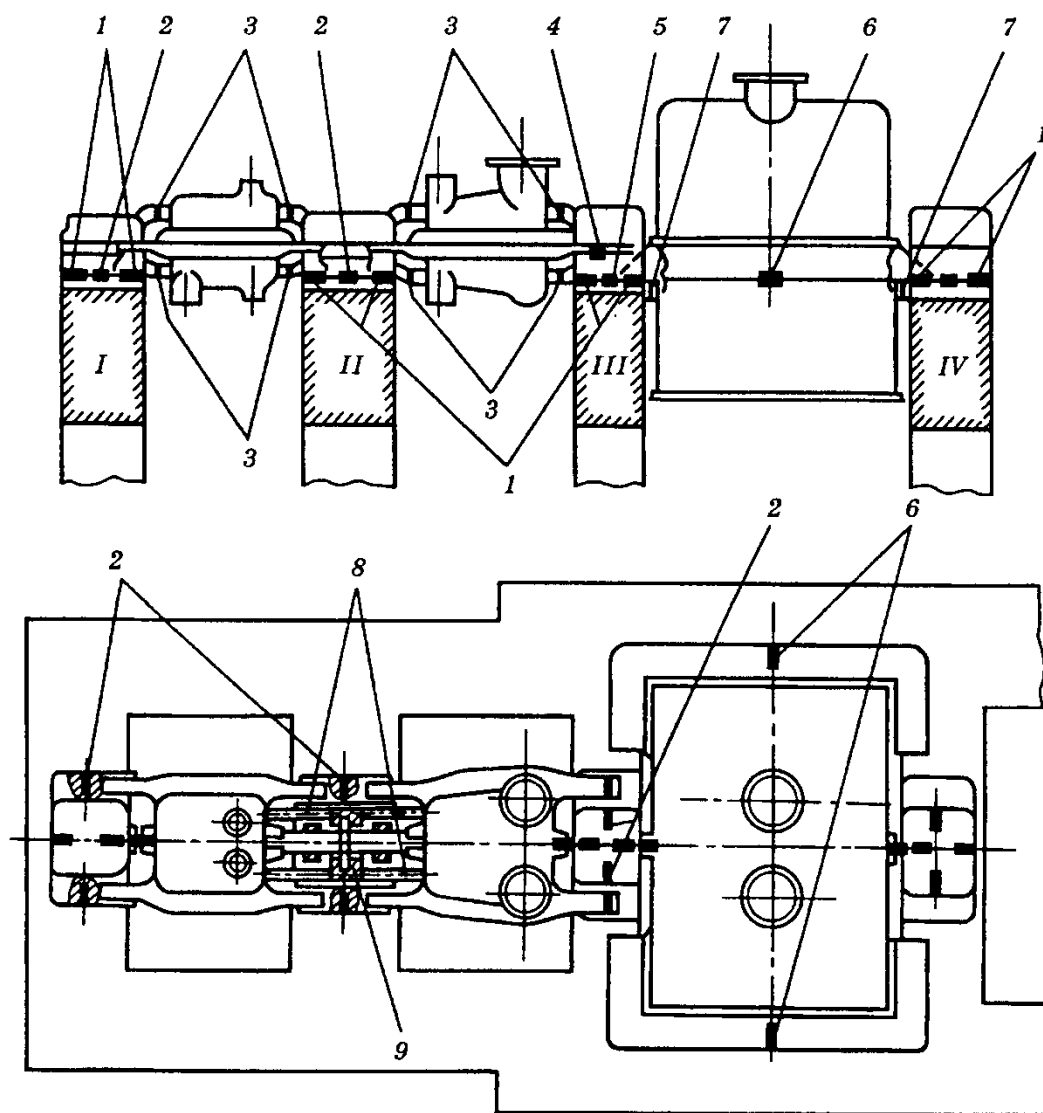
Несмотря на явные преимущества вышеописанных устройств передачи осевого усилия, ни одно из них (или их аналоги) не были применены серийно российскими заводами-изготовителями турбин. Применение подобных устройств ремонтными организациями осложнено необходимостью выполнения доработки, как минимум, корпусов подшипников в заводских условиях и необходимостью согласования модернизации с заводами-изготовителями.

Также в работах МЭИ [14, 53 - 55] даны предложения по кардинальному изменению системы тепловых расширений паровых турбин, предполагающие, что система тепловых расширений должна предусматривать жёсткое закрепление опор валопровода на фундаментных рамах и свободное (без шпонок) скольжение лап цилиндров по корпусам опор (рисунок 1.27).

При предлагаемой организации системы тепловых расширений турбины, цитируется по [14]: «... Цилиндры ВД и СД жёстко связаны между собой продольными штангами 8, проходящими сквозь стул II.

При тепловых расширениях цилиндры ВД и СД от фиксункта 4 смещаются вперёд при скольжении лап по опорным поверхностям на стульях подшипников.

Упорный подшипник расположен в стуле II для оптимальности зазоров в проточной части. Существенным отличием в рассматриваемой системе по сравнению с первой и второй системами является то, что упорный подшипник при помощи штанг, проходящих сквозь стенки стула II, жёстко связан с корпусами ВД и СД, и при тепловых расширениях смещается в осевом направлении вместе с системой корпусов ВД и СД. Тем самым обеспечивается сохранность (малые изменения) осевых зазоров в проточных частях ВД и СД. ...».



1 — осевые шпонки; 2 — поперечные шпонки ступей I и II, 3 — вертикальные шпонки ЦВД и ЦСД; 4 — поперечные шпонки, образующие фиксупункт системы ЦВД—ЦСД; 5 — поперечные шпонки стула III, 6 — поперечные шпонки ЦНД; 7 — вертикальные шпонки ЦНД; 8 — продольные штанги, связывающие жёстко корпуса ЦВД и ЦСД; 9 — упорный подшипник, жёстко связанный со штангами

Рисунок 1.27. - Схема системы тепловых расширений многоцилиндровой паровой турбины по предложениям МЭИ [14]

Из представленного фрагмента описания видно, что для реализации предлагаемой системы необходимо внести кардинальные изменения как в конструкцию корпусов подшипников, так и в конструкцию других узлов и элементов турбины.

Поскольку предложения МЭИ носят концептуальный характер и требуют значительной конструкторской проработки и изменения технологии изготовления турбин, обработки конструкции, значительного объёма пуско-наладочных и доводочных работ, ни один из российских заводов-изготовителей паровых турбин не принял на себя в настоящее время риски внедрения новой системы.

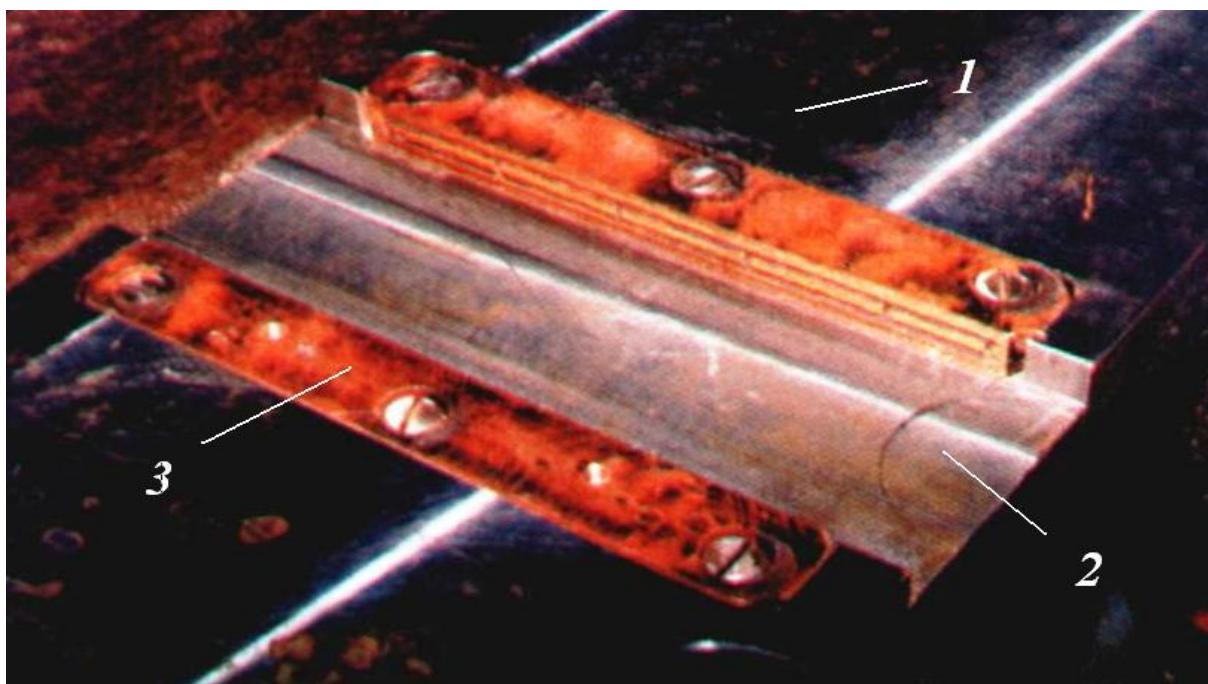
1.3.3. Модернизация направляющих осевого перемещения выносных корпусов подшипников

По оценке специалистов ОАО «Белэнергоремналадка» [63] на продольные шпонки в направлении перпендикулярном оси турбины могут действовать значительные – до 120 тонн – нагрузки. Эти нагрузки, как уже упоминалось ранее, обусловлены неравномерностью расширений фланцевых соединений цилиндров из-за асимметрии при их изготовлении, а также имеющих место в эксплуатации значительных разностях температуры металла цилиндров слева и справа (до 25-30 °С). При повороте корпуса подшипника в горизонтальной плоскости под действием внешних сил, приложенных к корпусу со стороны цилиндров турбины, значительно уменьшается площадь контакта направляющих и корпуса подшипника, и возникают пластические деформации в точках контакта направляющих и корпуса, проявляющиеся в появлении натиров и задиров металла. Пластические деформации на поверхностях сопряжения, в сочетании с перемещением корпуса вдоль направляющих, приводят к износу сопрягаемых поверхностей и, соответственно, к увеличению зазоров в сопряжении. С учётом необходимого запаса прочности материал для продольных шпонок должен иметь предел пропорциональности при сжатии не ниже 300 МПа при удовлетворительных триботехнических свойствах [63]. В настоящий момент таким требованиям удовлетворяют только ЛКМ.

На рисунке 1.28 представлена выполняемая ОАО «Белэнергоремналадка» модернизация узла «паз подошвы корпуса подшипника – продольные шпонки». В паз подошвы корпуса подшипника, в места его контакта с продольными шпонками, устанавливаются вставки из литого композитного материала. Такая модернизация была реализована на ряде мощных многоцилиндровых паровых турбин эксплуатируемых ГПО «Белэнерго», в

частности, на турбине Т-250/300-240 ТМЗ ст. №6 Минской ТЭЦ-4 сняты все ограничения по режимам эксплуатации [64].

Другим способом предотвратить появление натиров и задиров на поверхностях кон-



1 – подошва корпуса подшипника; 2 – паз в подошве корпуса подшипника;
3 – вставка из литого композиционного материала

Рисунок 1.28 - Вставки из литого композиционного материала [64]

такта корпуса подшипника и продольной шпонки является такое изменение конструкции продольных шпонок, при котором принципиально невозможно уменьшение площади контакта при повороте корпуса подшипника в горизонтальной плоскости.

Предприятие ООО «Комтек – Энергосервис»[65] реализовало на турбине Т-180-130 ЛМЗ, Вильнюсской ТЭЦ, реконструкцию продольных шпонок с использованием принципа их поворотности, используемому в поворотных поперечных шпонках (рисунок 1.29).

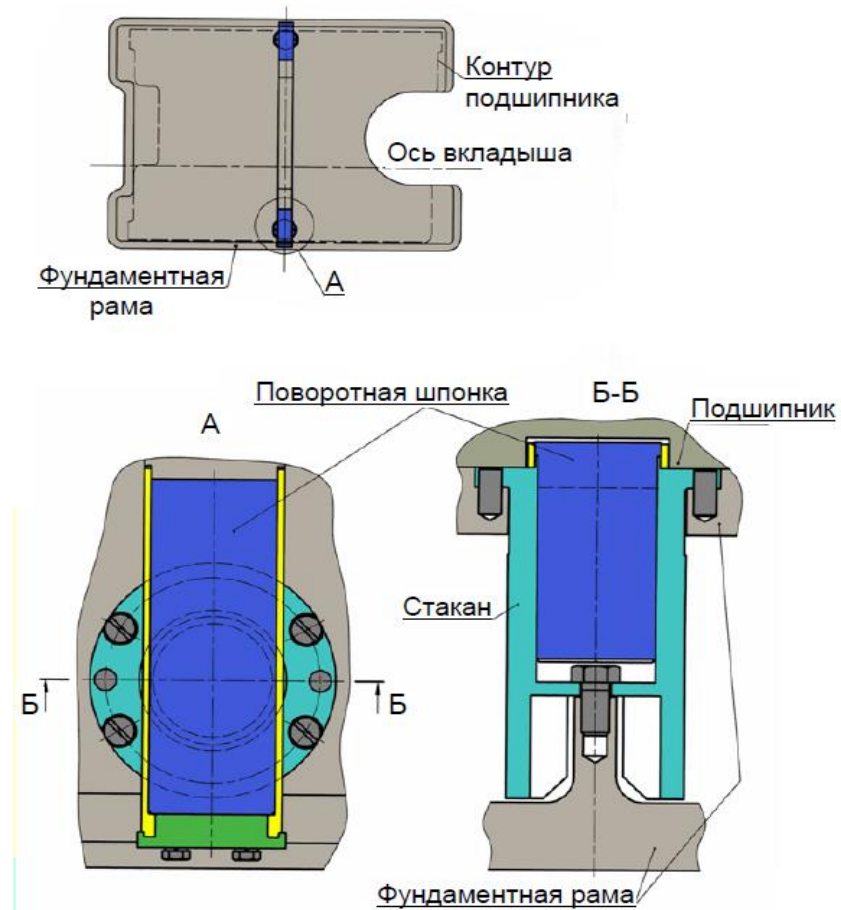


Рисунок 1.29 - Продольные поворотные шпонки [65]

Конструкция направляющих осевого перемещения (продольных шпонок) с элементами поворотности реализована на некоторых новых турбинах производства УТЗ (рисунок 1.30), в частности в СТП турбин КТ-63-7,7.

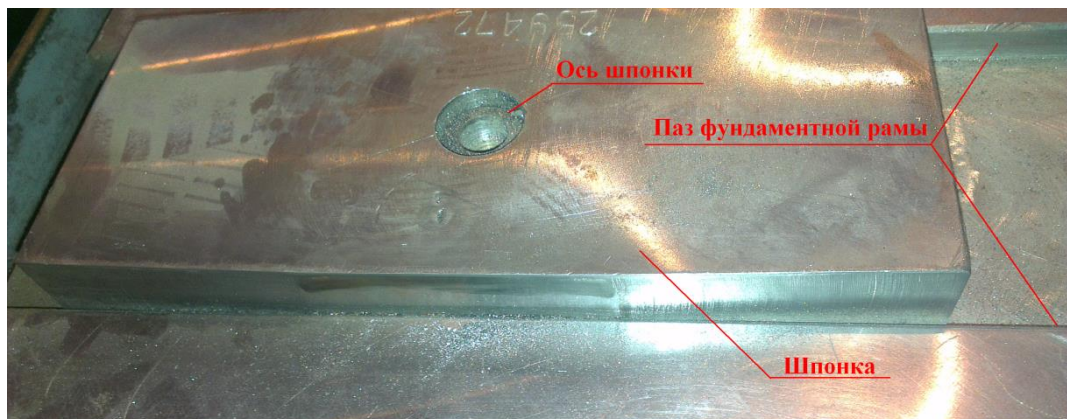


Рисунок 1.30 - Продольная шпонка УТЗ с элементами поворотности

Направляющая, как видно из рисунка, имеет ромбовидную форму, аналогичную рекомендуемым поперечным ромбовидным шпонкам [34]. Паз в фундаментной раме остался без изменений по сравнению 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 фундаментной рамы организованы зазоры.

Подробный анализ конструкций продольных шпонок ООО «Комтек – Энергосервис» и УТЗ, представлен в главе 6.

1.3.4. Результаты внедрения модернизаций узлов системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников

Анализ результатов реализации мероприятий, выполненных различными организациями, по снижению коэффициентов трения поверхностей скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам и установки поворотных/разрезных поперечных шпонок показывает, что выполнение этих мероприятий не всегда решает проблему нормализации тепловых расширений. Более того, последние годы стали наблюдаться случаи нарушения работы СТП паровых турбин не только находящихся в эксплуатации значительное время, но и турбин, недавно введённых в эксплуатацию, и на которых внедрены основные мероприятия, рекомендуемые для нормализации работы СТП.

В частности, на одной из турбин Омской ТЭЦ-5, несмотря на внедрение комплекса мероприятий, включающих в себя установку поворотных шпонок и установку на поверхность скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам пластин из материала «Романит» (см. п. 1.3.1.1), наблюдалось повышенное, до 1,1 мм/м изменение уклона ригеля. По данным специалистов ООО НПП «Уральская лаборатория вибрации», выполнявших работы по обследованию фундамента, каких-либо нарушений в его состоянии, которые могли бы объяснить такую величину изменения уклона ригеля, выявлено не было.

На турбине К-330-24,5-4 УЗЭМ, введённой в эксплуатацию в 2013 г. взамен ранее демонтированной турбины К-300-240 ХТЗ, конструкцией которой было предусмотрено применение поворотных шпонок и применение легкосъёмных пластин из композитного

антифрикционного материала на поверхности скольжения корпусов подшипников, наблюдались затруднённые тепловые перемещения среднего корпуса подшипников, проявляющиеся в скачкообразном перемещении и в повышенных углах закрутки ригеля. Перед монтажом новой турбины было выполнено обследование фундамента специализированной организацией, нарушений в его состоянии также выявлено не было.

На новой одноцилиндровой турбине двух давлений КТ-63-7,7 УТЗ на поверхности скольжения которой установлены пластины из закалённой стали и применены продольные шпонки, использующие принцип поворотности, при проведении пусковых операций при пуске после комплексного опробования наблюдалась повышенная вибрация, не позволившая взять нагрузку более 30 МВт. Максимальное перемещение корпуса переднего подшипника, по показаниям штатного прибора абсолютного перемещения, составило 11 мм при расчётной величине перемещения 14 мм.

Представленные примеры указывают на то, что при выполнении работ по наладке работы СТП и при её проектировании учитываются не все факторы, негативно влияющие на работу СТП. Мероприятия связанные с исключением заклинивания на поперечных шпонках и снижением сил трения на поверхности скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам не всегда обеспечивают нормальную работу СТП.

1.4. Система компенсации тепловых расширений трубопроводов

Важным элементом паротурбинной установки, оказывающим влияние на работу системы тепловых расширений, являются присоединённые к турбине трубопроводы.

Исследования усилий действующих на опорные лапы цилиндров, выполненные специалистами ЦКТИ [18] показали, что при проведении пуска турбины К-800-240-3 ЛМЗ суммарная весовая нагрузка на опорные «крылья» корпуса среднего подшипника изменяется на 30%, что позволило сделать вывод о влиянии на работу СТП усилий от присоединённых к цилиндрам турбины трубопроводов.

На то, что со стороны присоединённых к турбине трубопроводов могут действовать не только значительные вертикальные усилия но и усилия в горизонтальной плоскости, указывают также данные по изучению причин аварийных остановов трёх турбин типа

ВК-100 ЛМЗ (Нижне-Туринская ГРЭС и Верхне-Тагильская ГРЭС) и двух турбин типа ВК-50 ЛМЗ (Серовская ГРЭС) в 2005-2006 годах [101].

Исследования вибрационного состояния ряда теплофикационных турбин, выполненные с участием автора, показали, что на вибрационное состояние опор валопровода влияние оказывает включение/выключение в работу теплофикационных отборов [44, 66 - 68]. Для нормализации вибрационного состояния турбоагрегата был предложен комплексный подход [44]. При выполнении обследований анализировалось не только состояние валопровода и его опор, но и состояние систем компенсации тепловых расширений трубопроводов (СКТР) присоединённых к турбине.

В СКТР паротурбинных установок для компенсации тепловых расширений трубопроводов и минимизации усилий и моментов, действующих с их стороны на цилиндры турбины, используют два способа:

- 1) самокомпенсации тепловых расширений трубопроводов;
- 2) применение специальных компенсирующих устройств – линзовых компенсаторов.

Наиболее надёжным, а при давлениях пара свыше 1,56 - 2,45 МПа (16 - 25 кгс/см²) единственно возможным способом компенсации температурных расширений трубопроводов высокого давления является компенсация за счёт упругих деформаций изгиба и кручения самих трубопроводов, так называемая самокомпенсация тепловых удлинений [69 - 73]. Необходимо отметить, что при расчёте трубопроводов на самокомпенсацию основное внимание, как правило, уделяется прочности элементов собственно трубопровода и патрубков оборудования. Значения допускаемых усилий и моментов, действующих на патрубки оборудования, задаются разработчиками оборудования как правило, из условия прочности оборудования.

Минимизация усилий за счёт самокомпенсации трубопроводов предусматривается для трубопроводов высокого давления, имеющих относительно небольшой диаметр. Минимизация усилий от трубопроводов большого диаметра, в виду их достаточно большой жёсткости, достигается за счёт применения мног шарнирных схем [69], как правило трёх шарнирных (рисунок 1.31).

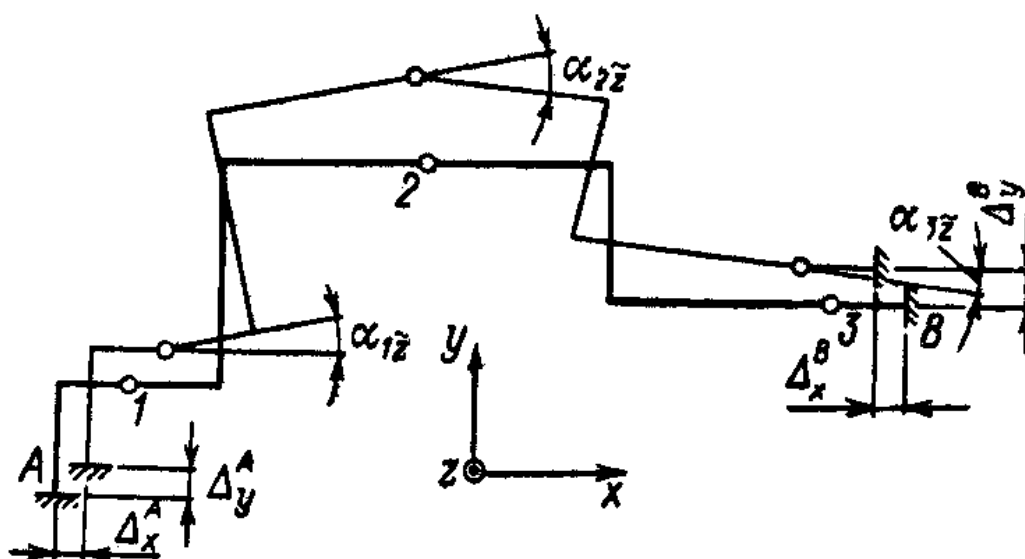


Рисунок 1.31 - Трёхшарнирная схема компенсации тепловых расширений трубопроводов [69]

В качестве шарниров применяются, как правило, линзовые или сильфонные компенсаторы [73 - 93]. Для исключения влияния сил гидравлического распора на большинстве трубопроводов паротурбинных установок концы труб, между которыми установлен компенсатор, соединяются между собой короткими стяжками, допускающими поворот в плоскости, перпендикулярной плоскости стяжек (рисунок 1.32), соответственно, плоскость, проходящая через стяжки, должна быть перпендикулярна плоскости излома в шарнире. Недостатком представленного на рисунке 1.32 шарнирного узла является то, что конструкция стяжек допускает некоторое перемещение участков трубопровода под действием усилия гидравлического распора в компенсаторе. Соответственно, все усилия вызванные изменением давления в трубопроводе и пульсации потока могут передаваться на турбину и на оборудование паротурбинной установки. Исследования [94 - 96] показали, что проблема передачи вибрации, вызванной изменением давления и пульсациями потока, характерна для трубопроводов с жидкостями. В плане влияния непосредственно на СТП такими трубопроводами являются маслопроводы системы смазки и регулирования. Это является одной из причин, по которой не рекомендовано применение компенсаторов на напорных линиях маслопроводов турбины.

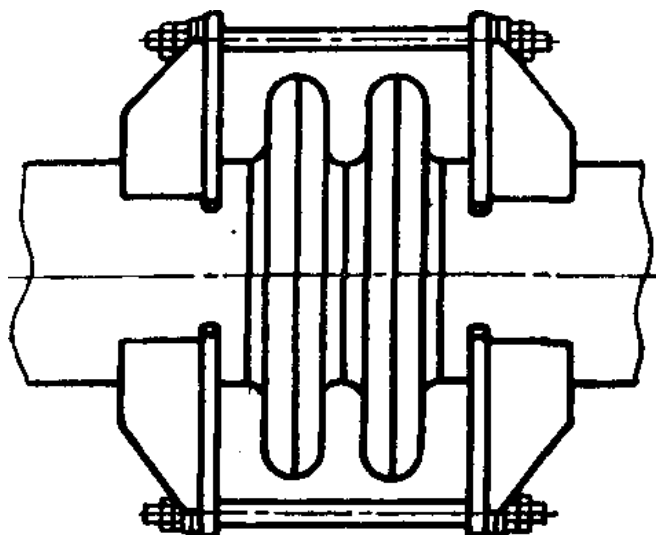


Рисунок 1.32 - Применение линзового компенсатора в качестве шарнира [68]

Значительно снизить влияние распорного усилия позволяет конструкция поворотного линзового (сильфонного) компенсатора (рисунок. 1.33) [97, 99]. Недостатком такой конструкции компенсатора, в отличие от представленной на рисунке 1.32, является то, что плоскость изгиба жестко задана.

Реальные трубопроводы, в отличие от представленного на рисунке 1.31, имеют сложную пространственную форму (рисунок 1.34). Положения патрубков оборудования изменяются во времени в зависимости от режима работы паротурбинной установки. Соответственно изменяется во времени и пространстве положение плоскостей излома шарниров. Полностью решить проблему организации шарнира может конструкция карданного сильфонного компенсатора с карданными стяжками (рисунок 1.35) [98, 99]. В связи с компоновочными и финансово-экономическими ограничениями подобные шарнирные узлы не получили широкого применения в паротурбинных установках, особенно при реконструкции существующих паротурбинных установок. Актуальным остаётся вопрос выбора оптимальной ориентации стяжек конструкции, представленной на рисунке 1.32.

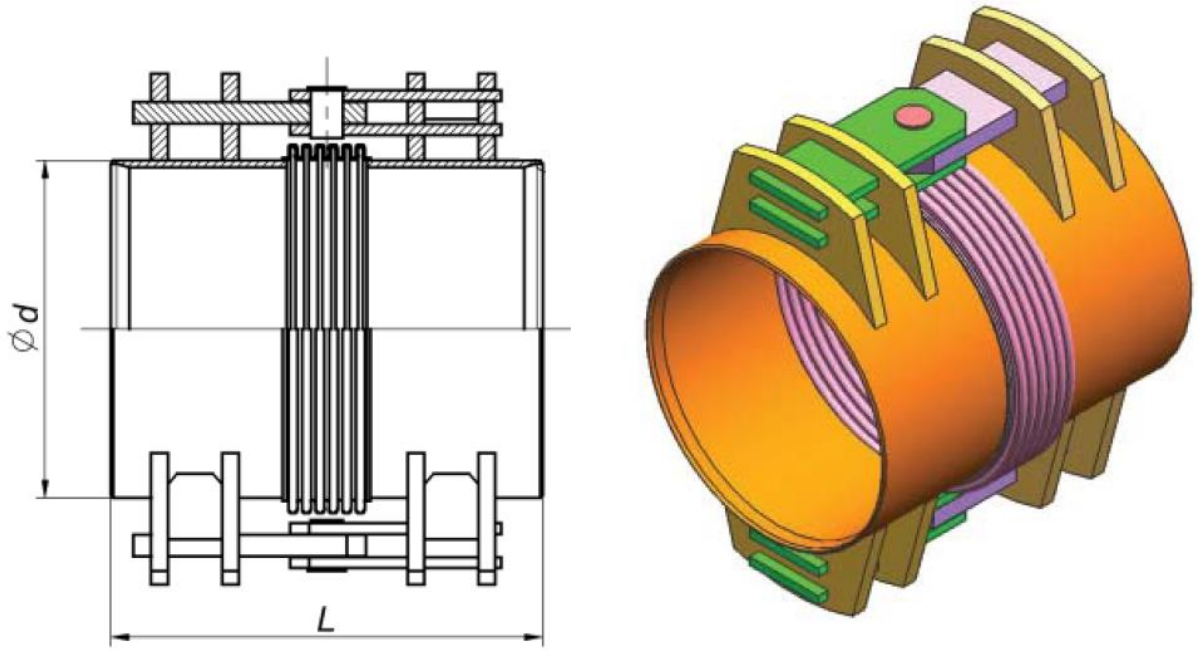


Рисунок 1.33 - Угловой сильфонный компенсатор

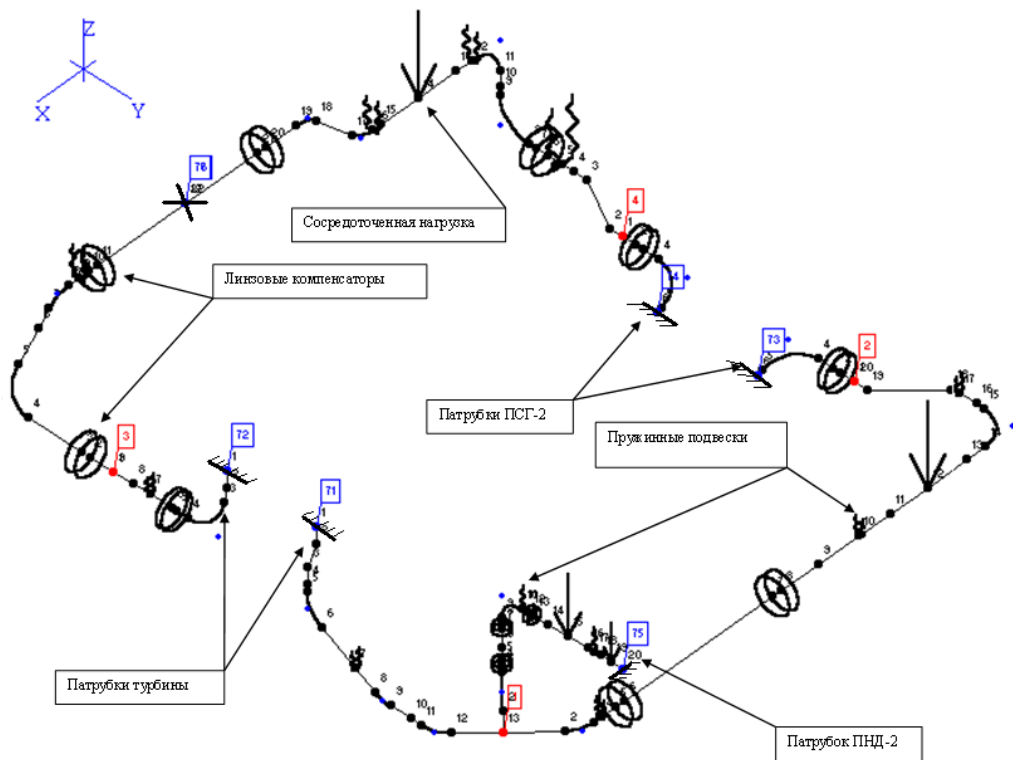


Рисунок 1.34 - Расчётная схема системы трубопроводов отбора пара на сетевой подогреватель №2 и ПНД-2 турбоустановки Т-100/120-130ТМЗ (построена автором по данным завода-изготовителя)

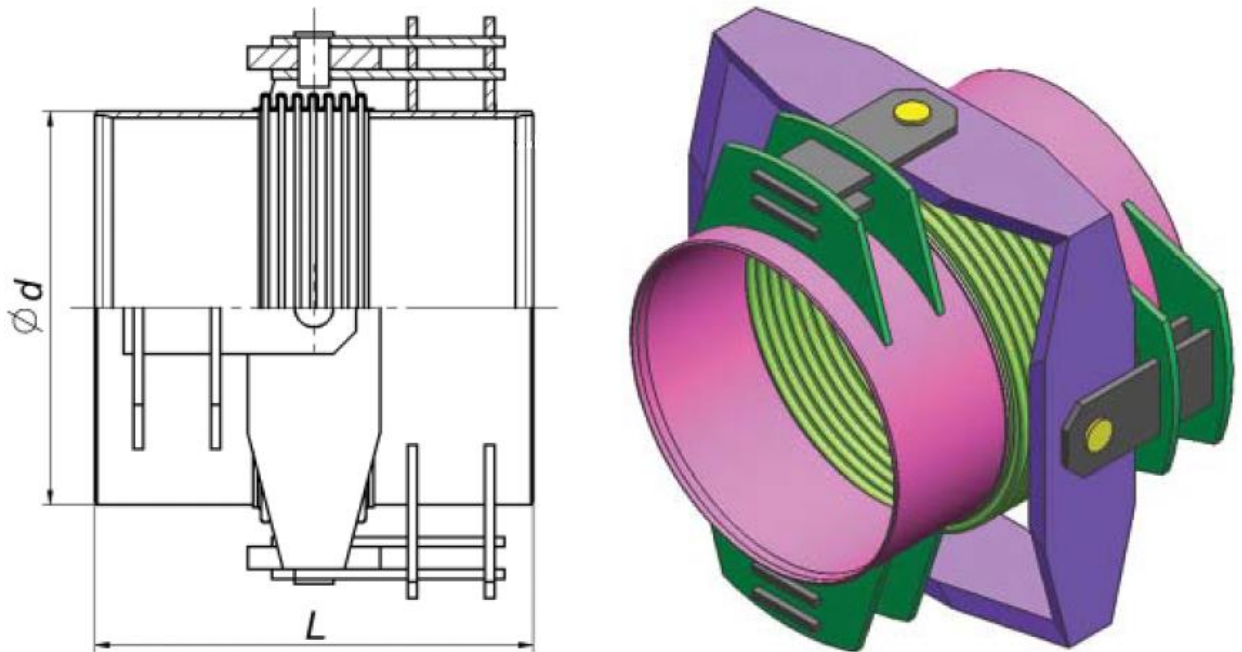


Рисунок 1.35 - «Карданные» стяжки гофрированных компенсаторов

В рамках комплексного подхода к нормализации работы СТП и вибрационного состояния опор валопроводов турбин автором настоящей работы на в период с 1996 по 2005 год, с использованием специальных расчётных программ, определялась оптимальная ориентация стяжек линзовых компенсаторов. После внедрения разработанных рекомендаций по оптимизации положения стяжек линзовых компенсаторов влияние включения/выключения отборов на вибрационное состояние турбины не наблюдалось. Таким образом, исходя из вышеизложенного можно сделать вывод, что причиной затруднений в работе СТП, вызывавших изменение вибрационного состояния турбин, были усилия, действовавшие на цилиндры турбины со стороны трубопроводов. Индикативные расчёты трубопроводов [44, 66] показали, что усилия и моменты, действовавшие на патрубки цилиндра турбины при реальном исполнении трубопровода, значительно превышали усилия и моменты, которые должны были на них действовать при оптимальном положении стяжек линзовых компенсаторов. Результаты расчёта по определению усилий и моментов действующих на патрубки турбины при проектном положении стяжек линзовых компенсаторов для одного из трубопроводов были верифицированы специалистами УТЗ [100].

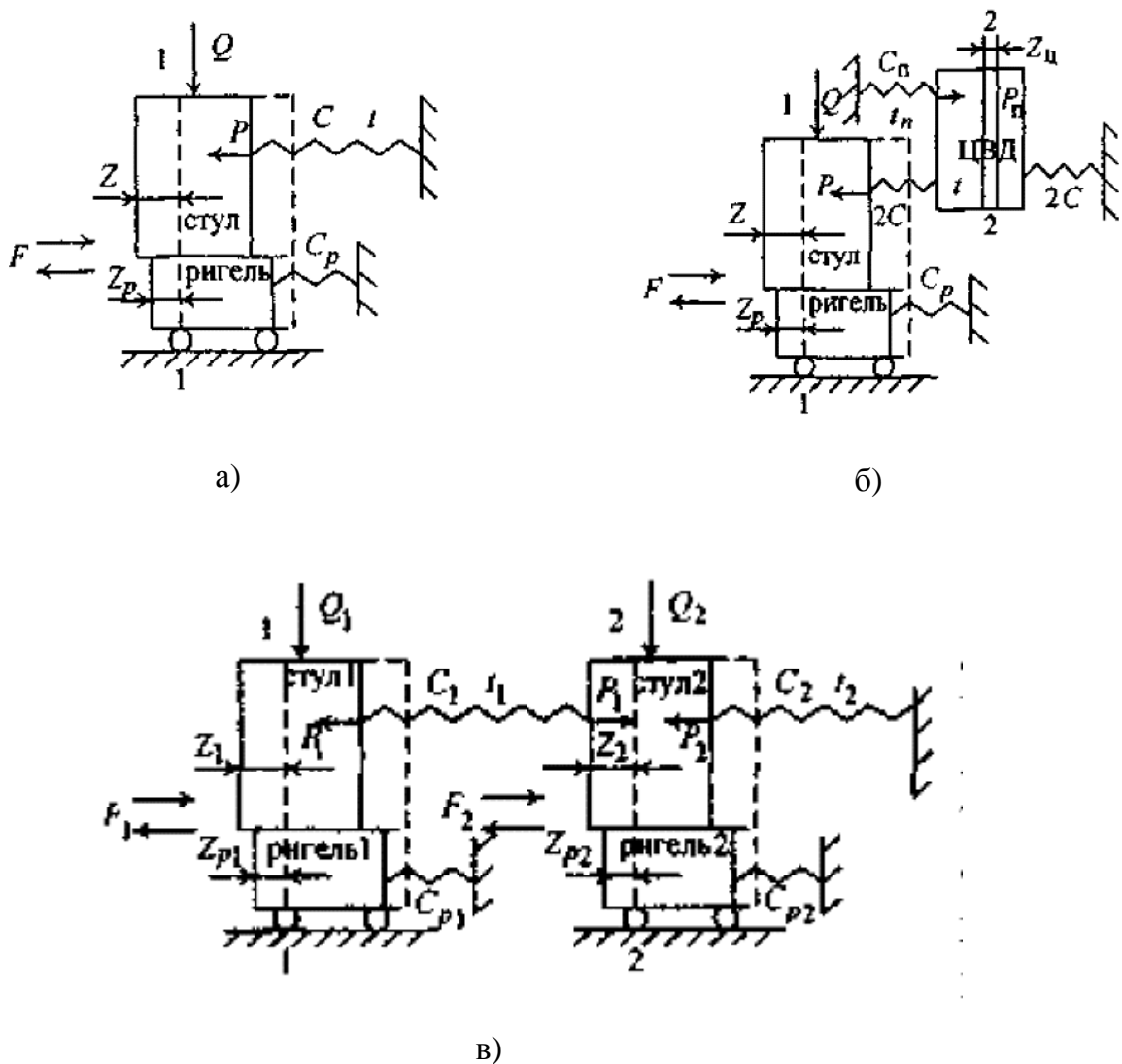
1.5. Модели перемещения выносных корпусов подшипников

Как упоминалось ранее, проявлениями затруднённых тепловых перемещений выносных корпусов подшипников являются деформации и скачкообразные перемещения корпусов подшипников, кручение поперечных ригелей фундаментов турбоагрегатов, невозвращение корпусов подшипников в исходное положение после остывания. Для диагностирования нарушений в работе СТП, для обоснования оптимального выбора параметров СТП, практических рекомендаций, организации контроля и управления температурными перемещениями необходимы соответствующие модели [35].

Модели перемещения выносных корпусов подшипников для одно- и двухцилиндровых турбин предложены в работах ЦКТИ [35]. Схемы моделей представлены на рисунке 1.36. Одноцилиндровая модель (рисунок 1.36, а) имитирует расширение/сжатие ЦВД турбины при условии неподвижности корпуса среднего подшипника. Модель представляет собой термоупругую систему с двумя степенями свободы. Координата Z определяет продольное положение корпуса подшипника относительно неподвижной оси 1-1, Z_p - упругую деформацию ригеля относительно той же оси. Термоупругие свойства цилиндра имитирует нагреваемая (охлаждаемая) пружина с жёсткостью C и характерной температурой t , упругость ригеля - холодная пружина с жёсткостью C_p . В плоскости скольжения корпуса подшипника действует сила неупругого сопротивления F , создаваемая сухим (кулоновым) трением на фундаментной раме и продольных шпонках.

На рисунке 1.36(б) показана усложнённая одноцилиндровая модель с добавлением нагреваемой пружины (C_{II}, t_{II}), моделирующей один из паропроводов, присоединённых к цилиндру турбины. На рисунке 1.36(в) показана модель двухцилиндровой турбины.

При подвижном корпусе среднего подшипника модель описывает перемещение корпуса переднего подшипника относительно корпуса среднего подшипника.



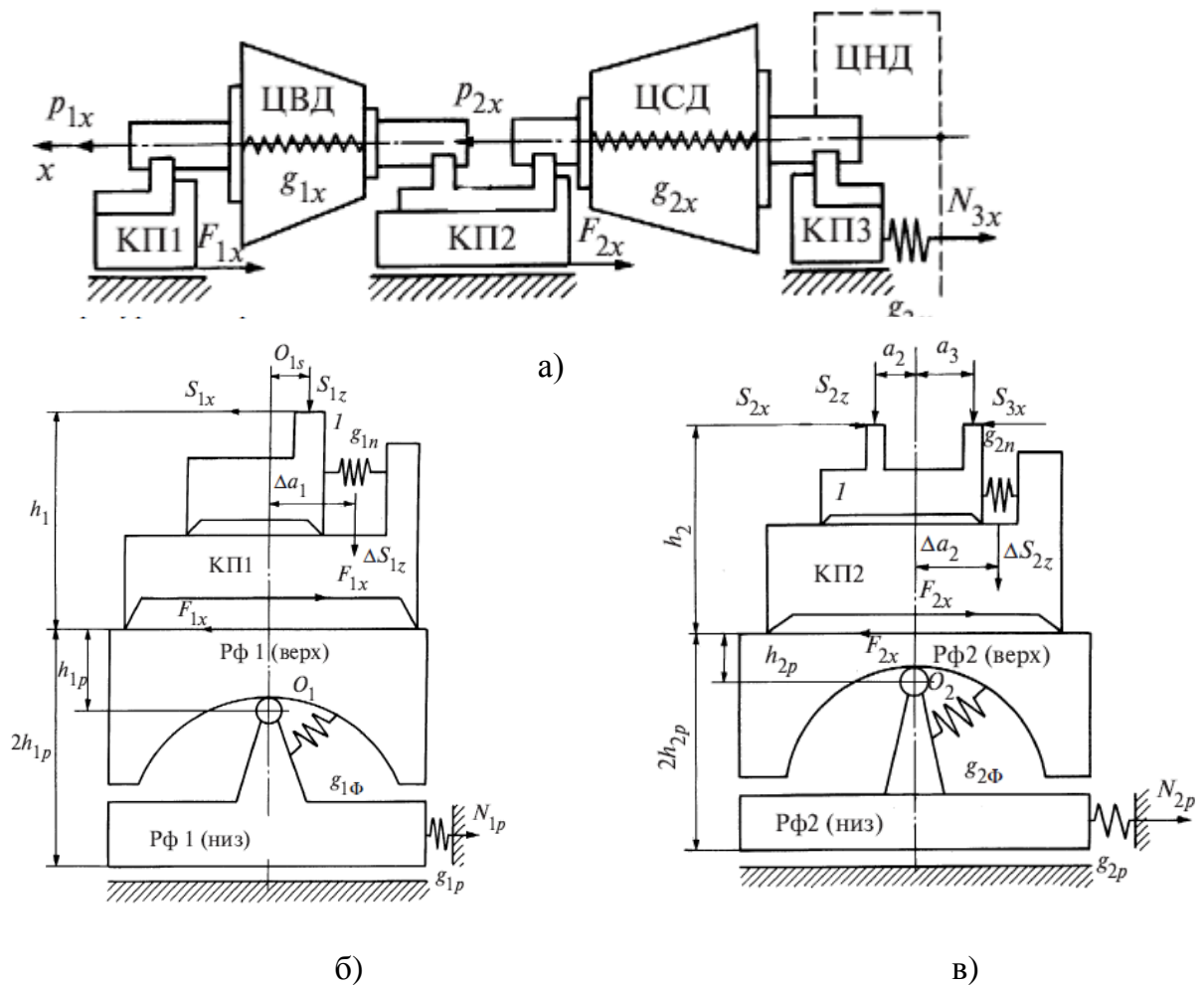
а – схема одноцилиндровой модели; б – схема одноцилиндровой модели с присоединённым паропроводом; в – схема двухцилиндровой модели.

Рисунок 1.36 - Модели ЦКТИ [35]

Исследование процесса нагрева-охлаждения системы ЦПФ по представленной модели базируется на математическом описании продольных термоупругих нагрузок, действующих на корпуса подшипников со стороны цилиндров турбины, а также препятствующих смещениям корпусов подшипников неупругих сил сухого трения и термоупругой реакции паропроводов [35]. Предложенные модели объясняют механизм скачкообразных перемещений корпусов подшипников, на их основе разработаны диаграммы перемещений корпусов подшипников в зависимости от изменения температурного состояния

цилиндров турбины и упругих свойств элементов системы ЦПФ.

Как видно из схем на рисунке 1.36, модель ЦКТИ не учитывает угловые деформации (изменение уклона) ригеля, на котором установлен корпус подшипника. Специалистами ВТИ и МЭИ для исследования влияния различных конструктивных факторов на линейные и угловые перемещения элементов системы ЦПФ была предложена [36] модель, учитывающая и угловые деформации ригеля фундамента. Схема модели представлена на рисунке 1.37. В качестве составных частей модели использованы одномерные упругие элементы, позволяющие моделировать линейные деформации корпусов турбин, подшипников, а также линейную и угловую деформации ригелей фундамента.



а – упругая схема многоцилиндровой турбины; б – упругая схема корпуса переднего подшипника и поперечного ригеля под ним; в – упругая схема корпуса среднего подшипника и поперечного ригеля под ним.

Рисунок 1.37 - Модель ВТИ-МЭИ [36]

Также специалистами ЦКТИ (Рабинович Э.М., Виноградов Н.Н.) и Курмакаевым М.К. для выявления зависимости между усилиями, необходимыми для перемещения корпуса среднего подшипника по фундаментной раме, и основными факторами, влияющими на его перемещение, предложена модель взаимодействия корпуса среднего подшипника с фундаментной рамой в целом и продольными шпонками в частности [35, 102].

Усилия, действующие на корпус среднего подшипника, разделены на три вида: внешние, реактивные и усилия, возникающие из-за трения при движении корпуса подшипника. На рисунке 1.38, в качестве примера, представлена схема приложения к корпусу среднего подшипника внешних сил.

В модели приняты следующие обозначения внешних усилий:

G_1^p, G_2^p – нагрузка от веса роторов ЦВД и ЦСД;

$G_2^{ст}$ – нагрузка от веса самого стула (среднего корпуса подшипников);

$G'_{2пл}, G'_{2лл}, G_{2пл}, G_{2лл}$ – усилия от правых и левых лап ЦВД и ЦСД;

$P_1^п, P_1^л, P_2^п, P_2^л$ – осевые усилия от правых и левых лап корпусов ЦВД и ЦСД;

F'_2, F_2 – силы, действующие на вертикальные шпонки стула (корпуса подшипников) со стороны корпусов ЦВД и ЦСД.

В качестве основных факторов, влияющих на величину сил сопротивления перемещению корпуса подшипника, в рассматриваемой модели [35] указаны несимметричная передача осевого усилия через лапы цилиндров на корпус подшипника и увеличение коэффициента трения скольжения на продольных шпонках и на поверхности фундаментных рам. При анализе влияния факторов было принято допущение о равенстве коэффициентов трения скольжения на фундаментной раме и на продольных шпонках, хотя контактные поверхности в паре «корпус подшипника – продольные шпонки» значительно меньше подвержены загрязнению по сравнению с поверхностью скольжения корпуса подшипников по фундаментной раме.

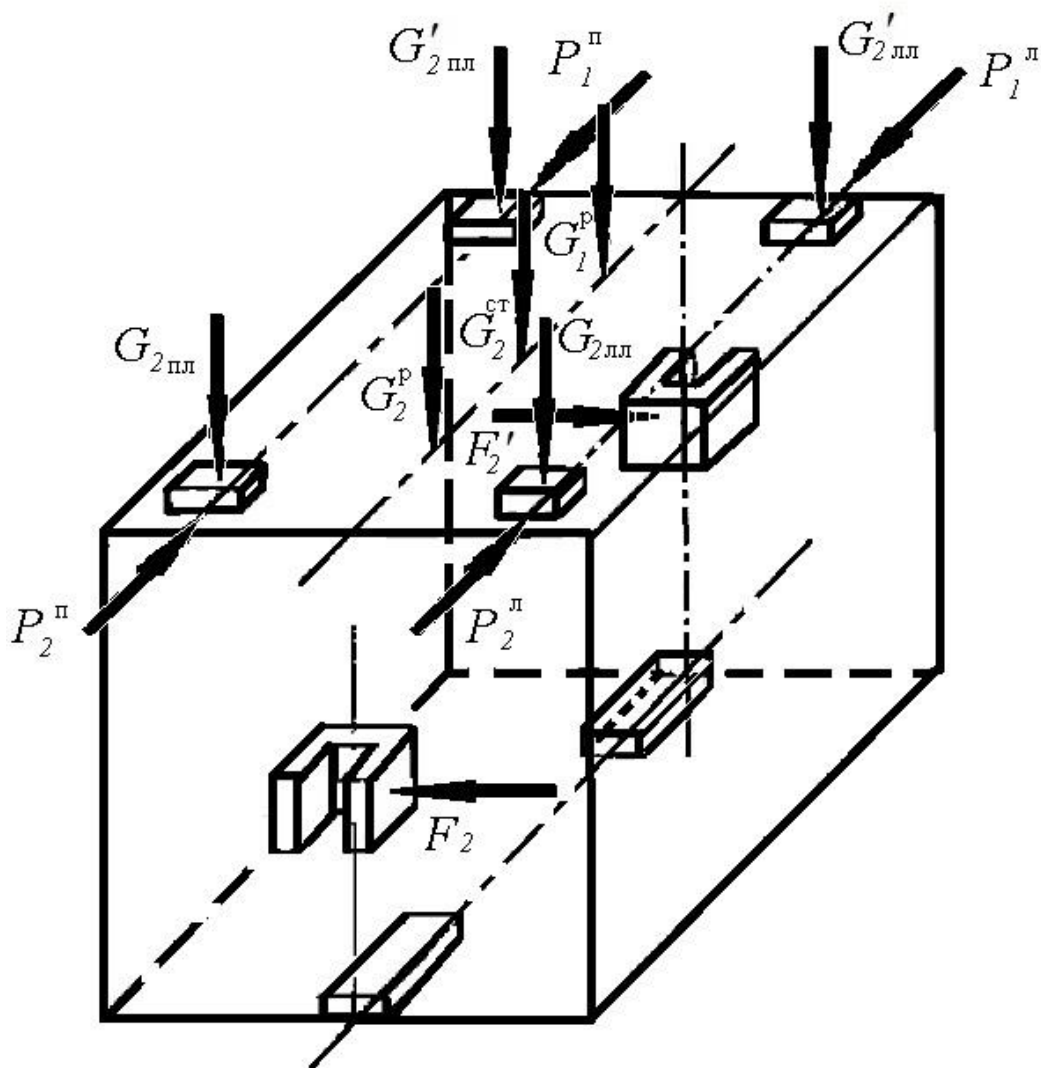


Рисунок 1.38 - Схема приложения внешних сил к среднему стулу (корпусу среднего подшипника) [35]

Предложенные специалистами ВТИ-МЭИ и ЦКТИ математические модели перемещения корпусов подшипников по фундаменту турбины [35, 36] позволяют учитывать такие факторы, как состояние поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме, упругие характеристики ригеля, корпуса подшипника и цилиндра турбины. В то же время эти модели не позволяют объяснить возникновение затруднений перемещения выносных корпусов подшипников абсолютно новых турбин при отсутствии недопустимых температурных перекосов по фланцам цилиндров турбин.

1.6. Постановка задач исследования

На основе представленного анализа конструктивных решений СТП, выполненных научно-исследовательских работ и опыта реализации мероприятий по нормализации тепловых перемещений выносных корпусов подшипников можно сделать следующие выводы:

- технические решения по организации СТП, включая величину зазоров в соединениях, практически с момента создания первых турбин не изменились и применяются в современных серийно выпускаемых турбинах, несмотря на значительное изменение параметров, мощностей турбин и материалов, применяемых при их изготовлении
- основное внимание при разработке мероприятий по нормализации тепловых перемещений выносных корпусов подшипников уделялось модернизации отдельных элементов;
- исправление отдельных конструктивных недостатков элементов СТП не позволяет гарантированно повысить её надёжность
- существующие модели взаимодействия элементов системы ЦПФ не позволяют объяснить влияние изменения температурного состояния присоединённых к цилиндрам турбины трубопроводов

Для обеспечения надёжности тепловых перемещений выносных корпусов подшипников систему тепловых перемещений необходимо рассматривать взаимовлияние совокупности элементов паротурбинной установки: фундамент (поперечные ригели фундамента); выносные корпуса подшипников; узел сочленения цилиндра и корпуса подшипников (например, поперечные и вертикальные шпонки, обеспечивающие сочленение подшипников и цилиндра турбины); цилиндры, опирающиеся на выносные корпуса подшипников; направляющие осевого перемещения (продольные шпонки), обеспечивающие осевое перемещение выносных корпусов подшипников турбины. Организация системы обеспечения тепловых перемещений выносных корпусов подшипников должна рассматриваться не только как комплекс инженерных решений (проектных, модельных, конструкторских, технологических), но и в сочетании с информационными решениями,

включающими в себя организацию контроля и управления тепловыми перемещениями, а также программно-аппаратный комплекс системы диагностики нарушений тепловых перемещений.

Учитывая вышеизложенное, задачи выполняемой работы сформулированы следующим образом:

1. Выявить факторы, способные вызвать недопустимые отклонения в работе СТП новых турбин или турбин после капитального ремонта, оснащённых модернизированными узлами СТП.
2. Выявить условия, при которых нарушаются тепловые перемещения выносных корпусов подшипников новых турбин или турбин после капитального ремонта, оснащённых модернизированными узлами СТП.
3. Разработать обобщённую универсальную кинематическую модель взаимодействия цилиндров турбины, выносных корпусов подшипников и фундамента турбины.
4. На основе универсальной кинематической модели определить условия устойчивости СТП многоцилиндровой паровой турбины к выявленным факторам, негативно влияющим на надёжность тепловых перемещений выносных корпусов подшипников новых турбин или турбин после капитального ремонта.
5. Разработать конструкторские решения по минимизации влияния выявленных факторов, негативно влияющих на надёжность тепловых перемещений выносных корпусов подшипников новых турбин или турбин после капитального ремонта.
6. Разработать основные компоненты системы автоматизированной диагностики (концепцию, минимальный и достаточный объёмы контроля параметров, диагностические признаки и т.д.) для своевременного выявления нарушений в работе СТП.

2. ВЛИЯНИЕ СОСТОЯНИЯ ФУНДАМЕНТА НА НАДЁЖНОСТЬ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ВЫНОСНЫХ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ ТУРБИНЫ

Результаты исследований, представленные в настоящей главе, опубликованы в работах автора [162- 164, 167, 168,174- 176, 182]

В первой главе предложено понятие организации эффективной системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников турбины как комплекса инженерных задач по совокупности взаимовлияющих элементов паротурбинной установки в сочетании с информационными решениями по контролю за перемещениями и своевременному выявлению (диагностированию) дефектов СТП. В настоящей главе, учитывая, что основное влияние на надёжную работу СТП (без нарушения вибрационного состояния турбины) оказывает состояние фундамента турбины, а именно угловое положение верхних плоскостей поперечных ригелей фундамента, автором предложена концепция надёжности СТП и выполнено исследование факторов, определяющих состояние фундамента и способных вызвать недопустимые отклонения в работе СТП новых турбин или турбин после капитального ремонта, оснащённых модернизированными узлами СТП.

2.1. Концепция надёжности системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников

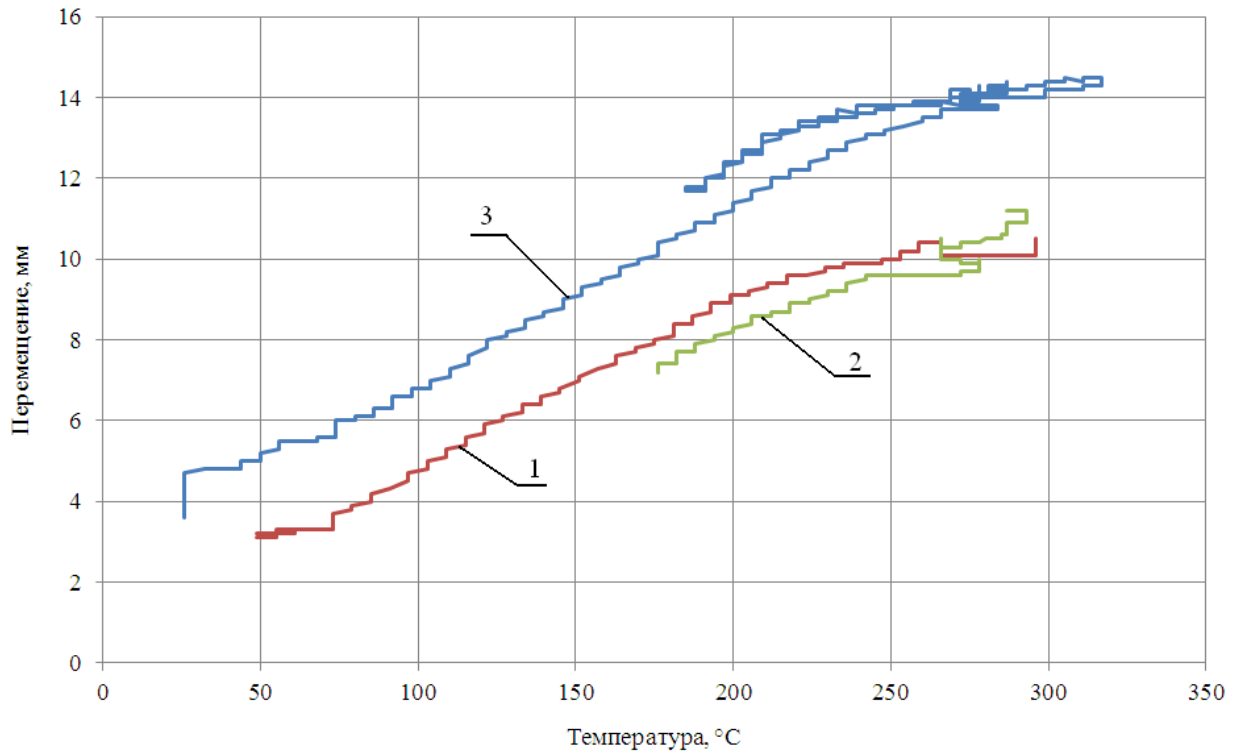
Нормативной документацией предусмотрены следующие критерии, определяющие наличие нарушений в работе системы тепловых перемещений паровой турбины [34]:

- 1) отклонение кривой, характеризующей зависимость величины абсолютных расширений корпуса цилиндра турбины от температуры металла паровпуска от кривой, полученной при пуске турбины сразу после монтажа или после ревизии поверхностей скольжения;
- 2) скачкообразное перемещение корпуса подшипников;
- 3) превышение (по абсолютной величине) нормативных величин поворота корпуса подшипника и ригеля при пуске или останове;

- 4) быстрое достижение предельных значений величин относительного расширения роторов при пусках из холодного состояния и их сохранение при длительной работе с неизменной нагрузкой;
- 5) превышение допустимой величины разности расширений левой и правой лап корпусов ЦВД и ЦСД в поперечном направлении;
- 6) превышение допустимой величины разности температур фланцев корпусов в симметричных точках.

Анализ тепловых расширений турбин разных типоразмеров показывает, что величины отклонений от заданных нормативных величин по всем приведённым выше критериям зависят от величины поворота ригеля фундамента турбины под выносным корпусом подшипника. В связи с этим, использование величины поворота ригеля фундамента турбины под выносным корпусом подшипника в качестве универсального фактора упростит разработку системы автоматизированного диагностирования функционирования СТП.

Построение кривой, характеризующей зависимость величины абсолютных расширений корпуса цилиндра турбины от температуры металла паровпуска (критерий 1), предполагает, что во время первого пуска турбины СТП находится в идеальном состоянии. Но, как отмечалось ранее в подразделе 1.3.4, затруднения в работе СТП, по результатам исследований, проведённых автором, могут проявляться и при первых пусках турбин. На рисунке 2.1 представлены зависимости перемещения выносного корпуса подшипника от температуры металла паровпуска для одноцилиндровой турбины Т-63-7,7 УТЗ ст.№1 Академической ТЭЦ (Филиал «Свердловский Группы «Т Плюс»), построенные по данным АСУ ТП паротурбинной установки. Кривая 1 построена по результатам данных комплексного опробования турбины. Как отмечалось ранее в главе 1, на этой турбине при следующем после комплексного опробования пуске наблюдалась повышенная вибрация, не позволившая взять нагрузку более 30 МВт. Кривая 2, построенная по результатам этого пуска, отличается в сходных точках от кривой 1 на 3 мм. По рекомендациям завода-изготовителя был выполнен ремонт, в числе прочих мероприятий включающий в себя ревизию всех поверхностей скольжения. Но и кривая 3, построенная по данным пуска после ремонта, отличается от первоначальной кривой.



1 – пуск после комплексного опробования; 2 – пуск перед ремонтом;
3 – пуск после ремонта.

Рисунок 2.1 - Изменение зависимости перемещения корпуса подшипника от температуры цилиндра турбины КТ-63-7,7 УТЗ ст.№1 Академической ТЭЦ

Соответственно, рассматриваемый критерий не может достоверно указывать на наличие нарушений в работе СТП

Скачки показаний датчиков абсолютного перемещения корпусов подшипников относительно ригелей (критерий 2), как следует из представленных в разделе 1.5 моделей ЦКТИ и ВТИ-МЭИ, зависят и от величины силы трения, возникающей при перемещении выносного корпуса подшипника по фундаментной раме, и от осевой податливости ригеля. При этом перемещение корпуса подшипников относительно оси турбины может быть плоскопараллельным и не оказывать никакого влияния на вибрационное состояние турбины.

Критерий 3 определяет непосредственный контроль угла поворота корпуса подшипника и ригеля фундамента турбины.

Критерий 4, связанный с относительными расширениями роторов, не однозначно зависит от состояния СТП и может быть вызван рядом других факторов, например, состоянием внутренних уплотнений в двухстенных ЦВД.

Критерий 5 – разности поперечных перемещений лап цилиндров турбины, опирающихся на выносные корпуса подшипников, как показали ранее выполненные автором исследования [44], неприменим для турбин, оборудованных разрезными/поворотными поперечными шпонками.

Критерий 6 – о разности температур фланцев цилиндров турбины в симметричных точках при пусках ± 10 °С записан в руководствах по эксплуатации многих турбин как недопустимое условие дальнейшего набора оборотов или мощности. Этот критерий скорее является условием обеспечения нормальной работы СТП.

Как упоминалось ранее, одним из основных проявлений затруднённых тепловых расширений, которые препятствуют нормальному пуску турбины, является значительное повышение уровня вибрации опор валопровода. Изменение вибрационного состояния турбины связано, как правило, с изменением взаимного положения опор валопровода – расцентровкой валопровода. Причины возникновения расцентровок, как отмечается в работе [19], многообразны. Одной из причин расцентровок валопровода является изменение в процессе эксплуатации турбины взаимного положения вкладышей подшипниковых опор валопровода. Изменение взаимного положения вкладышей в свою очередь связано с поворотом корпуса подшипника в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины. Изменение положения корпуса подшипника относительно горизонтальной плоскости может быть вызвано отрывом подошвы корпуса подшипника от поверхности фундаментной рамы и деформацией поперечного ригеля, на котором закреплена фундаментная рама. Отрыв подошвы корпуса подшипника от фундаментной рамы, или «опрокидывание» корпуса подшипника, наблюдается, как правило, на корпусе переднего подшипника при разгрузке или останове турбины [6]. Поэтому в рамках настоящей работы считается, что поворот собственно корпуса подшипника в вертикальной плоскости совпадает с поворотом ригеля. Исходя из вышеизложенного, автор считает, что объективным и универсальным показателем нарушений в функционировании СТП является следующий критерий [34]: *«поворот корпуса подшипника и ригеля по абсолютной величине при пуске или останове превышает соответственно 0,5 мм/м и 0,2 мм/м»*.

Определение единого критерия позволяет разработать универсальную модель надёжности и предложить единый подход к автоматизации оценки состояния и диагностирования нарушений СТП.

2.2. Фундаменты современных паровых турбин

Эксплуатируемые в настоящее время фундаменты турбоагрегатов можно классифицировать по двум признакам: по способу строительства и по конструкции. По способу строительства фундаменты турбоагрегатов можно разделить на монолитные и сборные, а по конструкции – на стенчатые и рамные [103 - 105]:

До конца 60-х годов XX века в СССР фундаменты под турбоагрегаты выполнялись массивными, из монолитного железобетона. На рисунке 2.2 в качестве примера представлен общий вид монолитного фундамента под двухцилиндровую паровую турбину.

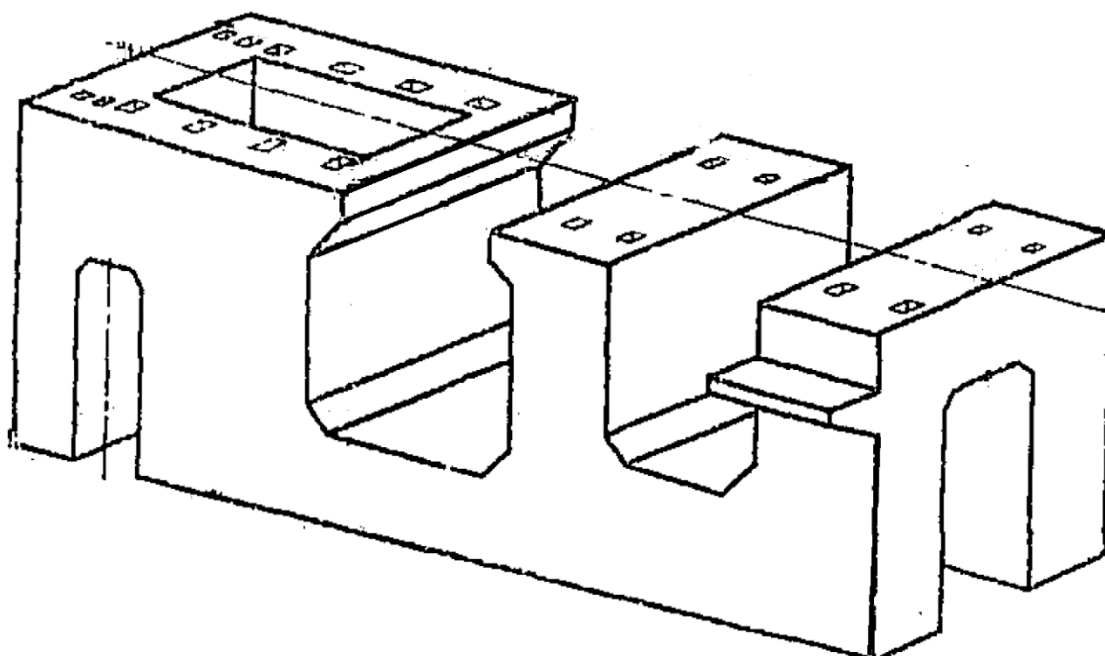


Рисунок 2.2 - Монолитный фундамент двухцилиндровой турбины

Монолитные фундаменты тех лет представляли собой систему «стен» под выхлопной частью турбины и генератором с окнами для прохода технологических систем и массивных «стен» или «пьедесталов» под выносные корпуса подшипников, объединённые общим основанием – нижней плитой. Размеры отдельных элементов определялись габаритами оборудования и обладали большими запасами проектной прочности. Динамические нагрузки, передающиеся от вращающихся частей турбоагрегата на подагрегатные

конструкции, в таких фундаментах воспринимаются и гасятся их большой массой, а собственные частоты колебаний фундаментов лежат выше частоты вращения валопроводов.

Увеличение единичной мощности турбин привело к изменению конструкции фундаментов. На рисунке 2.3, в качестве примера, представлен продольный разрез одного из первых монолитных фундаментов рамной конструкции - фундамента для турбоагрегата с турбиной мощностью 50 МВт производства ЛМЗ. Фундамент состоит из пяти поперечных рам, каждая из которых образована двумя стойками квадратного или прямоугольного сечения и верхним ригелем прямоугольного или иного сечения. Все рамы связаны между собой: внизу — фундаментной плитой, наверху — продольными балками (ригелями).

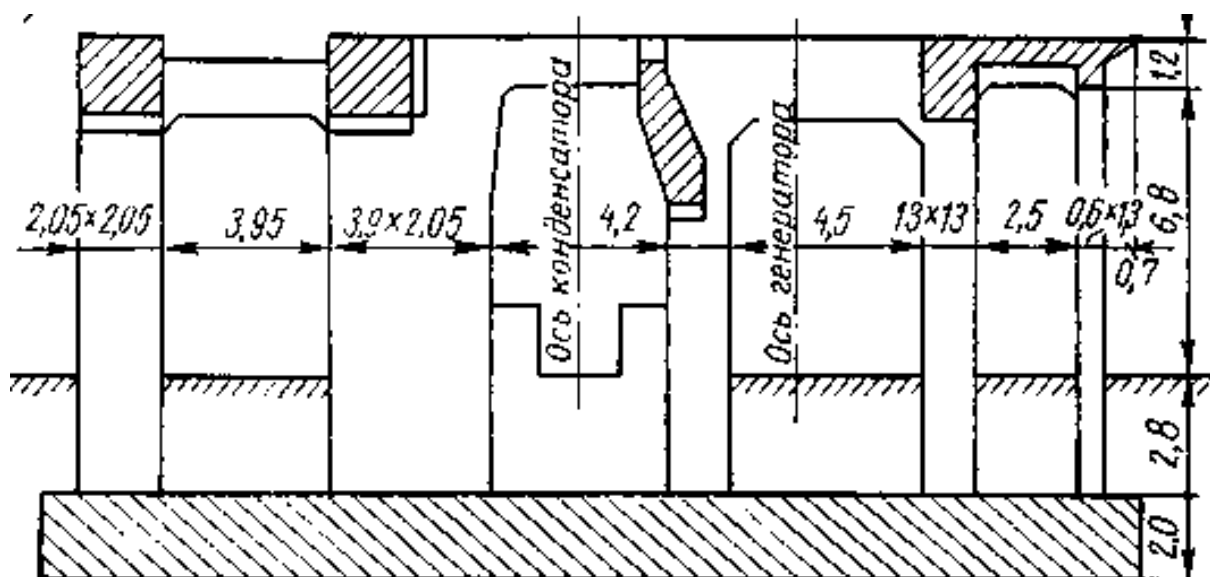


Рисунок 2.3 - Монолитный фундамент под турбину 50 МВт (размеры указаны в метрах) [103]

Для возведения фундаментов на рубеже 60-х – 70-х годов XX века стали применять готовые железобетонные изделия заводского изготовления. При разработке и внедрении сборных конструкций фундаментов проведена большая работа по облегчению фундаментов, упрощению их конфигурации, а также унификации элементов. Исследования показали возможность уменьшения сечений ряда элементов, размеры которых назначались ранее не по расчёту, а по конструктивным соображениям. Это позволило сократить трудозатраты на возведение фундаментов на строительных площадках и снизить расход бетона.

Изменение конструкции фундаментов привело к изменению характера внешних проявлений при нарушениях в работе СТП. Если для монолитных фундаментов стенового типа затруднения в работе СТП проявлялись в достижении предельных относительных расширений роторов при пусках-остановах, то для турбин, установленных на сборных железобетонных фундаментах, затруднения в работе СТП стали, в основном, проявляться в повышенных поворотах корпусов подшипников в вертикальной плоскости [18].

В настоящее время в связи со значительным сокращением вновь вводимых мощностей фундаменты под турбоагрегаты выполняют, как правило, монолитными рамной конструкции, с учётом всех наработок, полученных при реализации фундаментов из сборного железобетона.

Типичный фундамент мощной современной турбины показан на рисунке 2.4. Он состоит из нижней и верхней фундаментных плит, связанных вертикальными колоннами. Нижняя фундаментная плита, часто достигающая толщины 2-3 м, кладётся на специально подготовленное грунтовое основание; такая толщина нижней плиты должна исключить деформацию фундамента при его неравномерной осадке на грунте. Верхняя фундаментная плита, на которую устанавливается турбина, образована продольными и

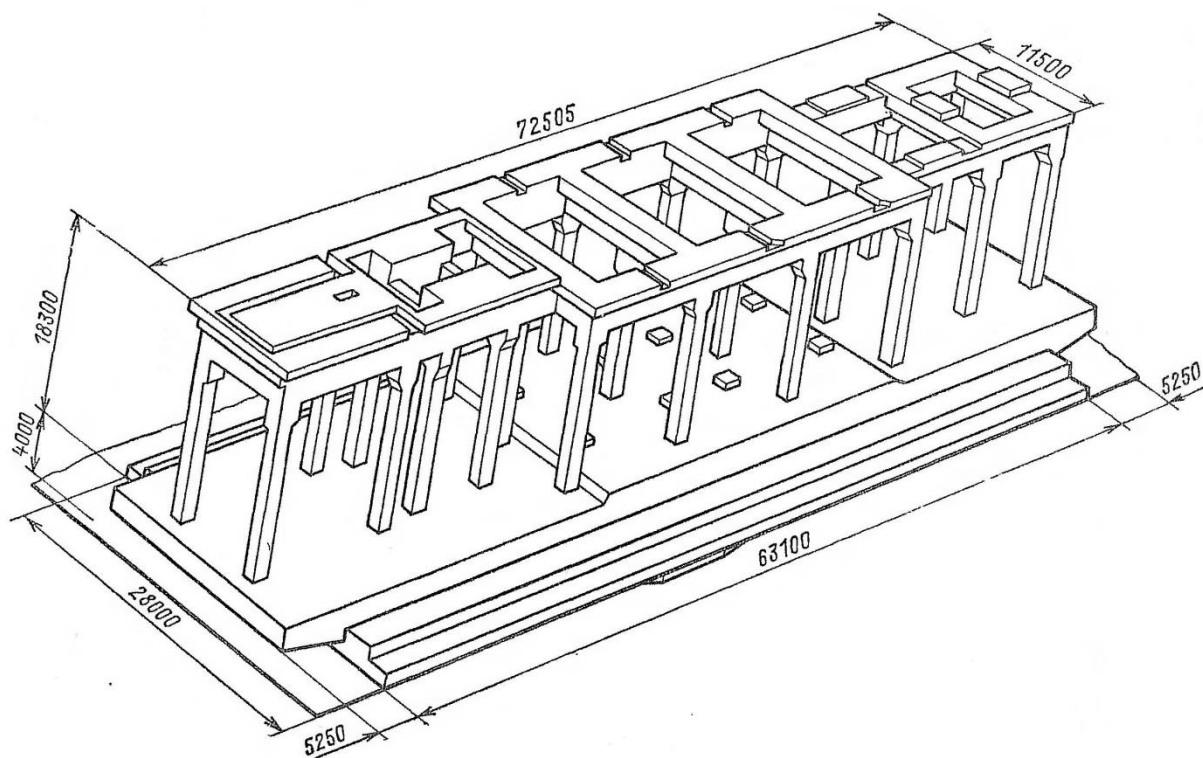
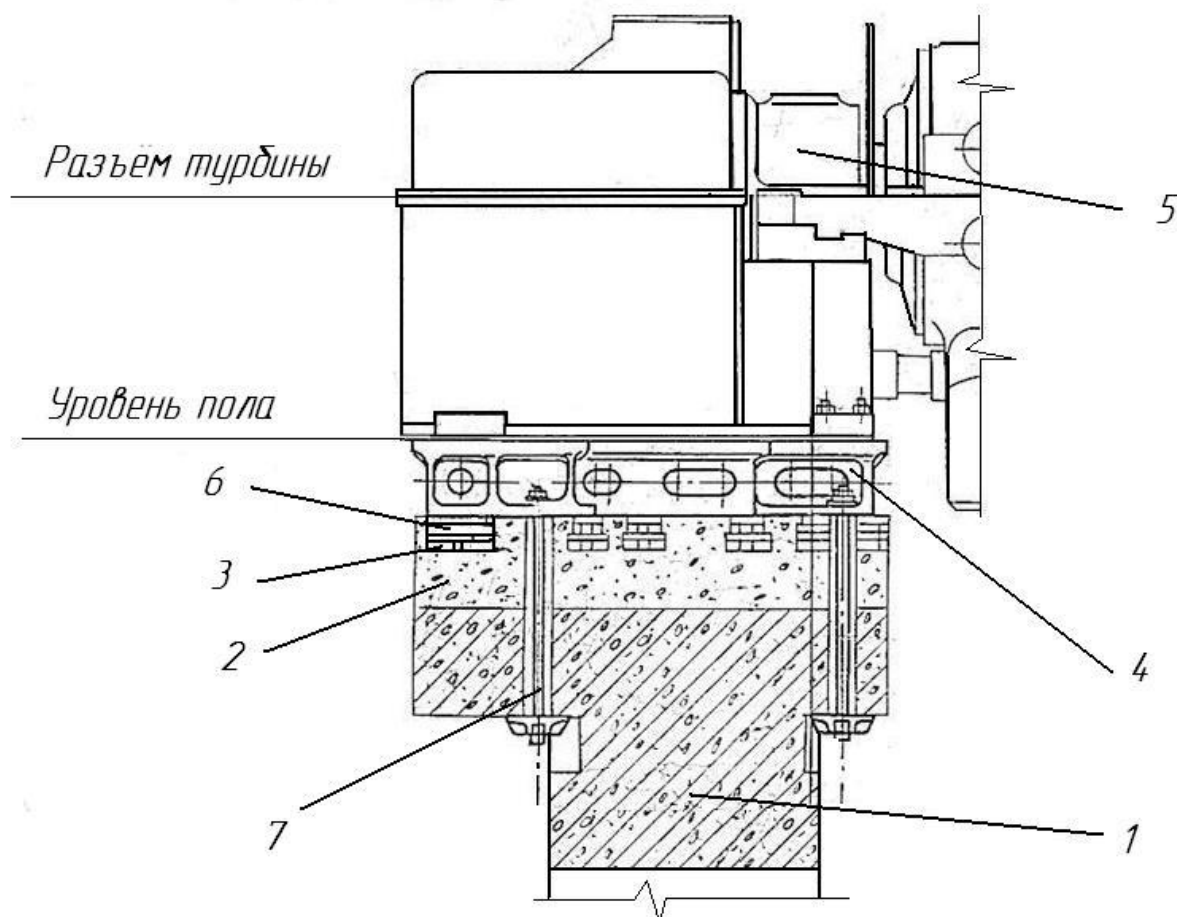


Рисунок 2.4 - Фундамент турбоагрегата мощностью 1200 МВт [104]

поперечными ригелями, опирающимися на колонны. Ригели верхней плиты, в частности поперечные ригели, на которые установлены выносные корпуса подшипников, имеют, как правило, тавровое поперечное сечение.

Турбина опирается на фундамент через систему чугунных или стальных фундаментных рам, жёстко соединённых с ригелями верхней плиты фундамента.

Выносные корпуса подшипников устанавливаются на отдельные фундаментные рамы, жёстко соединённые с поперечными ригелями фундамента турбины. Пример установки выносного корпуса переднего подшипника на фундаментную раму представлен на рисунке 2.5



1 – основное тело поперечного ригеля; 2 – набетонка; 3 – опорная плита;
4 – фундаментная рама; 5 – корпус подшипника; 6 – постоянная подкладка;
7 – анкерная шпилька.

Рисунок 2.5 - Установка корпуса переднего подшипника на ригель фундамента

Ригель фундамента турбины состоит из двух частей: основного тела 1 и набетонки 2. Основное тело ригеля может быть как балкой заводского изготовления, концы которой

замоноличиваются с колоннами и продольными ригелями при сборной конструкции фундамента, так и выполненным на месте, при монолитной конструкции фундамента. Набетонку выполняют в процессе установки турбины на фундамент в два этапа. На первом этапе выставляют в соответствии с проектом фундамента и бетонируют специальные закладные опорные плиты 3. На втором этапе на опорные плиты на специальных домкратах устанавливают фундаментные рамы 4 с жёстко закреплёнными на них корпусами подшипников 5. На корпуса подшипников устанавливают цилиндры турбины и выполняют центровку цилиндров и корпусов подшипников. Затем между закладными опорными плитами и фундаментной рамой устанавливают подогнанные по месту постоянные подкладки 6. Фундаментную раму притягивают к ригелю анкерными шпильками 7 и фиксируют бетонированием.

2.3. Причины изменения уклона ригеля в условиях эксплуатации

Исторически сложилась терминология, при которой изменение положения верхней поверхности фундаментной рамы, по которой перемещается выносной корпус подшипника, называют «поворот ригеля» или «изменение уклона ригеля». В дальнейшем, учитывая, что, как показано выше, ригель и фундаментная рама замоничены, в рамках настоящей работы изменение углового положения поверхности скольжения выносного корпуса подшипника по фундаментной раме относительно горизонтальной плоскости будет называться «изменение уклона ригеля».

Результаты выполненных с участием автора обследований 12-ти турбоагрегатов мощностью от 50 до 300 МВт в различных условиях эксплуатации и имевших нарушения в работе СТП, показали, что реальные величины изменения уклона ригеля во время пуска турбины зачастую превышают нормативные значения более чем в два, а иногда даже более чем в четыре раза.

Деформация ригеля под выносным корпусом подшипника может быть следствием действия комплекса различных факторов. Обычно повышенные изменения уклонов ригелей связывают либо с увеличением коэффициента трения на поверхности скольжения корпуса подшипников по фундаментной раме, либо с физическим состоянием фундамента в части его прочностных характеристик. Однако исследования, проведённые

автором, показывают, что и у новых турбин (установленных на фундаменты, соответствующие требованиям проекта), и на турбинах, где реализован комплекс различных мероприятий по снижению коэффициентов трения поверхностей скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам, наблюдаются повышенные величины изменения уклона ригеля.

Так, на одной из турбин Омской ТЭЦ-5, несмотря на внедрение комплекса мероприятий по нормализации тепловых расширений, наблюдалась повышенная, до 1,1 мм/м, величина изменения уклона ригеля. По результатам обследования фундамента, выполненного специалистами ООО НПП «Уральская лаборатория вибрации», каких-либо нарушений в его состоянии не выявлено.

На турбине К-330-24,5-4 УЗЭМ, введённой в эксплуатацию в 2013 году взамен ранее демонтированной турбины К-300-240 ХТЗ, до первого капитального ремонта автором наблюдались повышенные значения изменения уклона ригеля при допустимой величине температурных перекосов по фланцам цилиндров высокого и среднего давления. При этом в конструкции К-330-24,5-4 УЗЭМ был реализован комплекс вышеупомянутых мероприятий по СТП, а перед монтажом турбины было выполнено обследование фундамента специализированной организацией – нарушений в его состоянии не было выявлено.

Далее рассмотрены различные факторы, влияющие на изменение уклона ригеля.

Автор считает, что при отсутствии отклонений от проектных решений изменение уклона ригеля нового фундамента в процессе пуска турбины и/или изменения режима работы турбины может произойти только в результате действия двух факторов:

- неравномерного нагрева боковых граней ригеля;
- силового воздействия на ригель со стороны корпуса подшипника.

2.4. Влияние неравномерного нагрева боковых граней ригеля под выносным корпусом подшипника

Анализ показал, что неравномерный нагрев боковых граней поперечного ригеля может быть обусловлен многими факторами:

- отклонения, допущенные при строительстве фундамента, когда ригель либо изготовлен шире, чем предусмотрено проектом, либо немного смещён ближе к цилиндру. Эти отклонения могут быть небольшими, в пределах допустимых при выполнении строительно-монтажных работ величин, но в связи со стеснёнными условиями для прохождения внутритурбинных трубопроводов в районе торцов цилиндра, эти отклонения могут быть критичны.
- отклонения при монтаже трубопроводов, часть из которых, например, трубопроводы с наружным диаметром менее 80 мм, прокладывается по месту.
- пропаривания через концевые уплотнения, реже через фланцевые присоединения паропроводов к цилиндрам турбины или через фланцевые соединения паропроводов. Применение фланцевых соединений было достаточно широко распространено на турбинах, конструкции которых разработаны до начала 60-х годов XX века. В частности, фланцевые присоединения трубопроводов к цилиндру турбины достаточно широко применялись на турбинах типа ПТ-60 ЛМЗ (ВПТ-50).

Исследования, выполненные специалистами ВТИ [19], показали, что разница температур боковых граней ригелей, вызванная неравномерными тепловыми потоками от проходящих вблизи ригеля трубопроводов, как правило, не превышает 50°C. Необходимо отметить, что исследования ВТИ проводились на турбоагрегатах, находящихся длительное время в эксплуатации и имевших те или иные проблемы с пропариванием через концевые уплотнения и/или фланцевые соединения присоединённых к цилиндрам турбины паропроводов. Однако, повышенные значения изменения уклонов поперечных ригелей наблюдались также и на новых или на прошедших капитальный ремонт турбинах, у которых пропаривание через концевые уплотнения не наблюдалось и этой причиной неравномерного нагрева боковых граней поперечных ригелей можно пренебречь. Также на новых турбинах исключён фактор пропаривания через фланцевые разъёмы соединений

трубопроводов, поскольку на всех новых турбинах присоединения трубопроводов к цилиндрам выполняются сварными (необходимо отметить, что на старых турбинах фланцевые соединения трубопроводов с цилиндрами, как правило, обварены).

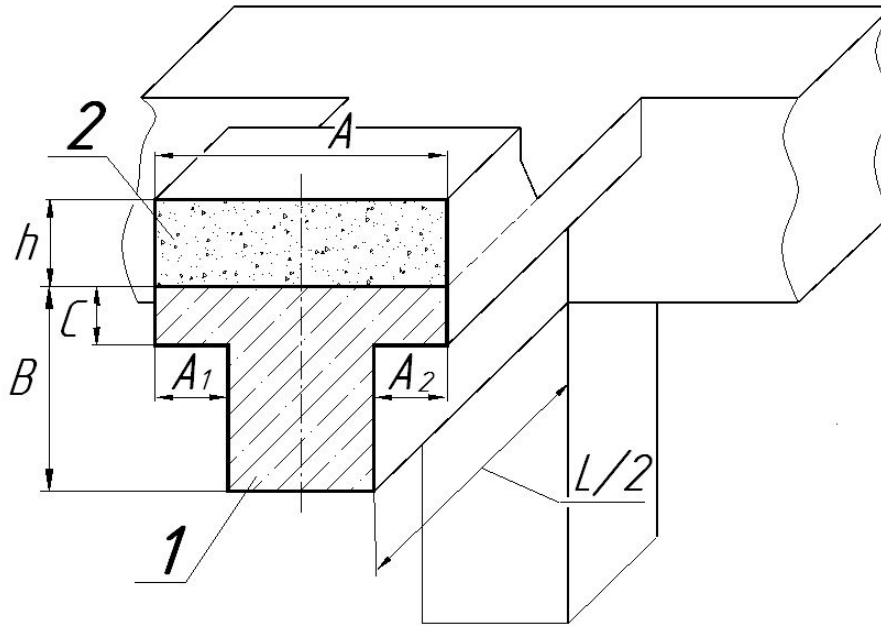
По действующим нормативам:

- наружная температура изолированных поверхностей корпусов турбины и трубопроводов не должна превышать 45°C ;
- зазор между наружной поверхностью изоляции и строительными конструкциями или ближайшими трубопроводами должен составлять не менее 50 мм (с учётом возможных тепловых перемещений трубопроводов).

Соответственно, при соблюдении требований температурное состояние трубопроводов, проходящих вблизи боковых граней ригеля, не должно оказывать большого влияния на температурное состояние фундамента. Известны случаи, когда была нарушена изоляция трубопроводов и/или не выдержаны минимальные зазоры между изоляцией и строительными конструкциями. Однако, учитывая, что в настоящее время вопросу снижения потерь теплоты уделяется большое внимание, изоляция трубопроводов и цилиндров турбины, как правило, соответствует требованиям нормативной документации, разницу температур боковых граней ригелей, обусловленную температурным состоянием цилиндров турбины, при расчётах можно принять на уровне $20\dots 30^{\circ}\text{C}$.

На рисунке 2.6 представлена упрощенная обобщённая схема поперечного ригеля и его основные геометрические размеры. В таблице 2.1 представлены значения этих размеров для фундаментов ряда типоразмеров турбин.

Как отмечалось ранее, поперечное сечение основного тела ригеля обычно имеет форму тавра. Также встречаются фундаменты с прямоугольным сечением некоторых поперечных ригелей, например, ригели 2 и 3 (нумерация со стороны регулятора) турбины Т-250/300-240 ТМЗ, и с Г-образным профилем (турбины К-300-240 ХТЗ и К-300-24,5 УЗЭМ)



1 – основное тело поперечного ригеля, 2 – набетонка.

Рисунок 2.6 - Основные геометрические размеры поперечного ригеля

Таблица 2.1 - Основные геометрические размеры поперечных ригелей фундаментов турбин (нумерация ригелей со стороны регулятора)

| Турбина | Ригель | Габаритные размеры ригеля, мм | | | | | | |
|----------------------------|--------|-------------------------------|-------|-------|------|-----|-----|------|
| | | A | A_1 | A_2 | B | C | h | L |
| Т-250/300-240 ТМЗ | 1 | 1900 | 250 | 150 | 1800 | 400 | 650 | 5200 |
| | 2 | 1500 | 0 | 0 | 1800 | 0 | 650 | 5200 |
| | 3 | 1500 | 0 | 0 | 1800 | 0 | 650 | 5200 |
| Т-100/120-130 ТМЗ | 1 | 2000 | 500 | 500 | 1500 | 400 | 650 | 5000 |
| | 2 | 2000 | 500 | 500 | 1500 | 400 | 650 | 5000 |
| ПТ-135/140-130 ТМЗ | 1 | 1750 | 125 | 125 | 1500 | 400 | 800 | 5000 |
| | 2 | 1750 | 125 | 125 | 1500 | 400 | 800 | 5000 |
| К-300-240 ХТЗ | 1 | 2000 | 500 | 500 | 1500 | 300 | 420 | 6400 |
| | 2 | 1500 | 0 | 500 | 1500 | 300 | 420 | 6400 |
| К-330-24,5 УЗЭМ | 1 | 2000 | 500 | 500 | 1500 | 300 | 420 | 6400 |
| | 2 | 1500 | 0 | 500 | 1500 | 300 | 420 | 6400 |
| ПТ-80-130 ЛМЗ | 1 | 2000 | 650 | 650 | 1500 | 500 | 650 | 4000 |
| | 2 | 2000 | 650 | 650 | 1500 | 500 | 650 | 4000 |
| Тп-115/125-130- 1ТП УТЗ | 1 | 2000 | 500 | 500 | 1770 | 770 | 380 | н.д. |
| | 2 | 2000 | 500 | 500 | 1770 | 770 | 380 | н.д. |

Безусловно, с точки зрения влияния неравномерного нагрева от проходящих вблизи ригеля трубопроводов на изменение его уклона, преимущество имеют ригели с тавровым сечением, т.к. нагреву подвергаются только боковые грани полок тавра, имеющие относительно небольшую величину. Упрощенный расчёт, выполненный для ригелей таврового сечения фундаментов турбин, представленных в таблице 2.1, (при величине коэффициента теплового расширения бетона $1,2 \times 10^{-5}$ 1/град) показывает, что при разности температур боковых граней в 30°C изменение уклона ригеля составляет от 0,19 мм/м (Т-100/120-130 ТМЗ) до 0,25 мм/м (ПТ-135/140-130 ТМЗ).

Изменение уклона прямоугольных поперечных ригелей (например, второй и третий поперечные ригели фундамента турбин типа Т-250/300-240 ТМЗ) при тех же условиях составит 0,59 мм/м (если исходить из того, что разница температур присутствует по всей высоте ригеля). Такая величина уже сопоставима с недопустимыми значениями изменения уклона [34]. В то же время необходимо отметить, что при трассировке трубопроводов, после прохождения узкого места между фундаментными конструкциями и цилиндром турбины, разработчики проекта, как правило, стараются увести трубопроводы подальше от поверхностей фундамента. Пример компоновки трубопроводов вблизи от поперечных ригелей представлен на рисунке 2.7

Для оценки влияния неравномерного нагрева Г-образных ригелей (например, второй поперечный ригель фундамента под турбины К-300-240 ХТЗ), если исходить из тех же допущений, что и для двух предыдущих вариантов формы поперечного ригеля, важно у какой стороны ригеля более высокая температура поверхности. Если более высокая температура со стороны полки, то изменение уклона ригеля составит 0,17 мм/м. Если же температура выше с противоположной стороны, то изменение уклона ригеля составит 0,46 мм/м.

Здесь необходимо отметить, что для надёжности работы СТП и обеспечения вибрационного состояния турбины важно, в какую сторону происходит изменение уклона ригеля, поскольку под действием силовых факторов при нормальной работе СТП ригель под выносным корпусом подшипника во время пуска наклоняется от генератора в сторону регулятора. При останове турбины изменение уклона ригеля происходит в обратную сторону. Таким образом, если при пуске более высокую температуру имеет боковая грань поперечного ригеля – со стороны генератора, то величина изменения уклона ригеля

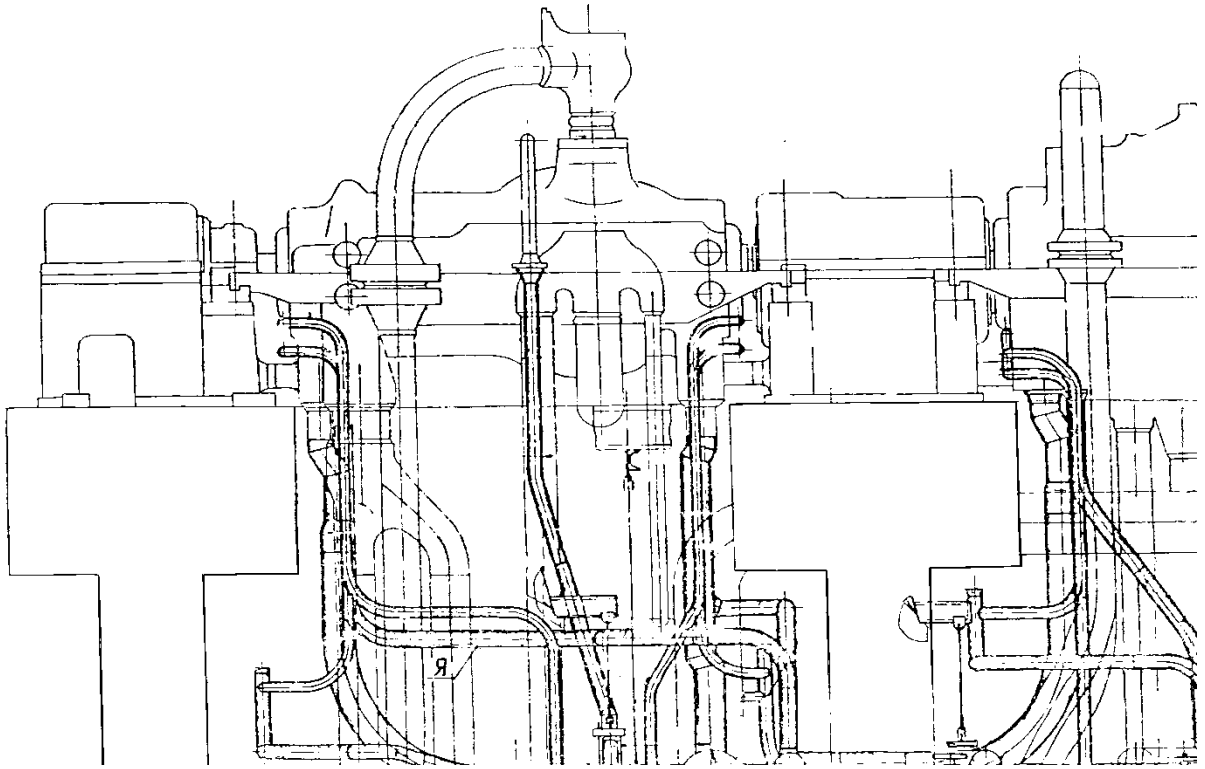


Рисунок 2.7 - Компоновка трубопроводов обвязки ЦВД турбины Т-100/120-130 ТМЗ около поперечных ригелей фундамента

увеличивается. Если же во время пуска более высокая температура боковой грани поперечного ригеля со стороны регулятора, то интегральная величина изменения уклона ригеля уменьшается.

При этом можно предположить, что для турбин всех типов нагрев боковой грани ригеля под корпусом переднего подшипника со стороны цилиндра турбины приведёт к увеличению величины уклона ригеля в сторону от генератора. Для ригелей под корпусами средних подшипников возможны различные варианты – в зависимости от наличия или отсутствия промперегрева и расположения паровпуска цилиндра высокого давления.

Особенностью изменений уклонов ригелей, вызванных разностью температур боковых граней, является то, что они повторяются от пуска к пуску, и могут быть достаточно уверенно спрогнозированы и учтены при сборке валопровода. При проведении обследований, связанных с выяснением причин повышенной величины изменения уклона ригеля, целесообразно на пуске турбины из холодного состояния выполнять контроль температуры боковых граней ригеля в центральной части. Подобное требование содержится в нормативной документации по организации наблюдений за осадкой фундаментов [106]. Современные средства дистанционного измерения температуры поверхностей

(пирометр, тепловизор) позволяют достаточно легко организовать контроль температуры боковых граней ригеля, необходимо только обозначить на поверхности ригеля зоны контроля температуры.

2.5. Влияние силовых факторов на изменение уклона ригеля

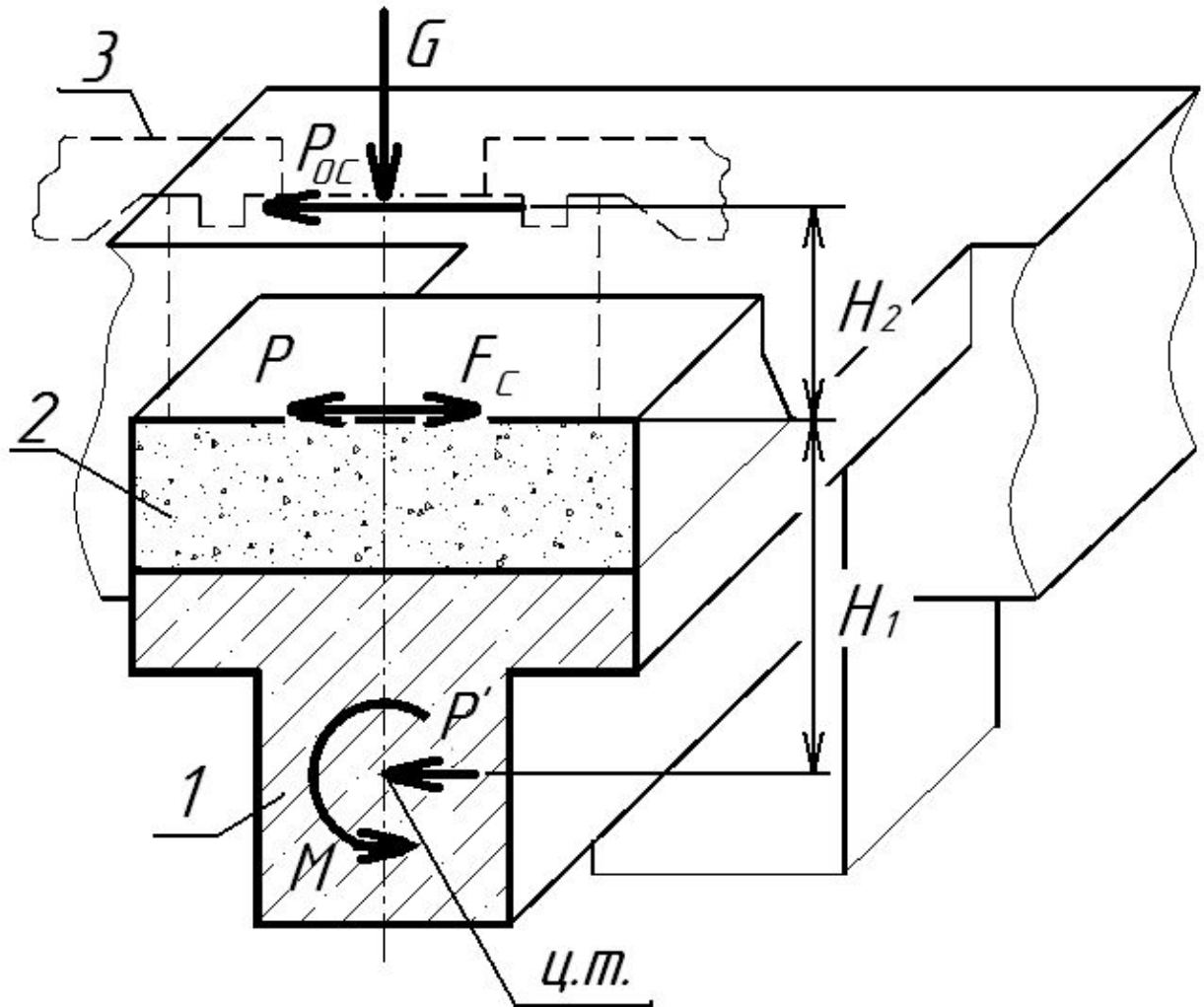
Как отмечалось ранее, ещё одним фактором, вызывающим изменение уклона поперечного ригеля, является силовое воздействие на ригель со стороны установленного на нём выносного корпуса подшипника

Расчёт фундамента турбоагрегата и определение изменения уклонов ригелей при силовом воздействии является сложной инженерной задачей. В рамках настоящей работы будет рассматриваться упрощенная расчётная схема нагружения поперечного ригеля под выносным корпусом подшипника.

Упрощенная схема приложения усилий, вызывающих изменение уклона ригеля под действием силовых факторов представлена на рисунке 2.8.

На ригель действует весовая нагрузка G от корпуса подшипника, опирающихся на него цилиндров турбины и валопровода. При нагреве/остывании цилиндров турбины на корпус подшипника со стороны цилиндра турбины действует осевое усилие $P_{ос}$, которое стремится переместить корпус подшипника по фундаментной раме. При перемещении корпуса подшипника на ригель действует сила P , приложенная в плоскости скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме, равная по величине и противоположная по направлению силе сопротивления перемещению F_c .

В результате, на ригель действуют силы, изгибающие его в горизонтальной (P') и вертикальной плоскостях (G), и крутящий момент M , вызывающий изменение уклона ригеля.



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 2.8. - Схема нагружения ригеля фундамента паровой турбины

При выполнении анализа влияния силовых факторов на изменение уклона ригеля принимаем следующие допущения:

- линейные деформации фундамента в вертикальной и горизонтальной плоскостях, вызванные действием сил P' и G , не рассматриваем;
- конструкции фундамента работают в зоне упругих деформаций железобетона.

Величину изменения уклона ригеля в пределах упругой стадии работы железобетона можно считать пропорциональной величине момента, действующего на поперечный ригель.

Также необходимо отметить, что величина крутящего момента M зависит от того, перемещается корпус подшипника по фундаментной раме, или нет. Когда выносной корпус подшипника перемещается по фундаментной раме, величину момента можно определить по формуле:

$$M = P \times H_1, \quad (2.1)$$

а в случаях отсутствия перемещения при изменяющемся температурном состоянии цилиндров турбины до начала или возобновления движения

$$M = P_{oc} \times (H_1 + H_2), \quad (2.2)$$

где H_1 – расстояние от центра тяжести поперечного сечения ригеля до плоскости скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме;

H_2 – расстояние от плоскости скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме до плоскости передачи усилия от цилиндра турбины на корпус подшипника.

В обоих случаях величина момента M прямо пропорциональна величине силы сопротивления перемещению F_c , которая является суммой силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме и сил сопротивления движению, возникающих при контакте паза в подошве корпуса подшипника с продольными шпонками.

Исходя из вышеизложенного можно утверждать, что величина изменения уклона ригеля, вызванного действием силовых факторов, зависит от прочностных характеристик фундаментных конструкций, от величины силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме и сил сопротивления движению, возникающих при контакте продольных шпонок с пазом в подошве корпуса подшипников.

2.5.1. Анализ прочностных характеристики фундамента и их изменения в процессе эксплуатации

В нормативных документах на проектирование фундаментов паровых турбин [107] установлено, что величины изменения уклона ригелей под корпусами выносных

подшипников турбины «от указанных в задании на проектирование фундамента горизонтальных статических нагрузок и крутящих моментов, передаваемых на фундамент при тепловых перемещениях турбины и деформациях трубопроводов, задаются машиностроительными предприятиями в зависимости от количества подшипников на ригеле и особенностей конструкции турбины дифференцированно, но не менее 0,2 мм/м». Анализ документации на фундаменты турбин мощностью до 300 МВт различных заводов-изготовителей бывшего СССР показал, что изготовители паровых турбин в своих заданиях на фундамент указывают, как правило, именно эту величину предельного изменения уклона ригеля. Соответственно, фундаменты проектируются исходя из условия не превышения заданного изменения уклона при действии расчётных горизонтальных сил. Величина расчётной горизонтальной силы, действующей со стороны корпуса подшипника на ригель, определяется при разработке задания на фундамент по закону Кулона (закону Амонтон – Кулона) [108 - 110], как вертикальная (весовая) нагрузка на опорную поверхность от оборудования, изоляции, заполняющей жидкости умноженная на коэффициент трения. При определении весовой нагрузки должны приниматься следующие коэффициенты перегрузки: для нагрузки от оборудования – 1,05; для нагрузки от изоляции – 1,2; заполняющей жидкости – 1,0. Величина коэффициента трения должна приниматься не более 0,3. Анализ показал, что как правило, заводы при расчёте принимают именно такой коэффициент трения. Кроме того, при определении горизонтальной расчётной силы коэффициент перегрузки следует принимать равным 1,05.

Нормативной документацией для головных образцов фундаментов турбоагрегатов предусмотрено проведение натурных испытаний при нагрузках, максимально приближённых к расчётным. Обобщённые результаты подобных натурных испытаний ригелей фундаментов некоторых турбоагрегатов статической горизонтальной нагрузкой, выполненных перед монтажом турбины [111 - 113], представленные в таблице 2.2, показывают, что величина изменения уклона ригеля под действием расчётной горизонтальной нагрузки меньше допустимого нормативной документацией значения 0,2 мм/м, зачастую более чем в два раза.

Исследования прочностных характеристик фундаментов турбоагрегатов эксплуатируемых в течение длительного времени, выполненные специалистами АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева» [114, 115], показали, что основным фактором негативно влияющим на прочность бетона, является его промасливание. Так, после 20-30 лет эксплуатации

турбоагрегата прочность бетона промасленных участков фундамента была ниже проектной прочности бетона в среднем на 20-25% и ниже фактической прочности бетона непромасленных участков фундамента на 30-40%. Соответственно, фактическая прочность бетона после многих лет эксплуатации была на 15-30% выше заложенной при проектировании фундамента, что не противоречит данным представленным в таблице 2.2.

Таблица 2.2 - Результаты натуральных испытаний ригелей фундаментов турбоагрегатов

| Станция | Турбина | Ригель | Нагрузка горизонтальная, кН | Изменение уклона ригеля, мм/м | Доля от нормативной величины, % |
|---------------------|----------------------------|--------|-----------------------------|-------------------------------|---------------------------------|
| Пермская ГРЭС | К-800-240-5 ЛМЗ ст.№1 | 1 | 160 | 0,087 | 43,63 |
| | | 2 | 534 | 0,073 | 36,36 |
| | К-800-240-5 ЛМЗ ст.№3 | 1 | 160 | 0,082 | 41,21 |
| | | 2 | 534 | 0,112 | 55,75 |
| Крымская АЭС | К-1000-60/3000 ЛМЗ | 3 | 530 | 0,095 | 47,27 |
| Игналинская АЭС | К-750-65/3000 ХТЗ | 3 | 280 | 0,196 | 98,13 |
| Южно-украинская АЭС | К-1000-60/3000 ЛМЗ | 4 | 490 | 0,082 | 41,21 |
| Ровенская АЭС | К-1000-60/3000 ЛМЗ | 4 | 490 | 0,087 | 43,39 |
| Хурагуа АЭС | К-210-44/3600 ХТЗ | 1 | 300 | 0,097 | 48,36 |
| | | 2 | 300 | 0,155 | 77,57 |
| Ярославская ТЭЦ | Тп-115/125- 130-1ТП УТЗ | 1 | 210 | 0,151 | 75,63 |
| | | 2 | 380 | 0,192 | 95,99 |
| Тюменская ТЭЦ | Т-130/160-12,8 ЛМЗ | 1 | 150 | 0,055 | 27,39 |

Таким образом, на основании анализа результатов исследований и испытаний, выполненных специалистами АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева», можно сделать вывод, что 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.

2.5.2. Влияние силы трения на поверхности скольжения выносного корпуса подшипника по фундаментной раме

Как отмечалось ранее, расчётные горизонтальные усилия, в соответствии с [107], определяются исходя из величины коэффициента трения 0,3. Такая величина соответствует коэффициенту трения покоя для пары «сталь – чугун» [117]. Для пары «сталь-сталь», применяемой в современных конструкциях турбин, величина коэффициента трения покоя составляет 0,15-0,18. Также необходимо отметить, что вышеуказанные величины коэффициента трения справедливы только до момента сдвига корпуса подшипника. При движении корпуса подшипника по фундаментной раме, при определении силы трения, возникающей на поверхности скольжения, следует принимать коэффициент трения скольжения, который меньше коэффициента трения покоя (например, для пары «сталь – чугун» коэффициент трения скольжения составляет 0,15).

Известно, что: «Для снижения трения применяют нормально направленные вынужденные колебания с частотами, обычно далёкими от контактной резонансной. Поэтому существенное снижение силы трения в этом случае требует чрезмерной мощности вибрационных устройств» [118]. Для выносного корпуса подшипника вибрационным устройством является ротор турбины.

Исследования динамических характеристик системы «турбина – фундамент – основание», выполненные специалистами АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева», показали, что при изменении частоты вращения ротора при пуске турбины, т.е. при появлении вибрации опор ротора, между подошвами корпусов подшипников и фундаментными рамами наблюдаются взаимные смещения [119]. Наибольшая амплитуда взаимного смещения достигает 5 - 7 мкм. Подошва корпуса подшипника в это время постоянно перемещается относительно фундаментной рамы. Следовательно, по мнению специалистов АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева»: «...силы трения между статорными частями турбоагрегата и фундаментными рамами не настолько велики, чтобы они могли препятствовать вибрационному смещению агрегата относительно фундаментных рам во всех точках их соприкосновения...» [119].

Исходя из вышеизложенного можно утверждать, что после «толчка ротора», при появлении вибрации на опорах ротора, величина силы трения на подошве корпуса

подшипника, даже при отсутствии перемещения корпуса подшипника вдоль оси турбины, определяется коэффициентом трения скольжения.

Соответственно, величина силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме при движении корпуса подшипника (для турбин после монтажа или капитального ремонта с чисткой поверхности) будет меньше расчётной, принимаемой при проектировании фундамента. Для целей настоящего анализа можно принять, что величина отношения коэффициента трения скольжения для используемых в настоящее время материалов корпуса подшипников и фундаментной рамы, даже без учёта применения антифрикционных модулей, к коэффициенту трения покоя, принимаемому при определении расчётных горизонтальных усилий, приложенных к ригелю, не превышает 0,6.

Величина силы трения зависит не только от коэффициента трения, но и от величины весовой нагрузки, приложенной к корпусу подшипника. Исследования, выполненные на турбинах большой мощности специалистами ЦКТИ [18] и расчётные исследования, выполненные с участием автора [66], показывают, что изменение весовой нагрузки на корпус подшипников во время пуска, связанное с изменением теплового состояния трубопроводов, не превышает 30%. Можно предположить, что реальная величина горизонтального усилия, вызывающего изменение уклона ригеля, составит около 80% от расчётной величины горизонтального усилия, принимаемой при проектировании фундамента.

Также, при рассмотрении влияния силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме, необходимо отметить, что при проведении натуральных статических испытаний фундаментов турбоагрегатов, результаты которых были ранее представлены в разделе 2.4.1, горизонтальное усилие прикладывалось к ригелю на уровне оси турбоагрегата [111]. Соответственно, плечо момента M , закручивающего ригель, равнялось сумме расстояний H_1 и H_2 и величина момента определялась по формуле (2.2). Как упоминалось ранее, с началом движения корпуса подшипника по фундаментной раме величина плеча момента M составляет H_1 и величина момента, закручивающего ригель, должна определяться по формуле (2.1). Соответственно, величина момента, закручивающего ригель, по сравнению с тестовой величиной, уменьшается, как минимум, на величину коэффициента K_H , который определяется как

$$K_H = \frac{H_1}{H_1 + H_2}. \quad (2.3)$$

В таблице 2.3 представлены величины H_1 и H_2 , а также соответствующие величины коэффициента K_H для поперечных ригелей фундаментов, ранее представленных в таблице 2.1.

Таблица 2.3 - Геометрические характеристики ригелей фундаментов некоторых паровых турбин

| Турбина | Ригель | H_1 , мм | H_2 , мм | K_H |
|------------------------|--------|------------|------------|-------|
| Т-100-130 УТЗ | 1 | 1 284 | 920 | 0,58 |
| | 2 | 1 285 | | 0,58 |
| ПТ-135-130 УТЗ | 1 | 1 526 | | 0,62 |
| | 2 | 1 526 | | 0,62 |
| Т-250-240 УТЗ | 1 | 1 510 | | 0,62 |
| | 2 | 1 550 | | 0,63 |
| | 3 | 1 550 | | 0,63 |
| К-300-240 ХТЗ | 1 | 1 070 | | 0,54 |
| | 2 | 1 115 | | 0,55 |
| ПТ-80-130 ЛМЗ | 1 | 1 208 | | 0,57 |
| | 2 | 1 208 | | 0,57 |
| Тп-115/125-130-1ТП УТЗ | 1 | 1110 | | 0,55 |
| | 2 | 1110 | 0,55 | |

Из представленных данных видно, что максимальное значение коэффициента K_H составляет 0,63.

Соответственно, с учётом вышеупомянутых понижающих коэффициентов, величина момента M , вызывающего изменение уклона ригеля во время движения корпуса подшипника по фундаментной раме составит не более 0,49 от величины момента, принимаемой при расчёте фундамента.

Исходя из представленных в настоящем разделе данных, автор считает, что величина изменения уклона ригеля, вызванного действием силы трения на подошве корпуса подшипника при его перемещении по чистой поверхности фундаментной рамы и при приложении к нему расчётной весовой нагрузки, значительно ниже расчётной и составляет около 0,1 мм/м.

2.5.3. Влияние сил, возникающих на продольных шпонках

Суммируя возможные изменения уклона ригеля вызванные возможным температурным перекосом его граней и действием расчётного горизонтального усилия, получим, что величина изменения уклона ригеля под корпусом переднего подшипника турбины Т-100/120-130 ТМЗ при пуске составит около 0,29 мм/м. Полученная величина почти в два раза меньше величины 0,5 мм/м допускаемой для изменения уклона ригеля во время пуска турбины по [34].

Для турбин типа Т-250/300-240, для ригеля, имеющего прямоугольное поперечное сечение, величина изменения уклона, вызванного совместным действием температурного перекоса и расчётным горизонтальным усилием, может достигать 0,69 мм/м.

В то же время при проведении обследований турбоагрегатов, выполненных автором, в ряде случаев значения изменения уклона ригеля достигали величины 2,0 мм/м.

Для турбин, бывших длительное время в эксплуатации, в качестве основной причины увеличения значения изменения уклона ригеля называют увеличение коэффициента трения вследствие загрязнения поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме. Загрязнения поверхностей скольжения безусловно оказывают негативное влияние на увеличение сил трения, но они могут проявляться только до начала движения корпуса подшипника. В то же время наибольшие значения изменения уклона ригеля наблюдаются, как правило, в середине периода набора мощности или на завершающих этапах нагружения. Автор считает маловероятным, что коэффициент трения даже очень загрязнённой поверхности может значительно, в несколько раз, изменяться при перемещении корпуса подшипника на 25 мм (для некоторых турбин до 49 мм).

На рисунке 2.9 в качестве примера представлена зависимость изменения уклона ригеля под корпусом переднего подшипника от величины перемещения корпуса подшипника, построенная по результатам исследований турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст.№5 Норильской ТЭЦ-2 после капитального ремонта. Видно, что до момента начала движения корпуса подшипника по фундаментной раме величина уклона ригеля составила более 0,26 мм/м, а затем резко снизилась до 0,20 мм/м. Можно предположить, что в момент страгивания корпуса подшипника изменились коэффициент трения на поверхности скольжения (с коэффициента трения покоя на коэффициент трения скольжения) и плечо

момента, закручивающего ригель, что привело к снижению величины уклона ригеля. В дальнейшем, по мере продвижения корпуса подшипника по фундаментной раме, величина изменения уклона ригеля снова достигла величины 0,26 мм/м, зарегистрированной в момент начала движения корпуса подшипника. В дальнейшем величина уклона ригеля плавно достигала максимального значения 0,42 мм/м и снова снизилась до 0,26 мм/м. Поскольку в процессе капитального ремонта турбины выполнялась чистка поверхностей скольжения корпусов подшипников маловероятно значительное увеличение коэффициента трения на поверхности скольжения с его последующим резким снижением, наиболее вероятной причиной увеличения закрутки ригеля является возникновение дополнительных усилий сопротивления движению на продольных шпонках.

Также в качестве примера изменения уклона ригеля у турбины, имеющей нарушения в работе СТП, можно привести изменение уклона ригеля в процессе пуска турбины ПТ-135/140-130/15 ТМЗ ст. №6 Ново - Салаватской ТЭЦ (рисунок 2.10). Представленные на диаграмме данные получены ООО «Центр наладки и технической диагностики» (г. Уфа) с использованием комплекта аппаратуры СДАРТ [120] и предоставлены автору ОП «Салаватский» ООО «Нефтехимремстрой».

Первоначально, до начала движения корпуса подшипника по фундаментной раме, величина уклона ригеля достигла величины 0,7 мм/м. После начала движения величина уклона ригеля снизилась до значения 0,37 мм/м. Можно предположить, что такое изменение величины уклона ригеля обусловлено изменением плеча приложения силы, вызывающей закрутку ригеля, и уменьшения этой силы в связи с переходом от трения покоя к трению скольжения. При перемещении корпуса подшипника до 7 мм наблюдаются стабильные значения максимального и минимального изменения уклона ригеля – от 0,50 до 0,80 мм/м. Некоторое увеличение изменения уклона ригеля по сравнению со стартовыми значениями можно было бы объяснить влиянием неравномерного нагрева боковых граней ригеля, поскольку разница между максимальным и минимальным значениями уклона ригеля составляла от 0,30 до 0,35 мм/м. Дальнейшее незначительное увеличение разности максимального и минимального изменения уклона ригеля можно было объяснить ухудшением состояния поверхностей скольжения и увеличением коэффициента трения покоя на поверхности скольжения, но резкое, практически в два раза, увеличение уклона ригеля до величины 1,80 мм/м не может быть объяснено изменением коэффициента трения на

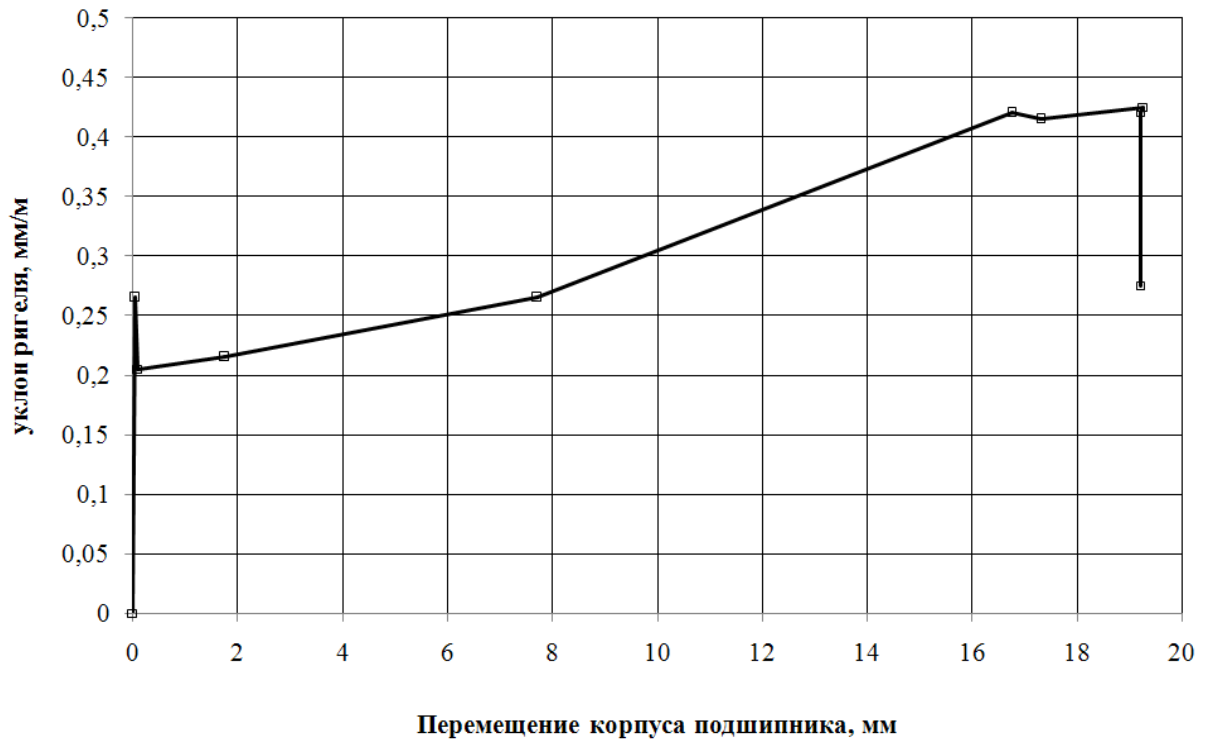


Рисунок 2.10 - Изменение уклона ригеля в зависимости от перемещения корпуса подшипника для Т-100/120-130 ст. №5 Норильской ТЭЦ-3

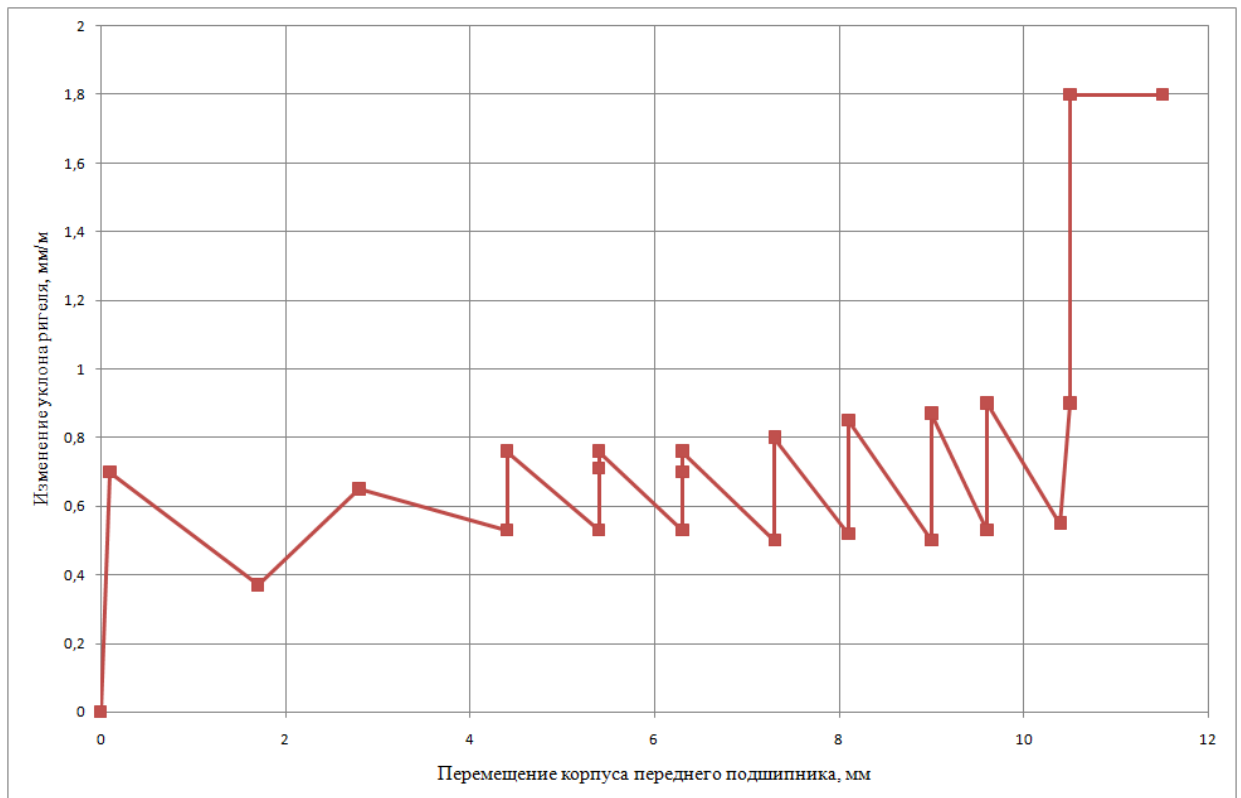


Рисунок 2.9 - Изменение уклона ригеля турбины ПТ-135/140-130/15 ст.№6 Ново - Салаватской ТЭЦ во время пуска их холодного состояния 26-27.06.2021.

поверхности скольжения или изменением весовой нагрузки на корпус подшипника. Автор считает, что такое изменение уклона ригеля может быть объяснено только появлением дополнительных сил сопротивления движению на продольных шпонках.

На основе анализа данных из представленных выше примеров и анализа влияния неравномерного нагрева боковых граней ригеля и влияния сил трения в паре «подошва корпуса подшипника – фундаментная рама» можно, по мнению автора, утверждать, что основной причиной затруднений в работе СТП, которую не устраняют ранее разработанные мероприятия, являются силы сопротивления перемещению выносного корпуса подшипника, возникающие в паре «корпус подшипника – продольная шпонка».

2.6. Выводы

1. Разработана концепция надёжности системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников турбин, установленных на современные фундаменты рамной конструкции. Показано, что основным критерием, определяющим надёжность СТП является поворот ригеля фундамента. Единство критерия надёжности позволяет рассмотреть вопрос о разработке универсальной модели надёжности и предложить единый подход к автоматизации оценки состояния и диагностирования нарушений СТП.
2. Надёжность системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников обеспечивается, если поворот ригелей под выносными корпусами подшипников не превышает 0,5 мм/м по абсолютной величине при пуске турбины и не превышает 0,2 мм/м по абсолютной величине при останове турбины.
3. Проведён анализ влияния температурных и силовых воздействий на изменение уклона ригеля фундамента. Исследованы причины возникновения этих факторов и последствия их возникновения на изменения величины уклона ригеля.
4. Установлено, что основной причиной затруднений в работе СТП являются силы сопротивления перемещению выносного корпуса подшипника, возникающие в паре «корпус подшипника – продольная шпонка».

3. ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЁЖНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ВЫНОСНЫХ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ВЫНОСНОГО КОРПУСА ПОДШИПНИКА И НАПРАВЛЯЮЩИХ ОСЕВОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

Результаты исследований, представленные в настоящей главе, опубликованы в работах автора [162, 163, 167, 168, 173, 174, 176, 178, 180- 182]

В предыдущей главе была предложена концепция надёжной работы СТП и выявлены факторы, определяющие состояние фундамента и способные вызвать недопустимые отклонения в работе СТП, а именно повышенные силы сопротивления перемещению в паре «корпус подшипника – продольные шпонки». В настоящей главе выполнено исследование взаимодействия элементов пары «корпус подшипника – продольные шпонки» и влияния проектных решений по турбоустановке на надёжность функционирования системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников.

3.1. Влияние взаимного положения выносного корпуса подшипника и направляющих осевого перемещения на работу системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников турбины

Как было показано в главе 2, в работе СТП основной причиной затруднений, которую не устраняют ранее разработанные мероприятия по нормализации, являются силы сопротивления перемещению выносного корпуса подшипника, возникающие в паре «корпус подшипника – продольная шпонка».

Анализ взаимодействия корпуса подшипника и продольных шпонок показывает, что возможно четыре варианта контакта в паре «корпус подшипника - продольная шпонка» (рисунок 3.1):

- 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 с обеими продольными шпонками.

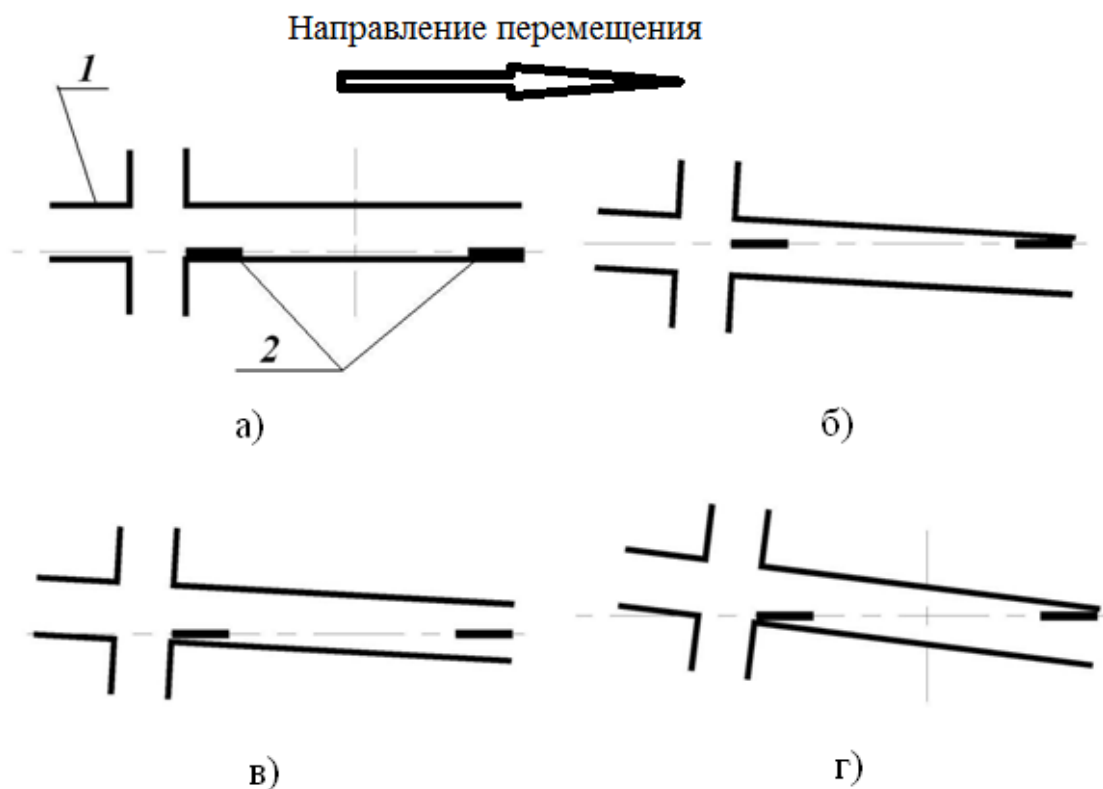


Рисунок 3.1 - Схемы взаимодействия корпуса подшипников и продольных шпонок

Сила сопротивления движению корпуса подшипника, возникающая при контакте корпуса подшипника с продольными шпонками, может быть определена по закону Амонтона – Кулона [108 - 110] как нормальное усилие, приложенное к продольной шпонке, умноженное на коэффициент трения пары материалов, только для варианта «а». При варианте «а» обе продольные шпонки всей боковой поверхностью прижаты к боковой грани паза в подошве корпуса подшипника.

Во всех остальных вариантах («б», «в» и «г») силу сопротивления движению корпуса подшипника определять по «классической» формуле силы трения нельзя. При повороте корпуса подшипника относительно продольных шпонок площадь контакта в паре «паз - продольная шпонка» будет очень мала. Если принять длину контактной поверхности 2 мм, а высоту – равной высоте выступающей из фундаментной рамы части продольной шпонки, то для материалов, применяемых при изготовлении современных корпусов подшипников и продольных шпонок, достаточно будет усилия 8,42 кН (860 кгс), чтобы в зоне контакта возникли пластические деформации.

Первые три вида («а», «б» и «в») взаимодействия паза в подошве корпуса подшипника и продольных шпонок на фундаментной раме могут быть объединены в группу «односторонних» контактов, при которых возможно возникновение дополнительных сил сопротивления движению в местах контакта паза и продольных шпонок, но исключено заклинивание корпуса подшипников на продольной шпонке.

Самым неблагоприятным для работы СТП является последний, «диагональный контакт» (рисунок 3.1, г). В этом случае высока вероятность не только увеличения сил сопротивления движению корпуса подшипника, но и заклинивания корпуса подшипника на продольных шпонках даже при относительно небольших величинах усилий, вызывающих поворот корпуса подшипника в горизонтальной плоскости по типу механизма «самоторможения» [116].

3.2. Результаты натурных исследований

В таблице 3.1 представлены данные о поворотах выносных корпусов подшипников в горизонтальной плоскости, полученные в процессе исследований пусков и остановов по 13-ти турбинам различных типоразмеров. Поворот корпуса подшипника оценивался по изменению разности перемещений сторон. Измерения перемещения сторон корпусов подшипников выполнялись на турбинах, находящихся в эксплуатации и имевших затруднения в работе систем тепловых перемещений корпусов подшипников. Типовая схема контроля параметров состояния СТП представлена на примере турбин типа Т-100/120-130 ТМЗ (рисунок 3.2).

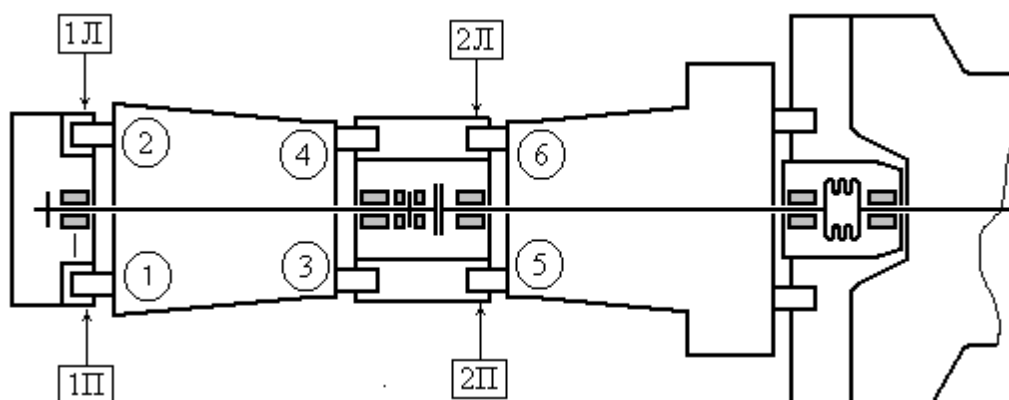


Рисунок 3.2. - Типовая схема контроля параметров состояния СТП турбин типа Т-100/120-130 ТМЗ

Таблица 3.1 - Повороты корпусов подшипников в горизонтальной плоскости

В миллиметрах

| Турбина | Объект | Размах разности пере- мещения сторон КП1 | Размах разности пере- мещения сторон КП2 | Ширина КП1 | Расстояние между про- дольными шпонками КП1 | Ширина КП2 | Расстояние между про- дольными шпонками КП2 | Эквивалентный зазор по продольным шпонкам КП1 | Эквивалентный зазор по продольным шпонкам КП2 | Формулярные зазоры по продольным шпонкам | Примечание |
|---------------------------|-----------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|------------|---------------------------------------------------|------------|---------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| Т-100/120-130 ТМЗ | Северная ТЭЦ АО «Ленэнерго» ст.№3 | 1,2 | 1,4 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,37 | 0,51 | 0,05-0,06 | Останов перед ремон- том |
| | | 0,2 | 0,9 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,06 | 0,33 | 0,05-0,06 | Пуск из холодного со- стояния после ре- монта |
| | Ново-Свердлов- ская ТЭЦ ст. №1 | 1,5 | 0,7 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,46 | 0,25 | 0,05-0,06 | Пуск из холодного со- стояния |
| | Ново-Свердлов- ская ТЭЦ ст.№2 | 1,6 | 0,3 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,50 | 0,11 | 0,05-0,06 | 06-07.10.1999 пуск из холодного состояния |
| | | 0,6 | 0,1 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,19 | 0,05 | 0,05-0,06 | 06-07.10.2000 пуск из холодного состояния после ремонта |
| | Ново-Свердлов- ская ТЭЦ ст.№3 | 0,9 | 0,8 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,28 | 0,29 | 0,05-0,06 | |
| | Саранская ТЭЦ-2 ст. №5 | 1,2 | 0,7 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,37 | 0,25 | 0,05-0,06 | Останов |
| Норильская ТЭЦ-2 ст.№5 | 1,6 | 0,9 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,50 | 0,33 | 0,05-0,06 | Пуск из холодного со- стояния | |

| Турбина | Объект | Размах разности перемещения сторон КП1 | Размах разности перемещения сторон КП2 | Ширина КП1 | Расстояние между продольными шпонками КП1 | Ширина КП2 | Расстояние между продольными шпонками КП2 | Эквивалентный зазор по продольным шпонкам КП1 | Эквивалентный зазор по продольным шпонкам КП2 | Формулярные зазоры по продольным шпонкам | Примечание |
|----------------------|--------------------------------------|----------------------------------------|----------------------------------------|------------|-------------------------------------------|------------|-------------------------------------------|-----------------------------------------------|-----------------------------------------------|------------------------------------------|---------------------------------------------------------|
| Т-100/120-130 ТМЗ | Норильская ТЭЦ-3 ст. №3 | 2,0 | 0,7 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,62 | 0,25 | 0,05-0,06 | 14-24.12.2000 пуск из холодного состояния до ремонта |
| | | 1,2 | 0,8 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,37 | 0,29 | 0,05-0,06 | 17-19.10.2001 пуск из холодного состояния после ремонта |
| ПТ-50-130/7 ТМЗ | Ново-Кемеровская ТЭЦ ст. №12 | 5,2 | 0,5 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 1,60 | 0,17 | 0,05-0,06 | Пуск из холодного состояния перед ремонтом |
| ПТ-135/160-130 | Волгоградская ТЭЦ ст.№2 | 2,1 | 0,7 | 2100 | 1300 | 1840 | 1340 | 0,65 | 0,25 | 0,08-0,12 | |
| Т-250/300-240 ТМЗ | Южная ТЭЦ АО «Ленэнерго» ст.№1 | 2,0 | 2,2 | 2100 | 1550 | 2200 | 1690 | 0,74 | 0,85 | 0,08-0,12 | Останов перед ремонтом |
| | | 0,7 | 1,4 | 2100 | 1550 | 2310 | 1690 | 0,26 | 0,51 | 0,08-0,12 | Пуск из холодного состояния после ремонта |
| К330-24,5-4 УЗЭМ | Рефтинская ГРЭС ст.№5 | 1,5 | 0,9 | 1900 | 1800 | 1980 | 1360 | 0,72 | 0,33 | 0,08-0,12 | Пуск из холодного состояния |
| КТ-63-7,7 УТЗ | Академическая ТЭЦ ст.№1 | 0,8 | - | 2110 | 1310 | - | - | 0,25 | - | 0,08-0,12 | Останов перед ремонтом |
| | Нижнетуринская ГРЭС ст.№1 | 1,8 | - | 2110 | 1310 | - | - | 0,56 | - | 0,08-0,12 | Пуск после капитального ремонта |
| | | 0,4 | - | 2110 | 1310 | - | - | 0,12 | - | 0,08-0,12 | Пуск после текущего ремонта |

В квадратных рамках на схеме показаны точки, в которых выполняется измерение перемещения сторон выносных корпусов подшипников. В круглых рамках указана нумерация лап цилиндров турбины, опирающихся на выносные корпуса подшипников. Измерения параметров состояния СТП турбин других типов проводились аналогичным образом. При подготовке к исследованиям, как правило, не имелось возможности выставить корпуса подшипников строго вдоль оси турбины. Поэтому принято допущение о том, что во время исследования корпус подшипника поворачивался из одного крайнего положения в другое. Исходя из принятого допущения, параметром, позволяющим достоверно определить наличие или отсутствие «диагонального» контакта в паре «корпус подшипника – продольные шпонки», является размах разности перемещений сторон корпуса подшипника.

Для более наглядного представления и оценки результатов исследования, аналогично ранее предложенному в работах автора [44, 67] понятию «эквивалентного зазора» на поперечных шпонках, предложено понятие «эквивалентного зазора» для продольных шпонок. «Эквивалентный зазор» соответствует такому зазору в паре «продольная шпонка-паз в подошве корпуса подшипника», который бы обеспечивал отсутствие касаний элементов сопряжения при угловых перемещениях корпуса подшипника относительно оси турбины при зафиксированных значениях разности перемещений сторон корпуса подшипника.

Величина «эквивалентного зазора» определялась как половина величины размаха разности перемещений сторон корпуса подшипника, делённая на ширину подошвы корпуса подшипника и умноженная на расстояние между продольными шпонками (по внешним граням).

Результаты исследования показывают, что практически во всех случаях величина «эквивалентного зазора» на продольных шпонках больше величины формулярного зазора. В некоторых случаях, например, для КП2 турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст.№2 Новосовердловской ТЭЦ, КП1 турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст.№3 Северной ТЭЦ «Ленэнерго» и турбины КТ-63-7,7 УТЗ ст. №1 Нижне-Туринской ГРЭС, величины «эквивалентных зазоров», полученные по результатам пусков после ремонтов, не превышают величин формулярных зазоров. Соответственно, практически во всех рассматриваемых случаях

гарантированно имел место наиболее неблагоприятный «диагональный» контакт в паре «корпус подшипника – продольные шпонки» (вариант «г», рисунок 3.1).

3.3. Факторы, вызывающие появление «диагонального» контакта

Анализ данных по перемещению выносных корпусов подшипников, изменению теплового состояния цилиндров турбин, изменению уклонов ригелей под выносными корпусами подшипников а также результатов обследования СКТР трубопроводов отборов пара большого диаметра (более 250 мм), показал, что поворот выносных корпусов подшипников турбин может происходить не только под влиянием факторов, указанных ранее в п.1.2.4 настоящей работы, но и в результате влияния других факторов, а именно:

- 1) действия на выносной корпус подшипника усилий со стороны цилиндра турбины;
- 2) действия на выносной корпус подшипника усилий со стороны присоединённых к корпусу подшипника маслопроводов.

3.3.1. Влияние усилий со стороны цилиндров турбины

Влияние усилий и моментов, приложенных к цилиндру турбины, на положение корпуса подшипника относительно оси турбины, рассмотрены на примере данных, полученных во время пуска турбины Т-100/130-130 ТМЗ ст. №2 Ново-Свердловской ТЭЦ, проходившего 06 – 07.10.1999 перед капитальным ремонтом. На момент проведения пуска штатные поперечные шпонки были заменены на поворотные поперечные шпонки. На рисунке 3.3 представлен график изменения величины разности перемещений сторон корпусов подшипников турбины. Графики изменения величин абсолютных перемещений сторон корпусов подшипников, изменения температурного состояния ЦВД и мощности турбоагрегата представлены на рисунке 3.4. Этот пример был выбран из множества выполненных исследований в связи с тем, что на протяжении

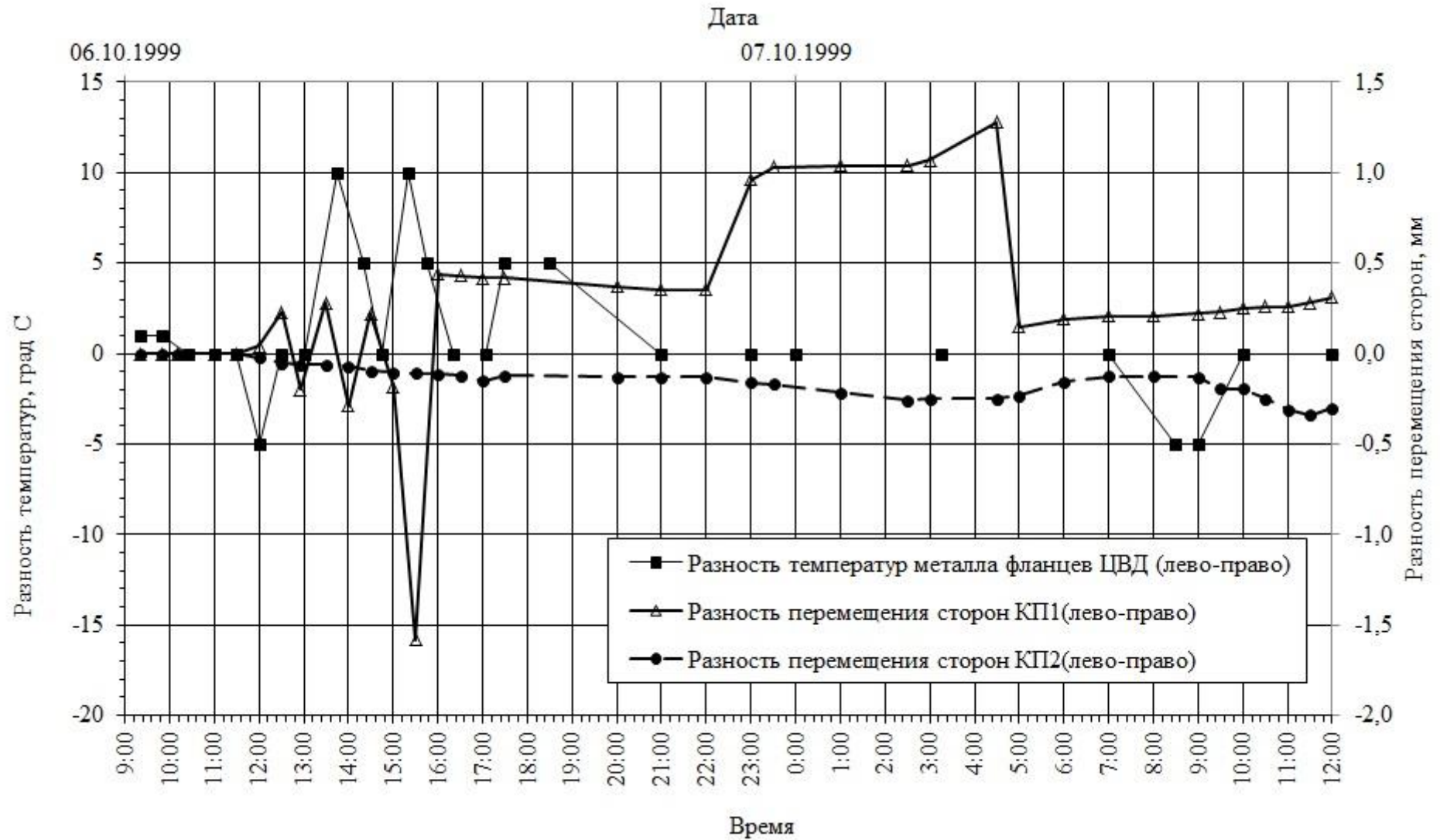


Рисунок 3.3 - Изменение разностей перемещений сторон корпусов подшипников и температуры фланцев ЦВД турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст.№2 Ново-Свердловской ТЭЦ

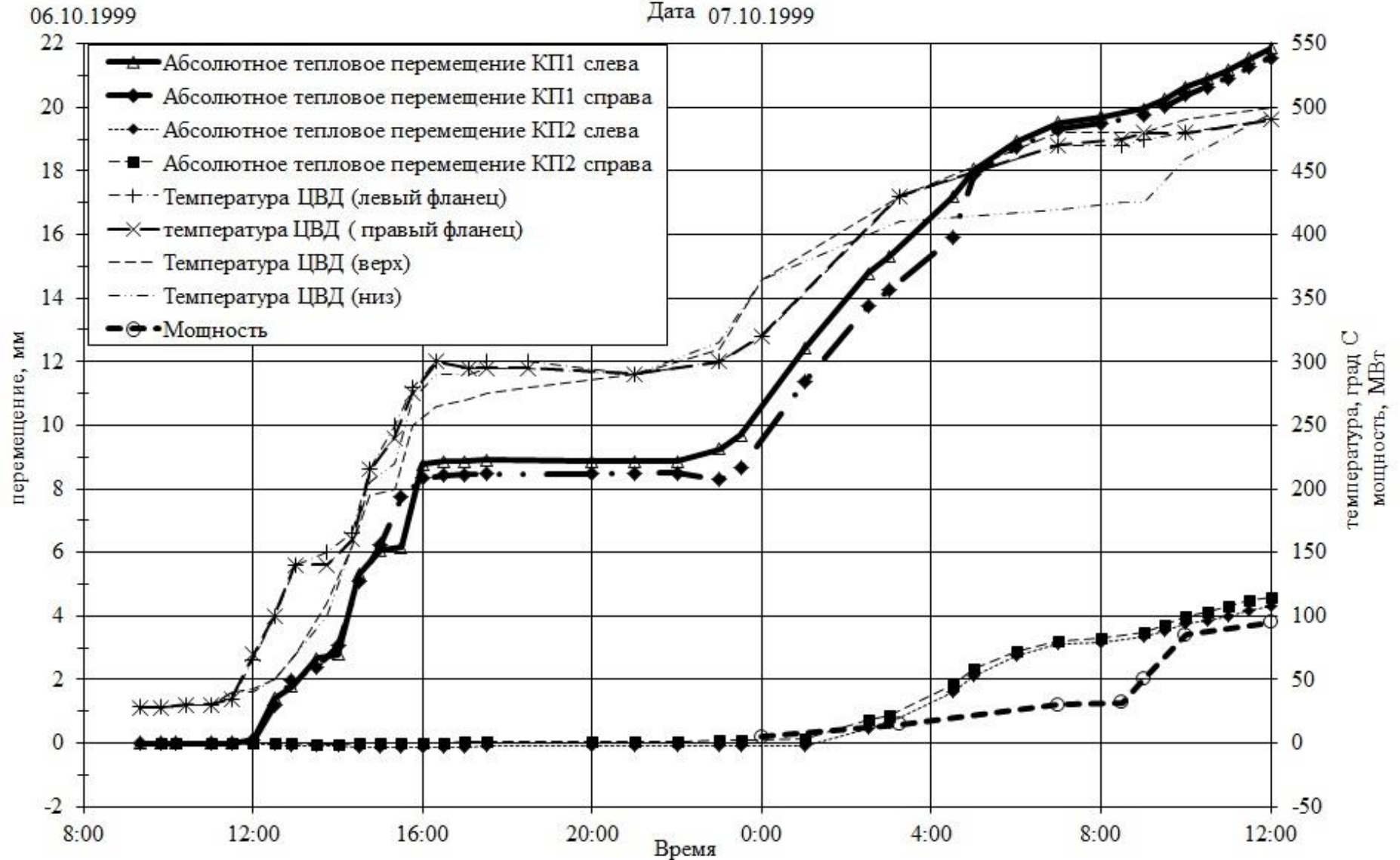


Рисунок 3.4 - Изменение параметров турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст.№2 Ново-Свердловской ТЭЦ

достаточно длительного периода практически отсутствовала разность температур фланцев ЦВД с левой и правой стороны.

В таблице 3.2 представлены сведения об основных этапах проведения пуска турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст.№2 Ново-Свердловской ТЭЦ 06-07.10.1999 г.

Таблица 3.2 – Пусковые операции турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст.№2 Ново-Свердловской ТЭЦ 06-07.10.1999 г.

| Время | Операция |
|------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 06.10.1999 | |
| 09:00 | Начало измерений |
| 09:30 | Начат прогрев главного паропровода до главной паровой задвижки |
| 10:00 | Подан пар на уплотнения |
| 10:10 | Начат набор вакуума (включён пусковой эжектор). |
| 10:20 | Пусковой маслонасос включён |
| 10:55 | Начат прогрев стопорного клапана и перепускных труб |
| 11:05 | Подан пар на обогрев фланцев и шпилек |
| 12:55 | Произведён толчок |
| 16:00 | Прекращена подача пара в турбину, выбег ротора и отключён пар на обогрев фланцев и шпилек |
| 21:00 | Вновь произведён толчок. В связи с приближением значений ОРР к предельным величинам включён обогрев фланцев и шпилек |
| 07.10.1999 | |
| 00:00 | Генератор включён в сеть, активная электрическая нагрузка 5 МВт. |
| 08:20 | Обогрев фланцев и шпилек отключён |
| 12:00 | Измерения были завершены при работе турбины под нагрузкой 95 МВт и по достижении значения температуры металла ЦВД величины 490 - 500 °С. |

Перемещения сторон корпусов подшипников контролировалось штангенциркулем с ценой деления 0,1 мм. Значение перемещения записывалось по результатам совпадения трёх замеров подряд. Остальные данные представлены по показаниям штатных приборов.

При анализе было принято, что разность перемещений сторон корпуса подшипника в сопоставимых точках положительна, если перемещение левой стороны (смотреть со стороны регулятора на генератор) больше, чем правой. То же относится и к разности температур фланцев ЦВД.

Из представленного на рисунке 3.3 графика видно, в начальный период прогрева турбины, до 16:00 06.10.1999, происходит серия поворотов корпуса переднего подшипника (КП1). Величина разности перемещения сторон КП1 изменяется от плюс 0,3 мм до минус 0,3 мм. В этот же период наблюдается изменение разности температур фланцев ЦВД от минус 5 до плюс 10 °С.

С 16:00 до 21:00 06.10.1999 г. тепловое состояние ЦВД, при отсутствии пропуска пара в проточную часть, стабилизировалось. В период с 21:00 06.10.1999 по 07:00 07.10.1999 температура фланцев левой и правой стороны ЦВД совпадала. Разность температур фланцев ЦВД отсутствовала.

После повторного толчка ротора в 21:00 06.10.1999 наблюдается изменение разности перемещений сторон КП1. К моменту включения генератора в сеть разность перемещения сторон КП1 увеличилась на 0,6 мм по сравнению с предыдущим периодом. Затем после 04:30 07.10.1999 наблюдается снижение величины разности перемещений сторон КП1 до 0,2 мм.

Как показал анализ, причиной такого изменения разности перемещений сторон КП1 является изменение температурного состояния ниток пароперепускных труб от стопорного клапана (СК) до регулирующих клапанов (РК). На рисунке. 3.5 представлена схема построенной автором по данным завода-изготовителя расчётной модели пароперепускных труб от СК до РК турбины Т-100/120-130 ТМЗ.

В прямоугольных рамках на схеме указаны номера патрубков оборудования, принятые при проведении расчёта. Патрубки 72, 74, 76 и 78 относятся к стопорному клапану. Патрубок 71 соответствует патрубку подвода пара к регулируемому клапану №1 (РК1). Патрубок 77 соответствует патрубку подвода пара к регулируемому клапану №2 (РК2). Патрубки 73 и 75 соответствуют патрубкам подвода пара к регулирующим клапанам №4 (РК2) и №3 (РК3).

При построении расчётной модели были приняты следующие направления осей системы координат:

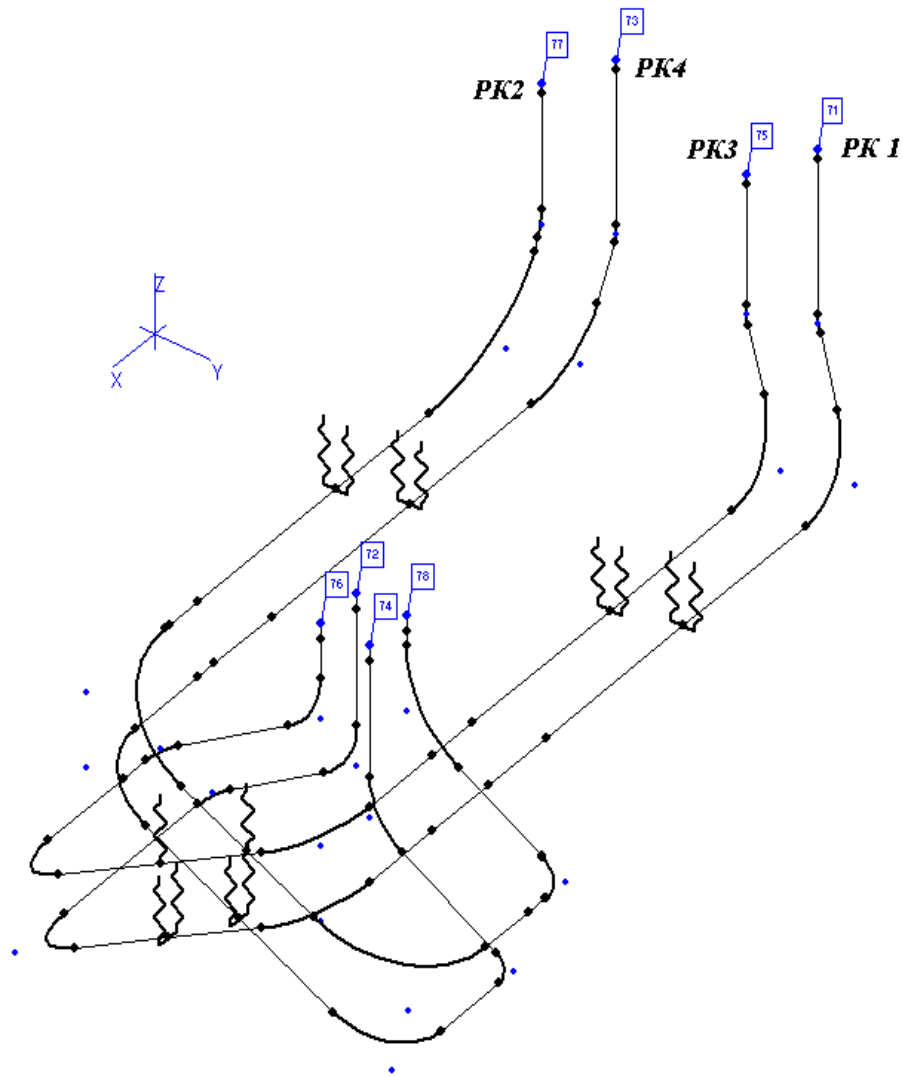


Рисунок. 3.5 - Схема расчётной модели пароперепускных труб СК-РК турбины Т-100/120-130 ТМЗ

- Ось X является проекцией оси турбины на горизонтальную плоскость, лежащую на отметке обслуживания и направлена от генератора на регулятор.
- Ось Y является проекцией оси конденсатора на ту же горизонтальную плоскость и направлена от стороны маслобака в сторону регенерации.
- Ось Z направлена вертикально вверх и проходит через пересечение осей X и Y.

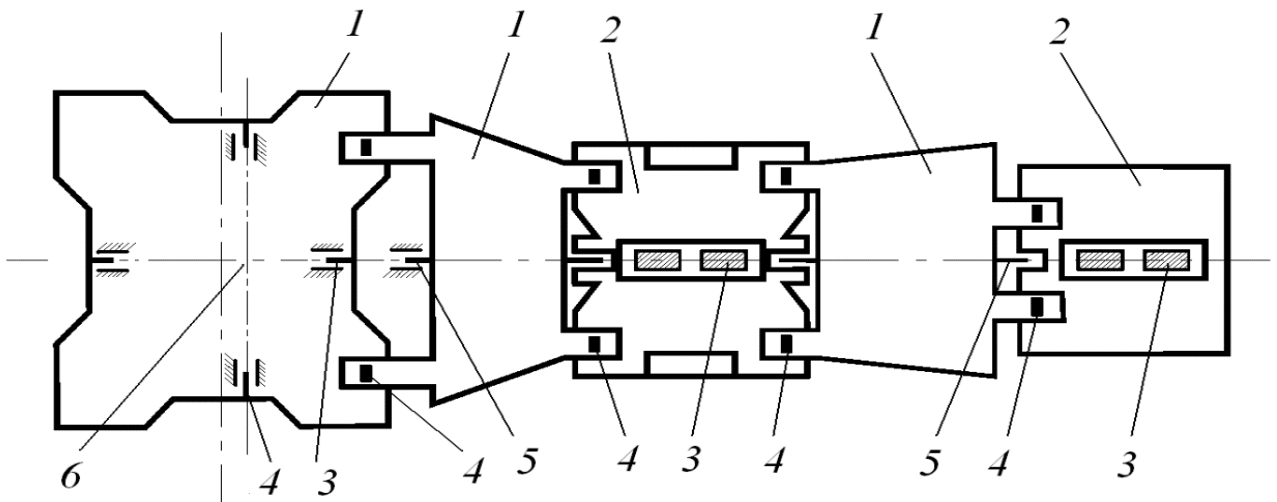
Поскольку первым открывается РК1, ветка 71-72 (подвода пара к РК1) становится горячее остальных веток. Соответственно, нарушается симметрия усилий и моментов, приложенных к ЦВД. При дальнейшем нагружении турбины открывается РК2. К 05:00 07.10.1999 ход штока сервомотора высокого давления составил около 80 мм. При таком ходе штока РК2 уже частично открыт, а РК3 ещё закрыт (БТ-213775ПМЗ «Устройство распределительное кулачковое. Программа и методика испытаний»). Ветка 77-78

(подвода пара к РК2) интенсивно прогревается, и симметрия приложения усилий восстанавливается.

Величина изменения разности перемещения сторон КП1 за период с 16:00 06.10.1999 по 12:00 07.10.1999 составила от 0,7 до 0,9 мм. Такая разность соответствует величине «эквивалентного зазора» 0,28 мм, что также превышает величину формулярного зазора на продольных шпонках КП1.

За все время пуска 06-07.10.1999 поведение корпуса среднего подшипника (КП2) было стабильным. Величина разности перемещений сторон КП2 достигала значения минус 0,34 мм.

На рисунке 3.6 представлена схема традиционной системы тепловых расширений трёхцилиндровой турбины, по которой построены СТП турбин семейства Т-100/120-130 ТМЗ.



1 – цилиндр турбины; 2 – выносной корпус подшипника; 3 – продольные шпонки; 4 – поперечные шпонки; 5 – вертикальная шпонка; 6 – фикс-пункт турбины.

Рисунок 3.6. - Схема традиционной СТП трёхцилиндровой турбины

На рисунке 3.7 представлена схема расчётного взаимного положения цилиндров и выносных корпусов подшипников турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст.№2 Ново-Свердловской ТЭЦ, построенная по результатам измерений перемещений корпусов подшипников за период с 00:00 по 04:00 07.10.1999. Красным цветом на схеме показаны оси ЦВД, ЦСД и выносных корпусов подшипников.

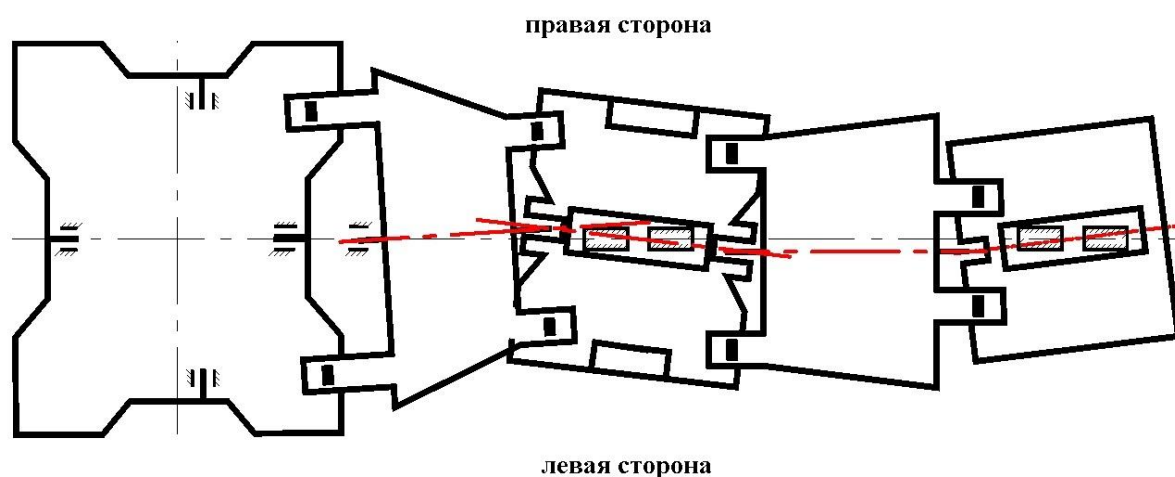


Рисунок 3.7. - Схема взаимного положения цилиндров и корпусов подшипников турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст. №2 Ново-Свердловской ТЭЦ во время набора мощности 07.10.1999.

Осмотр трубопроводов турбоустановки показал, что СКТР трубопроводов теплофикационных отборов не соответствовала проектным решениям завода-изготовителя турбины. При монтаже был допущен ряд грубых ошибок. На рисунке 3.8 представлена схема расчётной модели системы трубопроводов отбора пара на ПСГ-1 и ПНД-1 с указанием выявленных отклонений в ориентации стяжек линзовых компенсаторов.

Расчётный анализ системы трубопроводов отбора пара на ПСГ-1 и ПНД-1 показал, что при существовавшем выполнении трубопровода на ЦСД при первом пуске действовали значительные осевые (по оси X), сдвиговые (по оси Y) и разгружающие (по оси Z) усилия. Величины разгружающего и осевого усилий превышали 981 кН (100 тс). Сдвиговые, направленные в сторону регенерации, усилия превышали 196 кН (20 тс). В горизонтальной плоскости на цилиндр при первом пуске действовал крутящий момент величиной более 196 кН×м (20 тс×м).

В период капитального ремонта в 2000 году по рекомендациям, разработанным по предложенной автором методике [44], была реконструирована СКТР теплофикационных отборов: стяжки линзовых компенсаторов были установлены в положение, обеспечивающее минимально возможный уровень усилий и моментов, приложенных к патрубкам турбины. На поверхности скольжения корпусов подшипников было установлено металлофторопластовое покрытие.

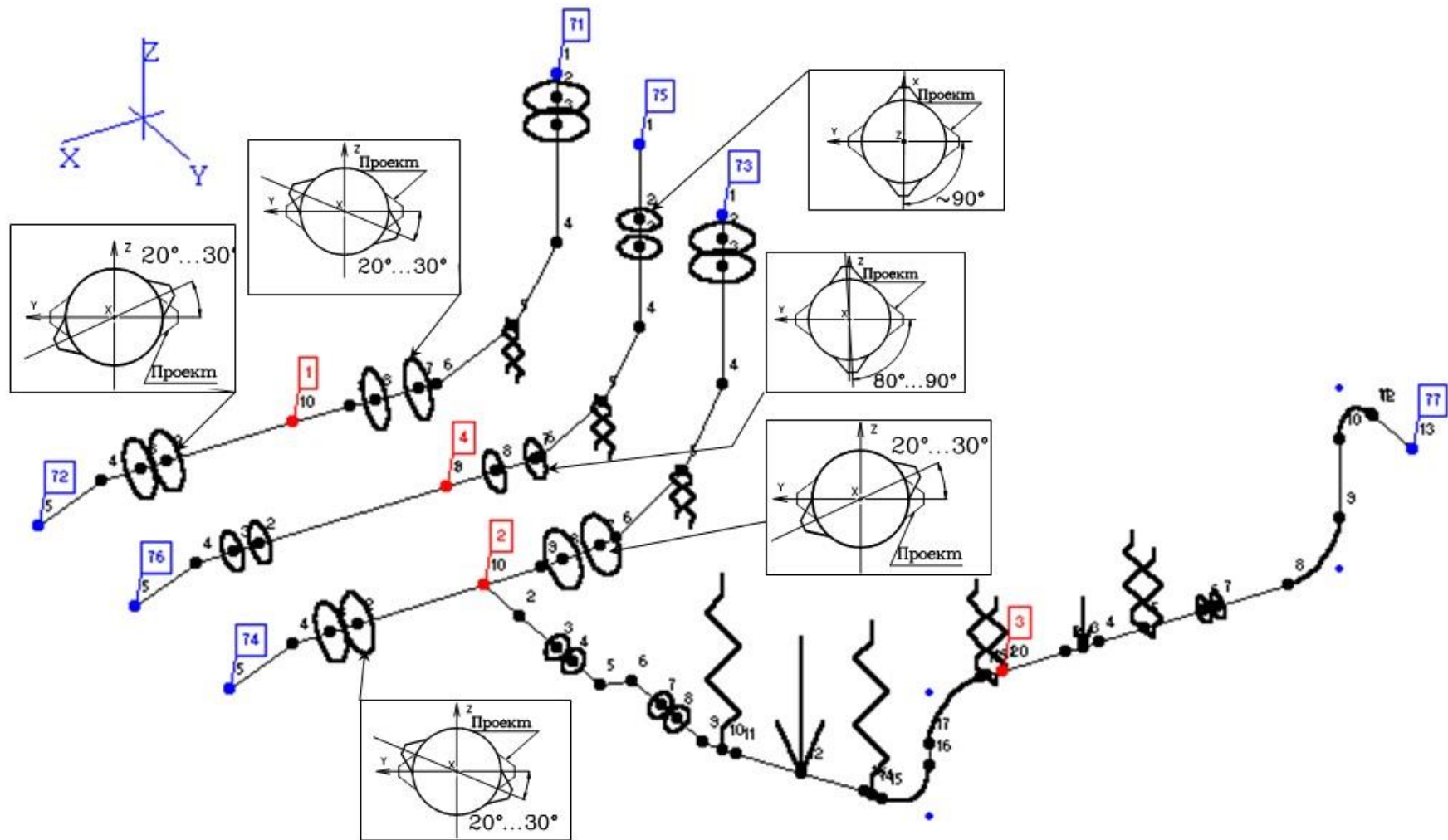


Рисунок 3.8. - Турбоустановка Т-100/120-130 ст.№2 Ново-Свердловской ТЭЦ. Отклонения разворотов стяжек линзовых компенсаторов от проекта.

Данные, полученные во время пуска турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст.№2 Ново-Свердловской ТЭЦ 06-07.10.2000 г. после капитального ремонта, показали, что величина «эквивалентного зазора» по продольным шпонкам КП2 уменьшилась практически в два раза и соответствовала формулярному зазору. Величина «эквивалентного зазора» на продольных шпонках КП1 также значительно, более чем в 2 раза, уменьшилась.

Аналогичная картина наблюдалась при пуске турбины ПТ-50-130/7 ТМЗ ст. № 12 АО «Ново-Кемеровская ТЭЦ» 25-26.11.2020.

Турбина ПТ-50-130/7 ТМЗ – двухцилиндровая турбина с регулируемыми производственным и теплофикационным отборами. Система тепловых расширений турбины построена по классической схеме, рассмотренной ранее в главе 1. Схема традиционной системы тепловых расширений двухцилиндровой турбины, представлена на рисунке 3.9. Обозначения на схеме совпадают с обозначениями на рисунке 3.6. Выхлопная часть ЦНД опирается непосредственно на заднюю и боковые фундаментные рамы, жёстко связанные с фундаментом турбины. На задней фундаментной раме организован фиксипункт турбины. Передняя часть ЦНД лапами опирается на КП2. ЦВД опирается лапами на КП2 и на КП1. КП1 и КП2 установлены на соответствующие фундаментные рамы, жёстко связанные с поперечными ригелями фундамента. Перемещение КП1 и КП2 вдоль оси турбины обеспечивается продольными шпонками. Зазоры в парах сопряжения «продольная шпонка – паз в подошве корпуса подшипников», по документации завода-изготовителя, должны находиться в пределах от 0,05 мм до 0,06 мм. Взаимное положение корпусов

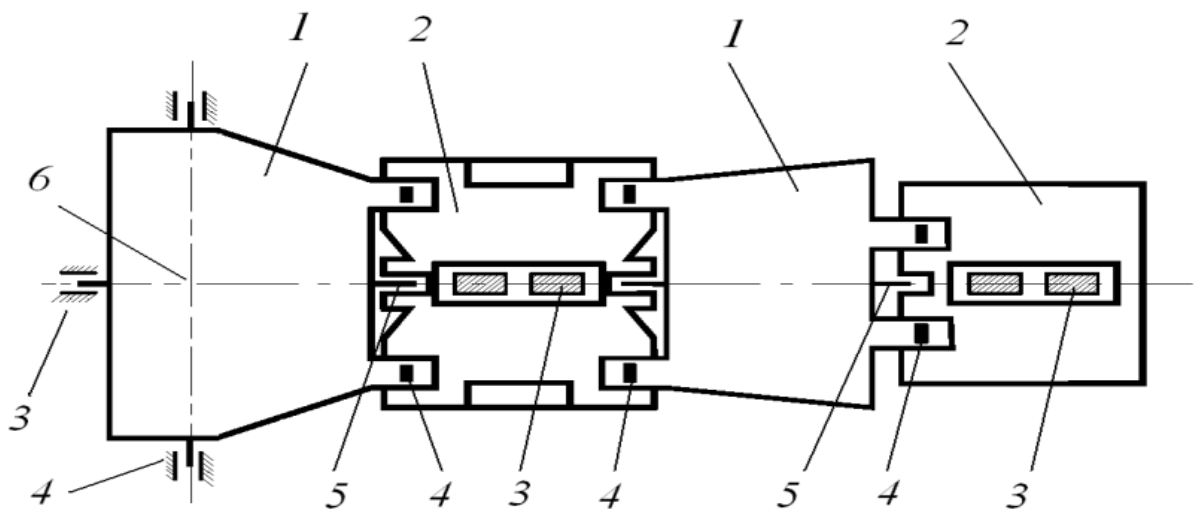


Рисунок 3.9. - Схема СТП двухцилиндровой турбины типа ПТ-50-130/7 ТМЗ

подшипников и цилиндров турбины в осевом направлении обеспечивают поперечные шпонки. Величина зазора в паре сопряжения «лапа – призматическая часть шпонки» должна находиться в диапазоне от 0,04 мм до 0,05 мм. Взаимное положение корпусов подшипников и цилиндров турбины в поперечном направлении обеспечивают вертикальные шпонки. Зазор по вертикальным шпонкам должен находиться в диапазоне от 0,04 мм до 0,05 мм. Антифрикционные покрытия на поверхностях скольжения выносных корпусов подшипников документацией завода-изготовителя не предусмотрены.

В таблице 3.3 представлена информация об основных этапах проведения пуска турбины ПТ-50-130/7 ТМЗ ст. № 12 АО «Ново-Кемеровская ТЭЦ» 25-26.11.2020.

Таблица 3.3 Пусковые операции турбины ПТ-50-130/7 ТМЗ ст. № 12
АО «Ново-Кемеровская ТЭЦ» 25-26.11.2020

| Время | Операция |
|-----------------|----------------------------------------------------|
| 25.11.20 | |
| 13:20 | Включено ВПУ |
| 20:45 | Начат прогрев паропроводов на эжектор и уплотнения |
| 22:20 | Включён ПМН |
| 26.11.20 | |
| 00:25 | Подан пар на уплотнения |
| 00:25 | Прогрев перепускных труб |
| 00:50 | Толчок. 500 об/мин |
| 01:05 | Подача пара на ОФШ |
| 01:10 | Закрыта продувка перепускных труб |
| 01:40 | 1000 об/мин |
| 04:00 | Включение в сеть. 3 МВт |
| 06:52 | Включение производственного отбора, нитка А |
| 08:59 | Включение производственного отбора, нитка Б |
| 09:10 | Включение нижнего теплофикационного отбора |

На рисунке 3.10 представлены данные по перемещениям сторон корпусов подшипников во время пуска.

Перемещение корпусов подшипников контролировалось датчиками ДВТ-50 (ООО НПП «Вибробит»). Регистрация показаний датчиков выполнялась мобильным специализированным программно-измерительным комплексом (СПИК), разработанным ООО «СНГ-ЕК». Программно-аппаратное решение СПИК состоит из устанавливаемого

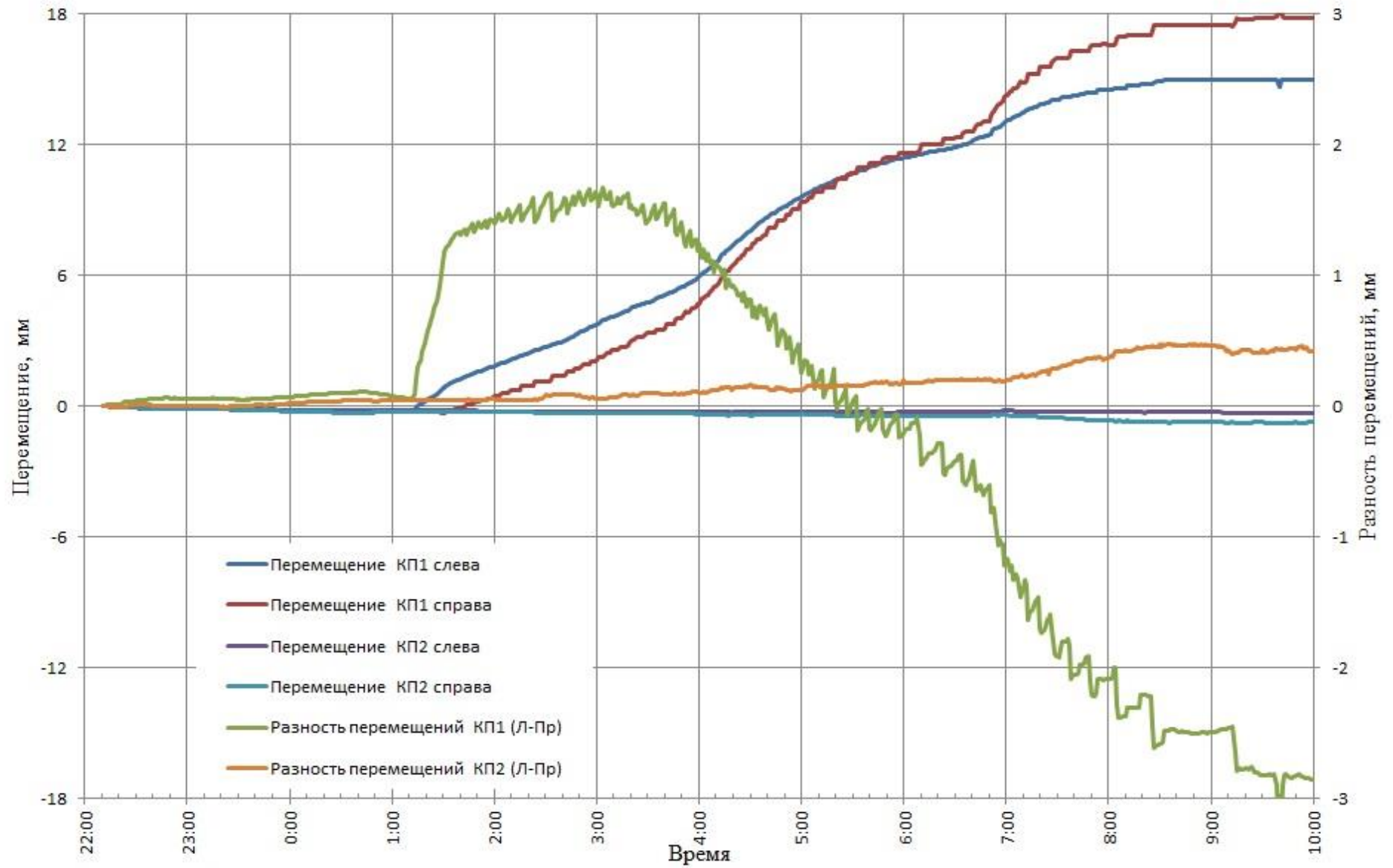


Рисунок 3.10 - Перемещения корпусов подшипников и разности перемещений сторон корпусов подшипников турбины ПТ-50-130/7 ТМЗ ст.№ 12 АО «Ново-Кемеровская ТЭЦ» во время пуска из холодного состояния 25-26.11.2020

на ноутбуке программного обеспечения ПТК «Саргон», (регистрационный номер в государственном реестре средств измерений №52586-13), который собирает информацию с контроллера «ПЛК-63» производства ООО «ПО «ОВЕН» (регистрационный номер в государственном реестре №45302-10).

Выполненное обследование опорно-подвесной системы и СКТР трубопроводов выявило многочисленные нарушения требований нормативной документации [121]. В том числе были выявлены такие грубейшие нарушения, как отсутствие видимых зазоров между изоляцией трубопроводов и строительными конструкциями (рисунок 3.11). Кроме того, выявлено отсутствие предусмотренных проектом завода-изготовителя турбины неподвижных опор трубопровода производственного отбора, в результате чего на ЦНД турбины действовали нерасчётные нагрузки при включении производственных отборов в работу. По результатам обследования разработаны рекомендации по устранению выявленных нарушений.

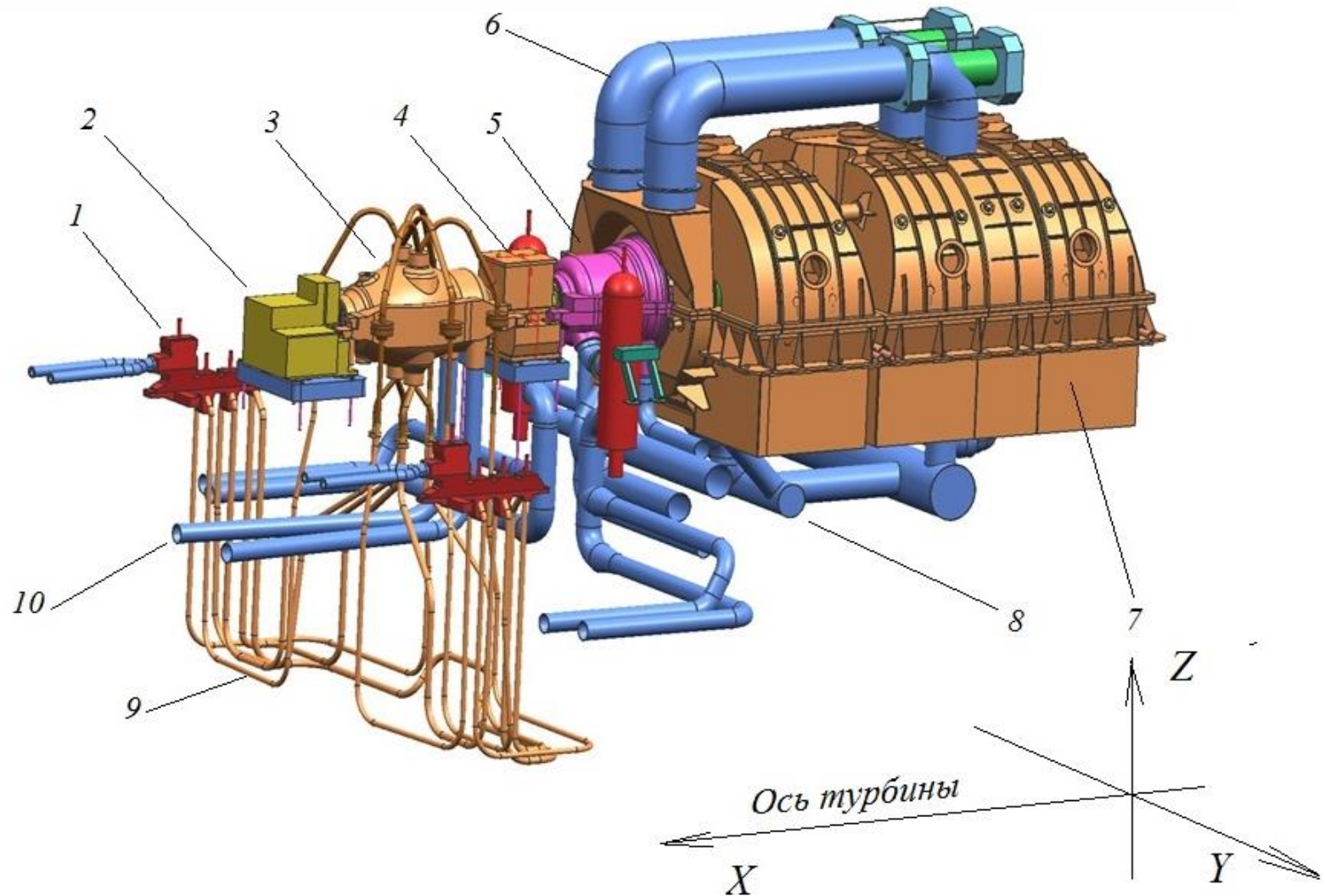


Рисунок 3.11 - Отсутствие зазора между изоляцией трубопровода и фундаментом турбоагрегата ПТ-50-130/7 ТМЗ ст.№ 12 АО «Ново-Кемеровская ТЭЦ»

3.3.2. Минимизация влияния присоединённых к цилиндрам турбины трубопроводов

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

В качестве примера на рисунке 3.12 представлена 3-D модель турбины К-330-24,5-4 УЗЭМ для Рефтинской ГРЭС с присоединёнными паропроводами.



1 – блок стопорно-регулирующих клапанов; 2 – корпус переднего подшипника; 3 – ЦВД; 4 – корпус среднего подшипника; 5 – ЦСНД; 6 – перепускные трубы низкого давления; 7 – ЦНД; 8 – трубопроводы отборов пара; 9 – перепускные трубы высокого давления; 10 – трубопроводы промпрегрева

Рисунок 3.12. - Обвязка турбины К-330-24,5-4 УЗЭМ паропроводами.

Полностью показаны перепускные трубы между блоками стопорно-регулирующих клапанов и ЦВД, а также перепускные трубы (ресиверы) между ЦСНД и ЦНД. Остальные трубопроводы (подвод свежего пара, ХПП и ГПП, трубопроводы отборов) показаны частично, только в части вывода из-под фундамента. Условно не показаны:

- трубопроводы уплотнений;
- опорно-подвесная система (ОПС) трубопроводов, через которую трубопроводы опираются (подвешены) на металлоконструкции площадок обслуживания.

Со стороны присоединённых трубопроводов на патрубки цилиндров турбины действует система сил и моментов. На рисунке 3.13, в качестве примера, представлены проекции главного вектора и главного момента системы сил действующей на 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

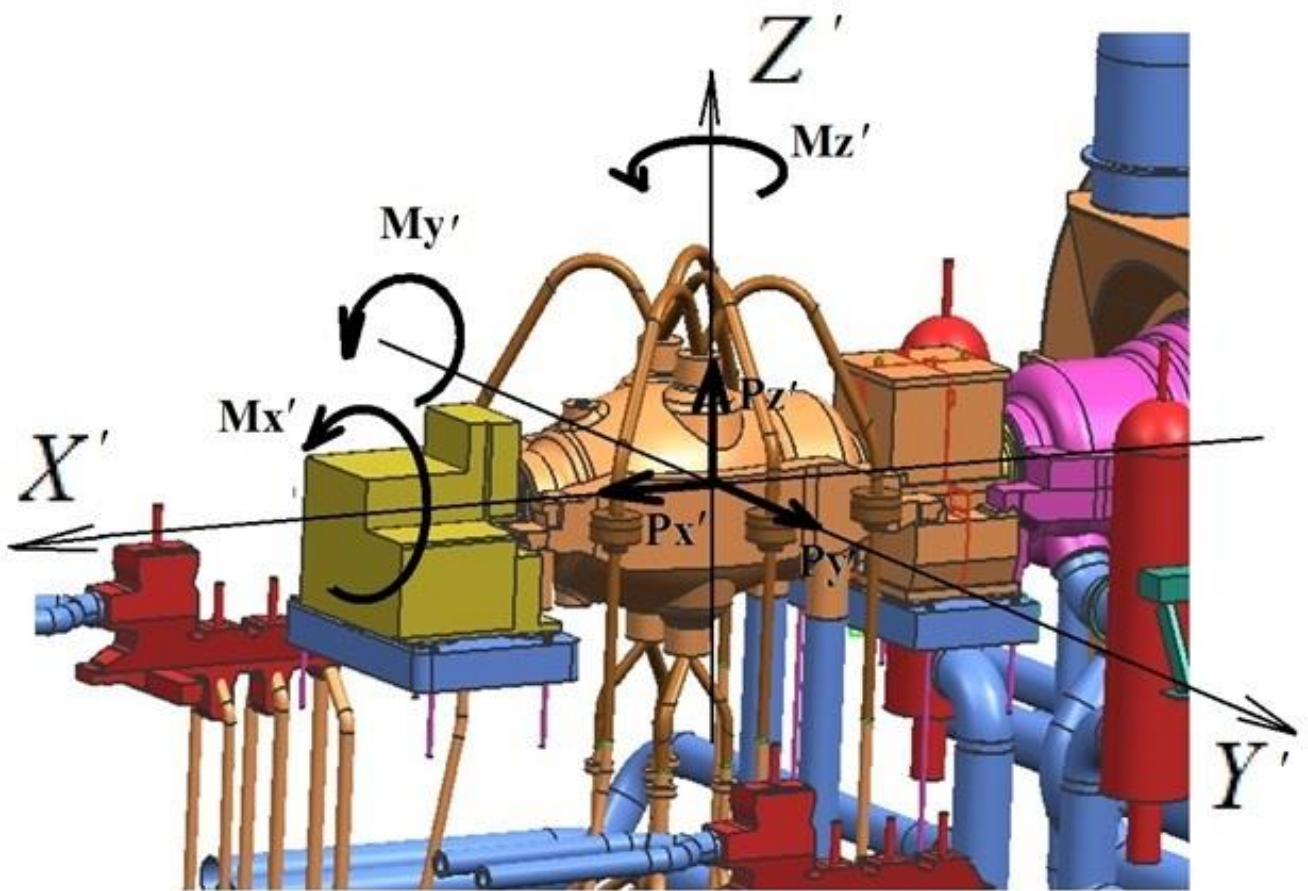


Рисунок. 3.13 - Проекция главного вектора системы сил и момента системы сил, приложенных к цилиндру турбины

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. Для полного исключения влияния системы присоединённых к цилиндру турбины трубопроводов на положение корпуса подшипников необходимо, чтобы направление проекция главного вектора сил на горизонтальную плоскость совпадала с осью турбины, то есть, чтобы полностью отсутствовали сдвиговые усилия и моменты относительно вертикальной оси, поворачивающие цилиндр турбины в горизонтальной плоскости.

Достаточным условием для исключения влияния присоединённых к цилиндру турбины трубопроводов на взаимное положение корпуса подшипника и продольных шпонок, как было показано ранее автором для трубопроводов большого диаметра [44], было бы такое устройство трубопроводов, при котором:

- величина суммарного сдвигового усилия от всех трубопроводов, присоединённых к цилиндру турбины, на всех переходных режимах меньше величины силы трения, возникающей при перемещении лап цилиндра относительно опорных поверхностей корпуса подшипников, и меньше силы трения, возникающей на подошве корпуса подшипника при его перемещении по фундаментной раме;
- величина момента относительно оси Z' недостаточна для преодоления сил трения на опорных поверхностях лап цилиндра и сил трения на подошве корпуса подшипника при его перемещении по фундаментной раме.

Ранее в главе 1 отмечалось, что компенсация тепловых расширений трубопроводов высокого давления достигается за счёт самокомпенсации, т.е. за счёт собственной гибкости, когда уровень напряжений в элементах трубопроводов не превышает допустимый. Компенсация тепловых расширений трубопроводов большого диаметра низкого давления, к которым относится часть трубопроводов регенеративных отборов и трубопроводы теплофикационных отборов, достигается, как отмечалось ранее в главе 1, за счёт применения специальных устройств – угловых линзовых компенсаторов.

Трассировка трубопроводов и характеристики компенсаторов выбираются из обеспечения двух условий:

- уровня напряжений в элементах трубопровода;
- величин усилий и моментов, приложенных к патрубкам оборудования.

При проектировании трубопроводов паротурбинной установки расчёты трубопроводов на прочность и самокомпенсацию выполняются обычно только для двух состояний: холодного и рабочего. Под рабочим состоянием трубопровода понимается состояние, когда температура металла трубопровода достигает максимально возможного значения и перемещение точек крепления трубопровода к оборудованию соответствует максимально возможному перемещению. У эксплуатируемых в настоящее время турбоагрегатов расчёты для определения усилий и моментов, действующих на цилиндр турбины в зависимости от очередности изменения теплового состояния трубопроводов, например, при пуске турбины или включении отборов, на стадии проектирования турбоустановки не выполнялись.

Необходимо отметить, что величина усилий и моментов, действующих на патрубки оборудования, кроме принятых проектных решений, зависит от качества выполнения монтажных работ. Визуально выявить отклонения исполнения трубопровода высокого давления от проектных решений весьма трудно. Наиболее эффективным способом контроля правильности монтажа является поэтапное «взвешивание» лап цилиндра турбины после присоединения каждого трубопровода. В практике автора был случай, когда при взвешивании лап нижней половины цилиндра вновь монтируемой турбины Р-105-12,8/1,5 ст. №5 Ново-Салаватской ТЭЦ после монтажа трубопровода производственного отбора (выхлопа) величина разности весовых нагрузок по задним лапам цилиндра турбины составила около 275 кН (28 тс). Отсоединение труб от цилиндра турбины показало, что при монтаже были выполнены несанкционированные монтажные натяги, причём разной длины.

Несколько проще выявить отклонения в СКТР трубопроводов большого диаметра. Автором ранее была предложена и успешно внедрена методика [44] минимизации усилий и моментов, действующих на цилиндр турбины со стороны трубопроводов отборов, оборудованных линзовыми компенсаторами за счёт оптимизации ориентации стяжек линзовых компенсаторов. Тем не менее, как и для трубопроводов высокого давления,

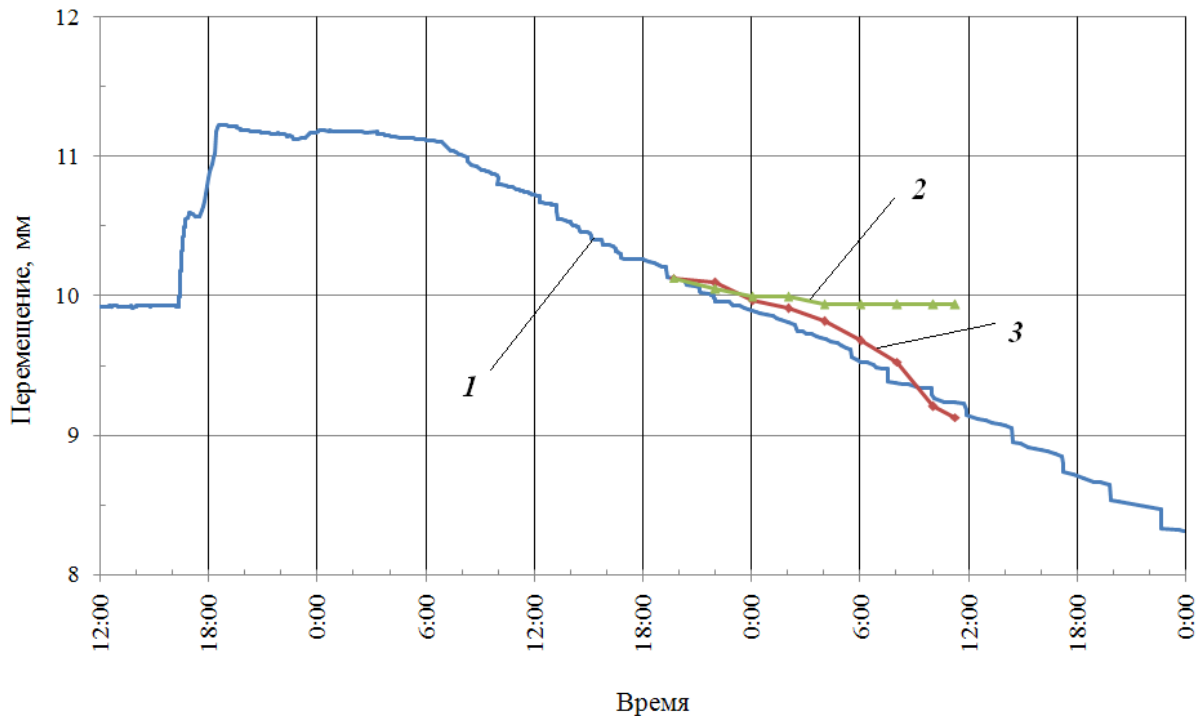
полностью исключить влияние скрытых отклонений от проектных решений для трубопроводов низкого давления нельзя.

Исходя из вышеизложенного можно сделать вывод, что для исключения возникновения «диагонального» контакта в паре «корпус подшипника – продольные шпонки» необходимо в дополнение к минимизации усилий и моментов, действующих со стороны трубопроводов на цилиндр турбины, определить условия, при которых возникновение «диагонального» контакта затруднено.

3.3.3. Влияние маслопроводов, присоединённых к корпусам подшипников

Другим фактором, оказывающим влияние на положение корпуса подшипника относительно продольных шпонок, является действие усилий от маслопроводов смазки и регулирования, присоединённых к корпусу подшипника.

Как отмечалось ранее в главе 1, на новой турбине КТ-63-7,7 УТЗ ст.№1 Академической ТЭЦ (Свердловский филиал «Т плюс») при пуске после комплексного опробования наблюдалась повышенная вибрация, не позволившая взять нагрузку более 30 МВт. Максимальное перемещение КПП, по показаниям штатного прибора абсолютного перемещения составило 11 мм при расчётной величине перемещения –15 мм. Характер перемещения КПП во время пуска, по данным штатного датчика абсолютного теплового расширения (рисунок 2.1) и оценке эксплуатационного персонала, не имел каких-либо явных особенностей, кроме меньшей, по сравнению с предыдущим пуском, величины перемещения корпуса подшипника. Для выявления и устранения причин неудовлетворительного вибрационного состояния опор валопровода было принято решение вначале разгрузить, а затем остановить турбину. Поскольку датчик теплового расширения в соответствии со штатной схемой завода-изготовителя был установлен только с одной стороны (левой), то исходя из опыта ранее выполненных исследований персоналу станции было рекомендовано с обеих сторон корпуса подшипника дополнительно для контроля перемещения установить часовые индикаторы. Данные, полученные с использованием индикаторов (рисунок 3.14), показали, что величина перемещения правой стороны корпуса подшипника отличалась от величины перемещения левой стороны на 0,8 мм, т.е. выявлено, что



1 – по показаниям штатного прибора; 2 – по часовому индикатору справа;
3 – по часовому индикатору слева.

Рисунок 3.14 - Перемещение КПП турбины КТ-63-7,7 УТЗ ст.№1 Академической ТЭЦ при наборе нагрузки и останове

происходил поворот корпуса подшипника относительно оси турбины. Величина «эквивалентного зазора» составила 0,25 мм. Соответственно можно утверждать, что имел место «диагональный» контакт в паре «корпус подшипника – продольные шпонки».

Последующий осмотр направляющего паза в подошве корпуса подшипника подтвердил наличие «диагонального» контакта в паре «корпус подшипника – продольные шпонки». Было выявлено наличие вмятин и натиров на боковой поверхности паза (рисунок 3.15). Также натирывы были обнаружены на боковых поверхностях продольных шпонок (рисунок 3.16).

Осмотр трубопроводов, присоединённых к цилиндру турбины, не выявил каких-либо отклонений от проектной документации.

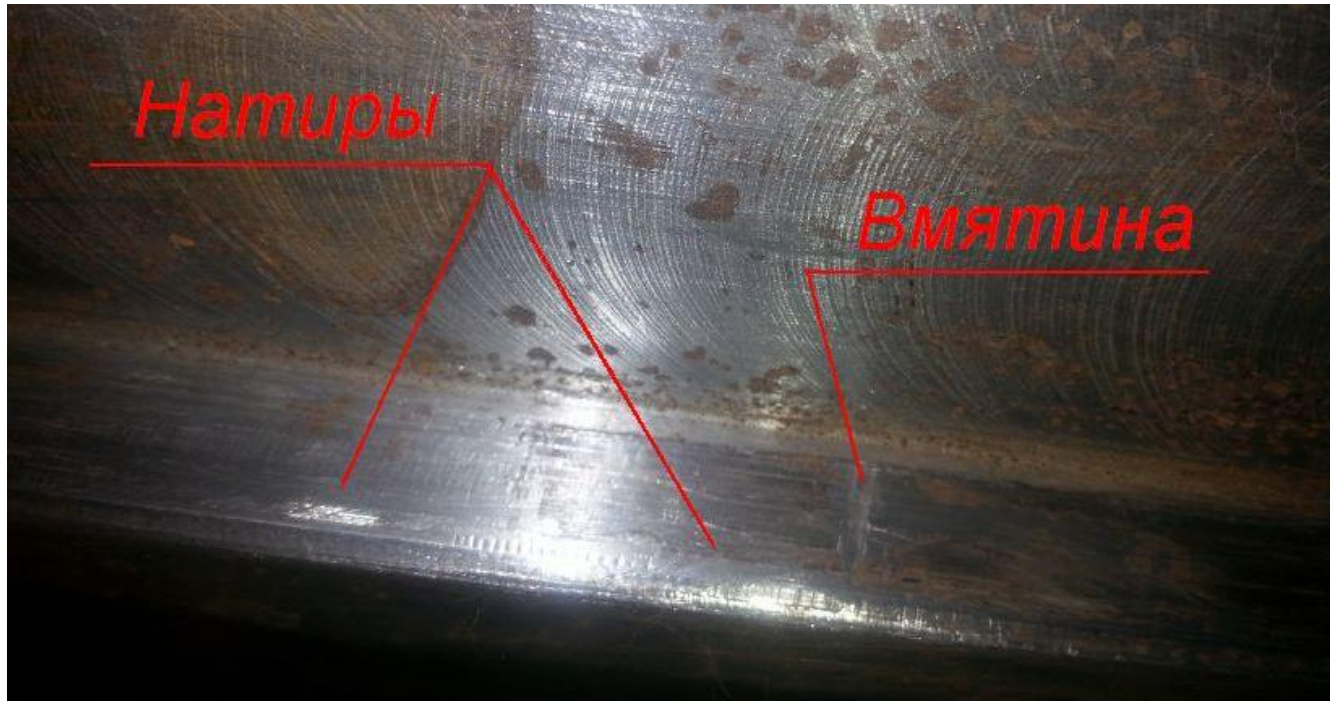


Рисунок 3.15 - Вмятины и натиры на боковой поверхности паза КП1 турбины КТ-63-7,7 УТЗ ст.№1 Академической ТЭЦ

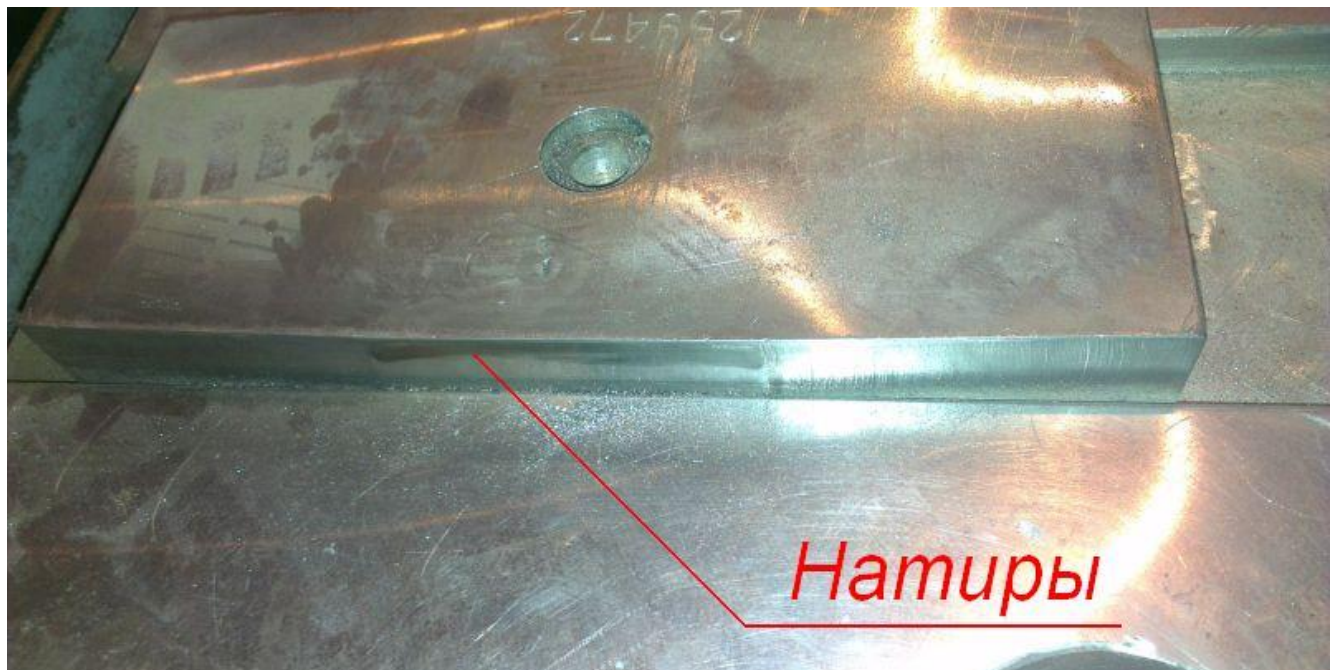


Рисунок 3.16 - Натиры на продольных шпонках турбины КТ-63-7,7 УТЗ ст.№1 Академической ТЭЦ

Соответственно, можно предположить, что проблема затруднённых перемещений корпуса подшипников не была решена. Из представленных на рисунке 2.1 графиков (периодичность записи данных – 1 с) видно, что характер перемещения корпуса подшипников после ремонта не изменился. Значительные горизонтальные участки на кривых указывают на наличие затруднений при тепловых расширениях, когда при росте температуры металла цилиндра положение корпуса относительно фундаментной рамы не изменяется. Во время пуска после выполнения рекомендованных заводом-изготовителем турбины мероприятий величина абсолютного перемещения корпуса подшипника, по показаниям штатного прибора, практически достигла расчётного значения. Но необходимо отметить, что относительное перемещение корпуса подшипника (разность показаний штатного прибора) при равных значениях температур до и после ремонта практически совпадают. В интервале температур от 50°C до 250°C относительное перемещение корпуса подшипника до ремонта составило 7 мм, а после ремонта 8 мм.

Для выявления влияния трубопроводов присоединённых к цилиндру турбины КТ-63-7,7 УТЗ, была с участием автора разработана методика определения и оценки усилий и моментов действующих на цилиндр турбины во время проведения пуска [163, 187, 189]. Необходимо отметить, что эта турбина имеет дроссельное парораспределение: нитки перепускных труб от блока стопорно-регулирующих клапанов до паровпуска цилиндра турбины прогреваются одновременно, отсутствует влияние разной температуры ниток трубопровода. Турбина КТ-63-7,7 УТЗ предназначена для эксплуатации в составе ПГУ и в её схеме отсутствуют отборы на регенерацию. Соответственно отсутствует влияние этих отборов. Расчётное исследование изменения усилий и моментов, действующих на цилиндр турбины в процессе пуска из холодного состояния, выполненное Гавриловым П.Я. с участием автора [189], показало, что для турбины КТ-63-7,7 УТЗ упомянутые в разделе 3.3.2 условия исключения влияния присоединённых к цилиндру турбины трубопроводов на положение корпуса подшипника выполняются.

Зимой 2020 года на турбине КТ-63-7,7 УТЗ ст.№1 Нижнетуринской ГРЭС после выполненного капитального ремонта не удалось взять максимальную тепловую нагрузку в связи с достижением на нескольких упорных колодках предельно допустимых значений температуры баббита. Как видно из данных первого пуска после капитального ремонта, представленных на рисунке 3.17, максимальное перемещение корпуса подшипника, по показаниям штатных приборов, составило около 6 мм для правой стороны и около 8 мм

для левой стороны. Разность перемещений левой и правой сторон корпуса подшипника достигала, как минимум, величины 1,8 мм.

В 2021 году были выполнены исследования по определению возможных причин затруднённых тепловых перемещений корпуса подшипника. Исследование проводилось с оснащением турбины системой СДАРТ [120]. Принципиальная схема расстановки датчиков представлена на рисунке 3.18. На корпус подшипника были установлены датчики уклонов УП1 и УП2 с правой и левой сторон корпуса подшипника соответственно. На фундаментную раму были установлены датчики уклонов УР1 и УР2 с правой и левой сторон от корпуса подшипника соответственно. На фундаментной же раме, со стороны цилиндра турбины были установлены датчики линейных перемещений ОП1 и ОП2 для контроля за перемещениями правой и левой сторон корпуса подшипника вдоль оси турбины. Подвижный элемент датчика крепился к корпусу подшипника магнитным держателем. Контроль поперечных перемещений лап ПП1 и ПП2 осуществлялся аналогичными датчиками, установленными непосредственно на лапы цилиндра турбины. Подвижный элемент крепился к Г-образному прижиму.

На рисунке 3.19 представлены результаты измерений перемещения сторон корпуса подшипника и изменения теплового состояния цилиндра турбины во время пуска в период с 13:00 26.03.2021 по 23:00 27.03.2021. Видно, что при максимальном значении температуры металла цилиндра абсолютное перемещение корпуса подшипника составило около 6 мм. Разность перемещения сторон, по данным полученным СДАРТ, составила 0,4 мм (см. таблицу 3.1). Величина уклона ригеля, по показаниям уклономера, установленного с левой стороны от оси турбины, достигала значения 1,4 мм/м. А по показаниям датчика, установленного справа от оси турбины – 0,6 мм/м (рисунок 3.20). Разность показаний уклономеров свидетельствует о том, что корпус подшипника поворачивается относительно оси турбины, в данном случае – против часовой стрелки, если смотреть сверху.

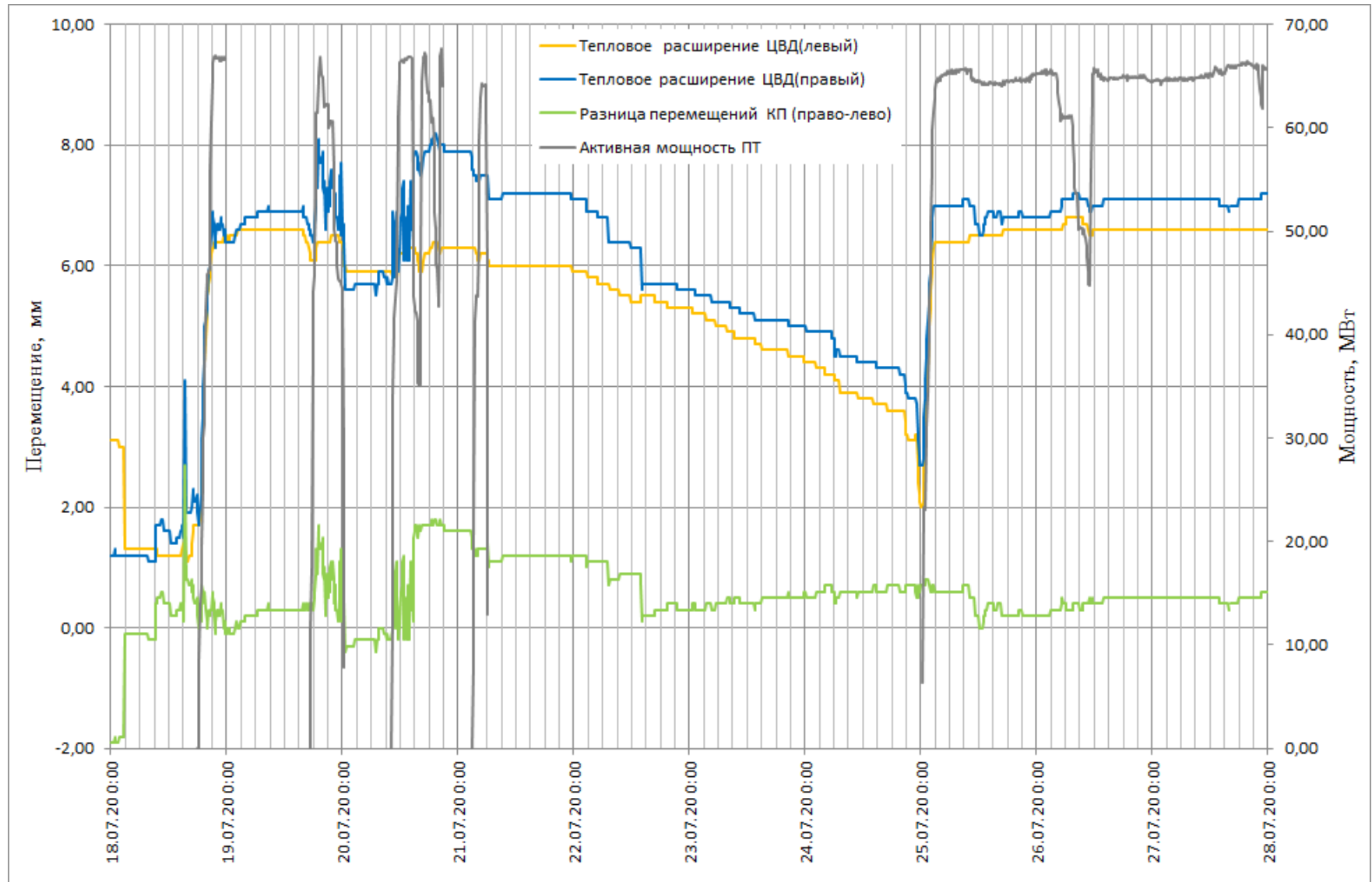


Рисунок 3.17 - Перемещение корпуса подшипника турбины КТ-63-7,7 УТЗ ст.№1 Нижнетуринской ГРЭС за период с 18 по 28.07.2020

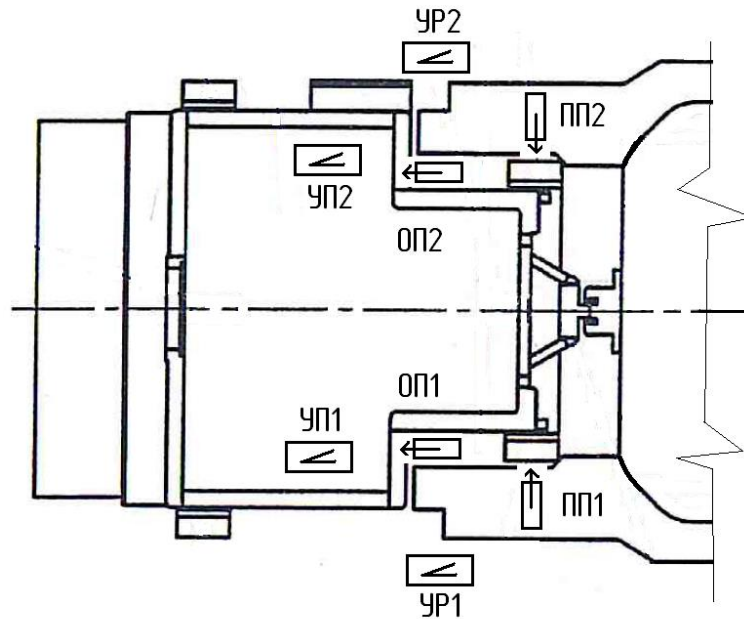


Рисунок 3.18 - Схема установки датчиков СДАРТ

На основе расчётного анализа моделей трубопроводов, присоединённых к цилиндру, выполненного автором, были определены и исключены при последующем осмотре возможные места заземлений трубопроводов пара.

Расчётный анализ проектной документации на маслопроводы, присоединённые к корпусу переднего подшипника, показал, что негативное влияние на перемещение корпуса подшипника может оказывать маслопровод регулирования, выполненный по чертежу БТ-268795(рисунок 3.21), в частности линия «13» – «На всас силового насоса подвод от главного инжектора» и линия «14» – «Напорный от пускового насоса».

Для всех присоединённых к корпусу подшипника маслопроводов регулирования предусмотрен монтажный натяг 15 мм вдоль оси турбины. При этом необходимо отметить, что для маслопроводов смазки выполнение монтажного натяга документацией завода-изготовителя не предусмотрено.

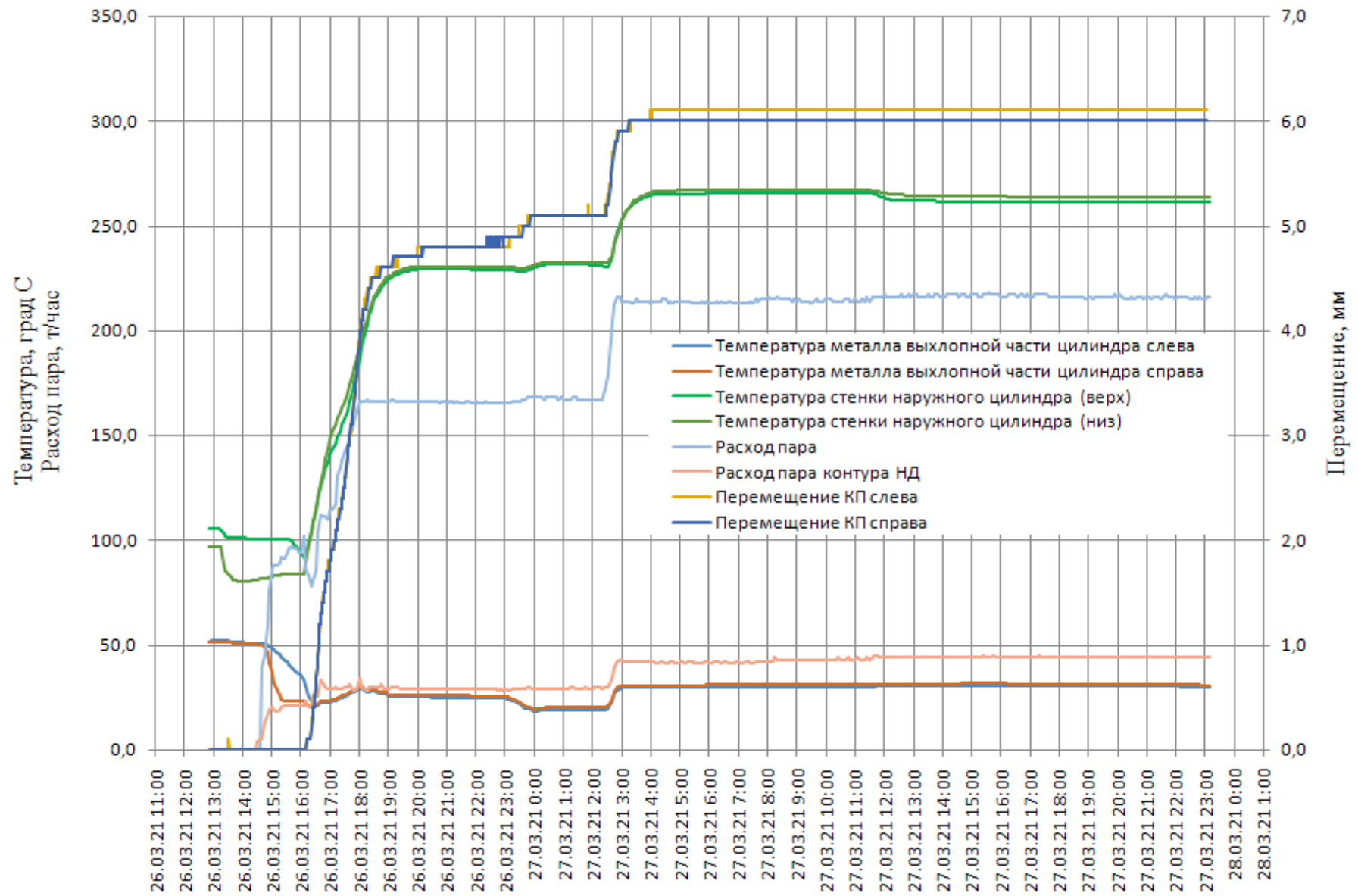


Рисунок 3.19 - Перемещение корпуса подшипника (по данным СДАРТ) и изменение теплового состояния цилиндра турбины

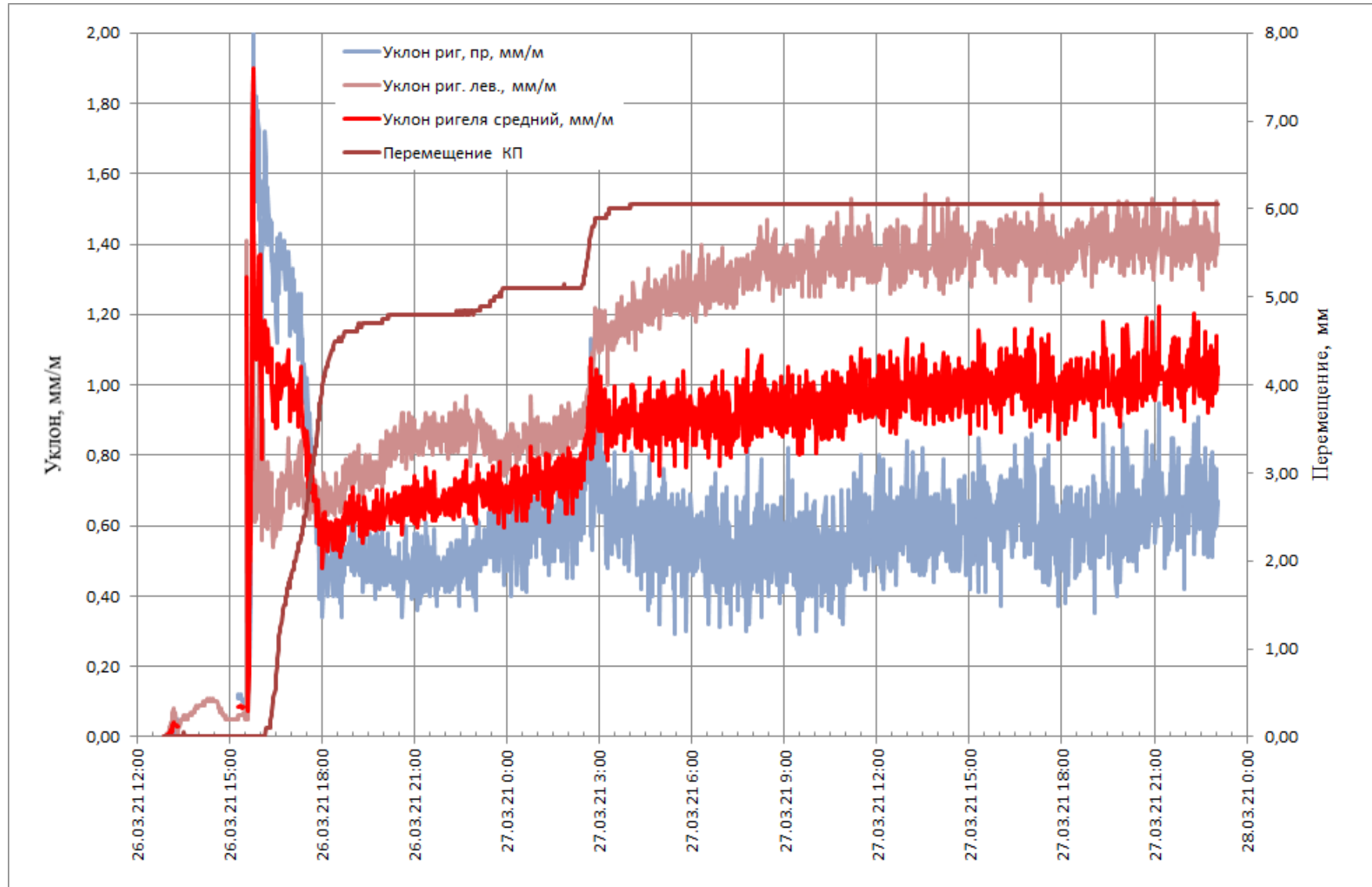


Рисунок 3.20 - Изменение уклона ригеля во время пуска 26-27.03.2021

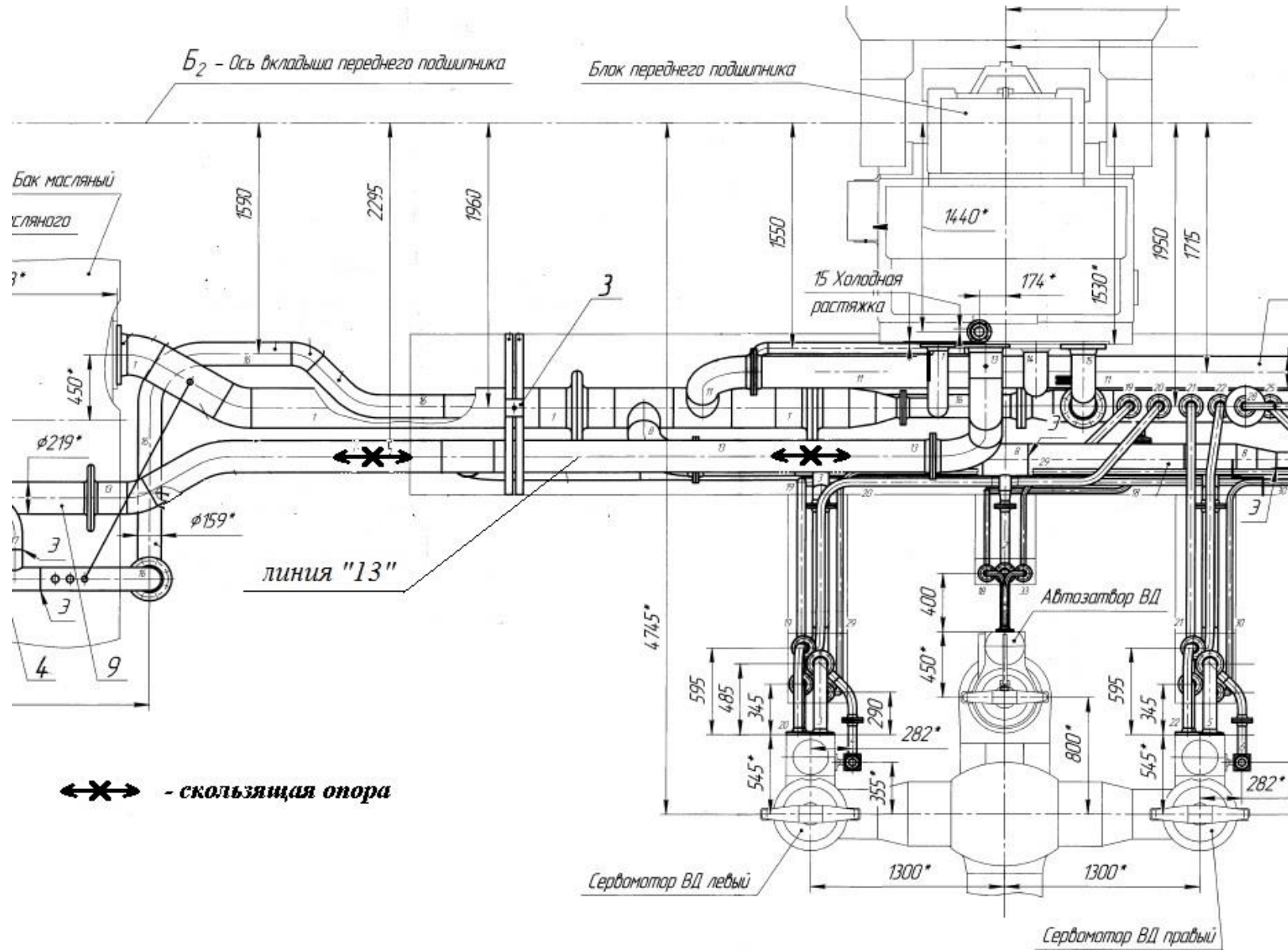


Рисунок 3.21 - Выкопировка из чертежа БТ-268795 «Маслопровод регулирования»

Маслопровод линии «13» имеет диаметр 213 мм. В непосредственной близости от маслобака на линии установлено два линзовых компенсатора, которые защищают инжекторную группу от усилий и моментов со стороны маслопровода. На участке между корпусом подшипника и ближайшим к нему линзовым компенсатором предусмотрена организация, как минимум, двух скользящих направляющих опор. Кроме того, предусмотрена опора, поз. 2 крепящаяся непосредственно к маслобаку (рисунок 3.22).

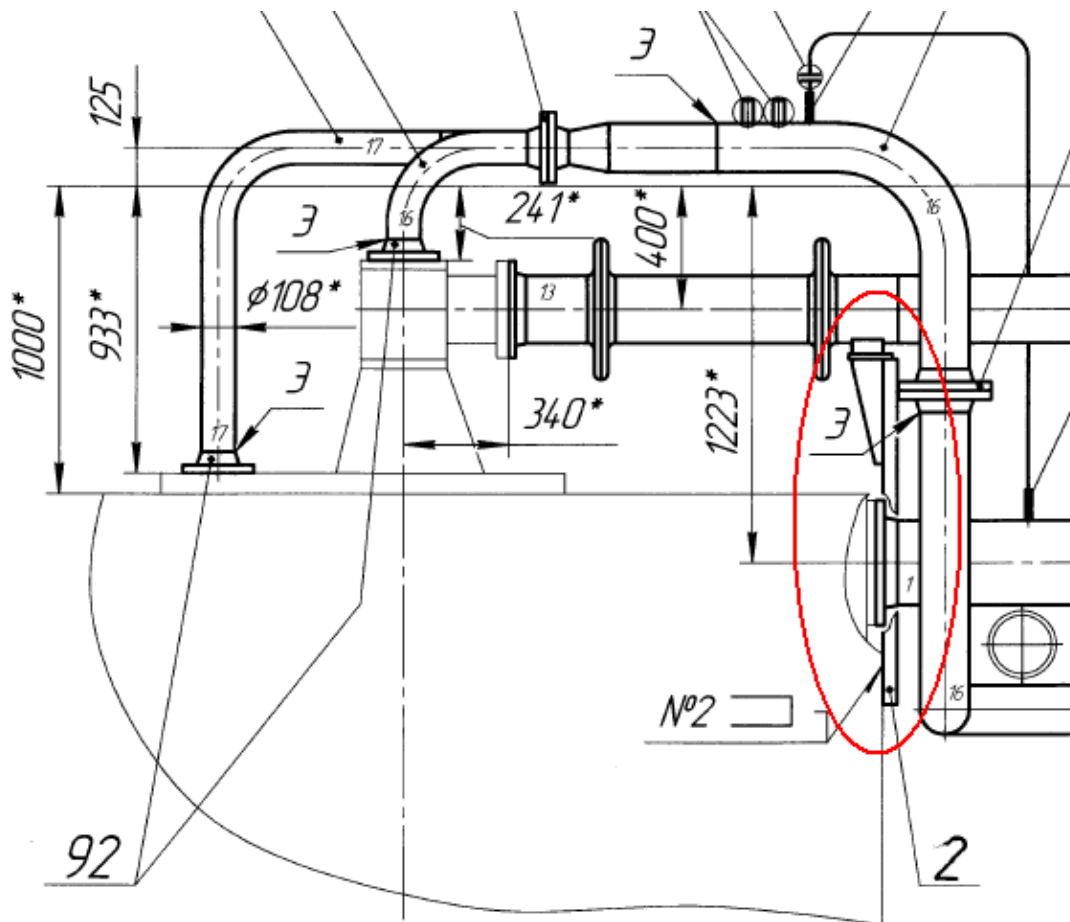


Рисунок 3.22 - Опираие линии «13» на маслобак

Конструкция скользящих направляющих опор (рисунок 3.23) предусматривает практически одну степень свободы – вдоль оси трубы. Перемещение в поперечном направлении ограничено зазором между хомутом и отверстием в основании. Величина зазора суммарно не превышает 5 мм. Поскольку затяжка хомута никак не регламентирована, то величина силы трения при тепловом расширении маслопровода может достигать довольно значительных величин и передаваться на корпус подшипника.

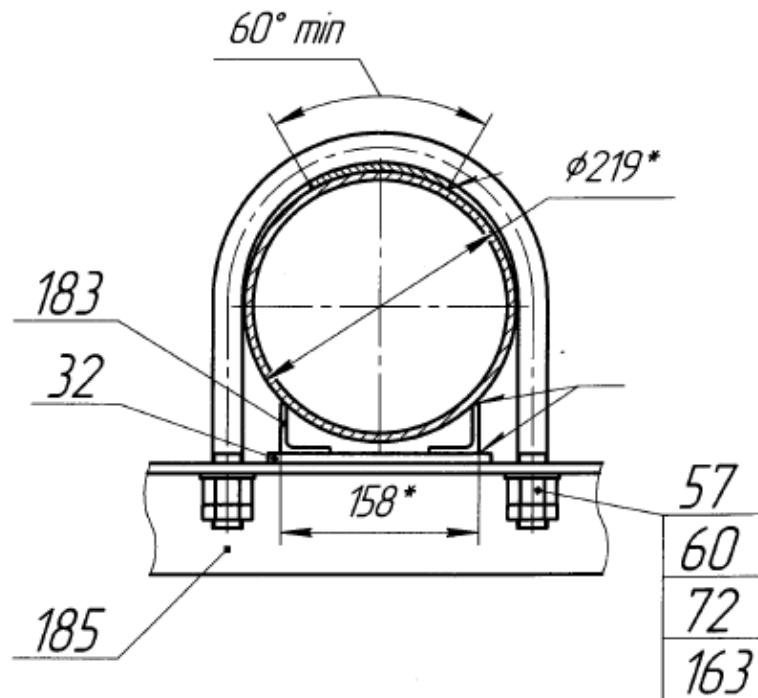


Рисунок 3.23 - Скользящая опора маслопровода

Линия «14» — в пределах маслопровода регулирования указан только патрубок. Основная линия маслопровода показана в чертеже БТ-269333МЧ «Маслопровод установки». Какие-либо указания, касающиеся связи с маслопроводом регулирования и необходимости обеспечения монтажного натяга в смежном чертеже, отсутствуют, что допускает возможность ошибки на монтаже. Также необходимо обратить внимание на то, что в маслопроводе установки предусмотрено раскрепление этой линии жёсткой подвеской (рисунок 3.24). Как и рассмотренные выше скользящие опоры, жёсткая подвеска при малой длине тяги имеет ограниченные возможности перемещения трубы в направлении вдоль оси турбины. С другой стороны, жёсткая подвеска позволяет трубе поворачиваться вокруг вертикальной оси, проходящей через соединение тяги с ушком и хомутом, и незначительно отклоняться от первоначального положения.

Если рассматривать трассировку линий маслопровода регулирования без учёта установки опор, то они выглядят достаточно гибкими, чтобы не препятствовать перемещению корпуса подшипника вдоль продольных шпонок при изменении температурного состояния цилиндра турбины. Однако установка практически неподвижных опор кардинально меняет картину. Именно поэтому предусмотрено выполнение монтажных натягов. При правильном выполнении монтажа маслопроводов на холодной машине между

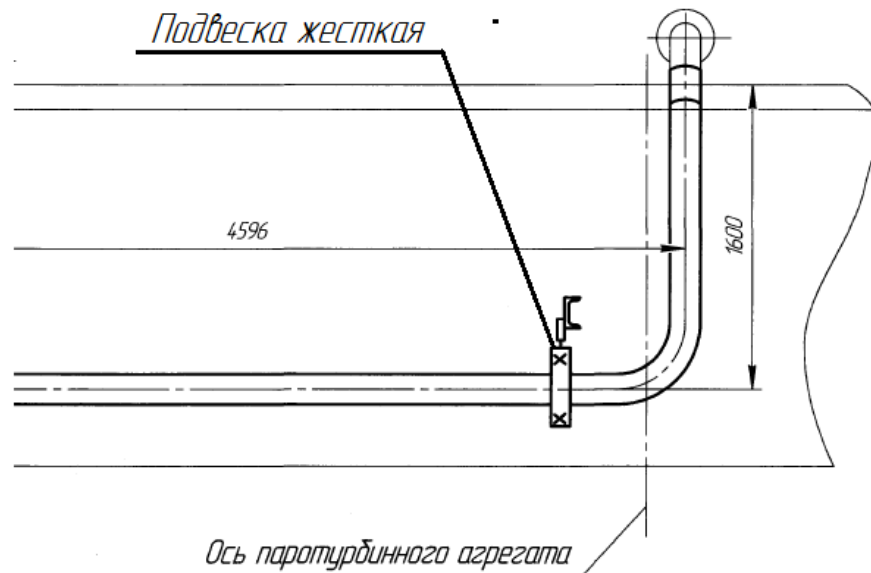


Рисунок 3.25 - Крепление линии «14» вблизи оси турбины

фланцами на корпусе подшипника и свободными фланцами маслопроводов должны быть зазоры 15 мм. Только после выполнения этого требования фланцы маслопроводов могут быть притянуты к ответным фланцам на корпусе подшипника.

Для того, чтобы качественно оценить возможное влияние присоединённых маслопроводов регулирования на перемещение корпуса подшипника средствами интегрированной среды расчёта трубопроводов на прочность «Visual NEVA++» смоделировано присоединение к корпусу подшипника линий «13» и «14». Расчётная стержневая модель цилиндра турбины, корпуса подшипника и маслопроводов представлена на рисунке 3.25.

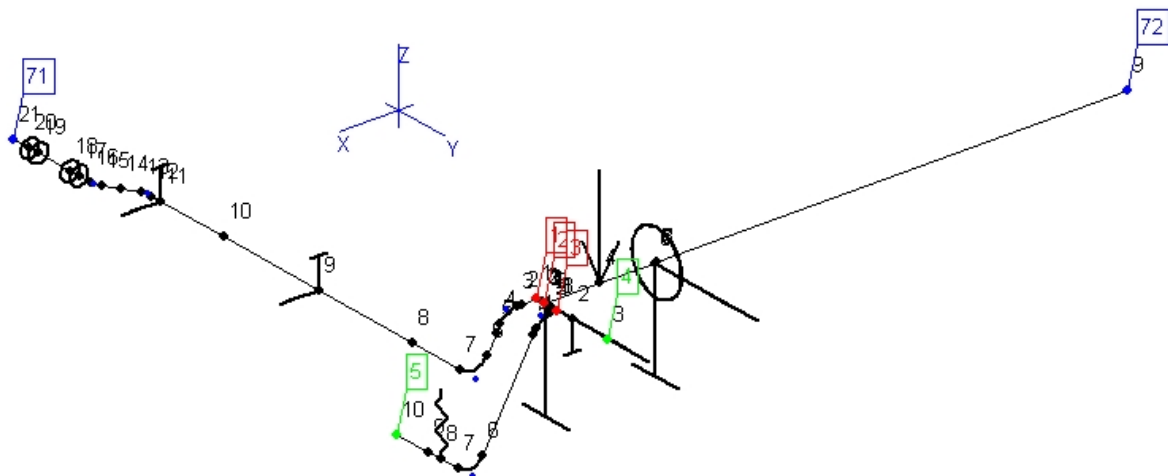


Рисунок 3.24 - Расчётная модель системы «цилиндр-корпус подшипника - линия «13» и линия «14».

Цилиндр турбины и корпус подшипника смоделированы участками 72-1, 1-2, 2-3 и 2-4. Узел 72 соответствует фикспункту турбины. Сочленение цилиндра турбины и корпуса подшипника смоделировано линзовым компенсатором на участке 72-1. Все стержни, моделирующие цилиндр турбины и корпус подшипника, заданы повышенной жёсткости и без массы. Весовая нагрузка корпуса подшипника моделируется сосредоточенной нагрузкой. Продольные шпонки и поверхность скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме моделируются скользящими опорами с ограничением перемещения по вертикали и по горизонтали. Коэффициент трения в опорах принят 0,3

Линия «13» маслопровода регулирования смоделирована участком 1-71. Узел 71 соответствует присоединению к инжекторной группе. На маслопроводе задано две скользящие опоры с ограничением перемещения по вертикали и перпендикулярно оси трубы. Коэффициент трения в опорах также принят 0,3. В узле 1 задан монтажный натяг 15 мм.

Линия «14» маслопровода смоделирована участком 3-5. На линии задана одна жёсткая подвеска с короткой тягой. Поскольку линия «14» после подвески достаточно гибкая, участок после подвески не оказывает особого влияния на перемещение корпуса подшипника и узел 5 задан как свободный конец.

Для определения усилий, действующих на продольные шпонки, было выполнено две серии расчётов. Одна серия расчётов с учётом монтажного натяга, вторая – без учёта монтажного натяга. Нагрев цилиндра турбины моделировался перемещением узла 72 в рабочем состоянии. Шаг перемещения цилиндра турбины для каждого последующего расчёта был принят 1 мм. Общее перемещение было принято равным 15 мм. При расчётах предполагалось, что участок 1-71 нагревается на 20°C (до 40°C) без учёта колебаний температуры масла во время работы турбины. В каждом расчёте определялись усилия, действующие на скользящие опоры, моделирующие продольные шпонки.

На рисунке 3.26 представлены результаты серии расчётов с учётом монтажного натяга на линии «13». Величина момента, приложенного к корпусу подшипника, определялась как сумма моментов от усилий на продольные шпонки. Расстояние между продольными шпонками для целей расчёта было принято 1,4 м. Под «дальней» и «ближней» шпонками понимается их положение относительно фикспункта. Величина силы трения определялась как сумма абсолютных величин усилий, приложенных к продольным шпонкам, умноженная на коэффициент трения 0,3. Результаты расчётов носят

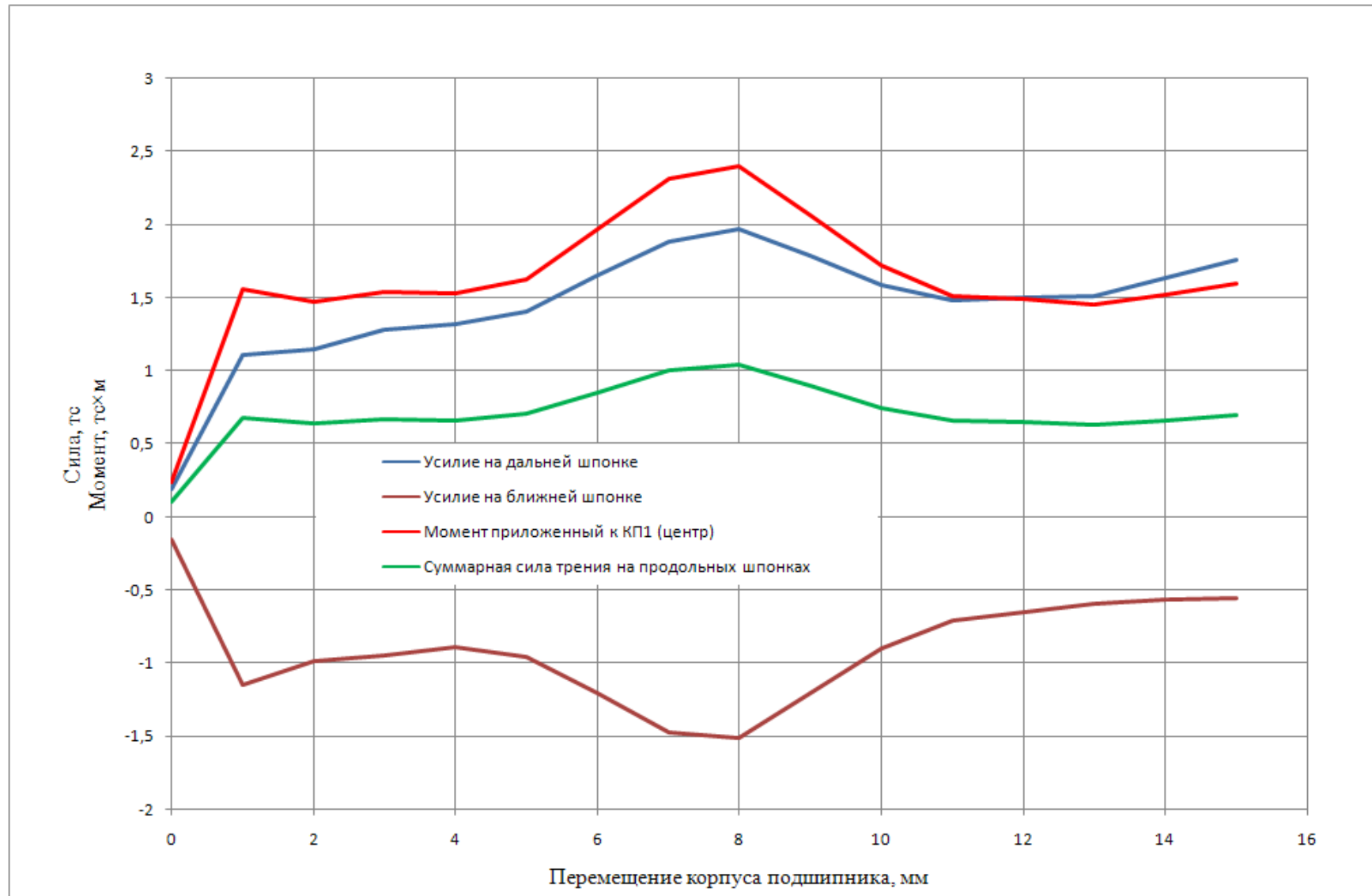


Рисунок 3.26 - Усилия и моменты на продольных шпонках при выполнении линии «13» с монтажным натягом

качественный характер и не претендуют на соответствие реальным усилиям, возникающим при перемещении корпуса подшипников.

Видно, что величина момента, приложенного к корпусу подшипника, достигает максимального значения при перемещении корпуса подшипника на 8 мм от начального положения.

На рисунке 3.27 представлены результаты аналогичной серии расчётов, при отсутствии монтажного натяга линии «13». Максимальная величина момента приложенного к корпусу подшипника также достигает максимума при перемещении корпуса подшипника на 8 мм.

Учитывая, что максимальные перемещения корпусов подшипников на рассмотренных турбинах КТ-63-7,7 УТЗ составили от 6 до 8 мм, можно с большой вероятностью утверждать, что именно усилия от маслопроводов препятствуют свободным перемещениям корпусов подшипников.

Таким образом, натурные испытания и расчётные исследования позволили обосновать рекомендации по нормализации тепловых перемещений корпусов передних подшипников турбин семейства КТ-63-7,7 УТЗ.

Непосредственное влияние маслопроводов на положение корпуса подшипника было выявлено при исследовании причин нарушений в работе СТП турбины К-330-23,5-4 УЗЭМ ст.№5 Рефтинской ГРЭС, упоминаемой ранее в главе 1.

В процессе анализа данных АСУ ТП станции по перемещениям корпусов подшипников за период пуска турбины из холодного состояния с 13.05.2016 по 15.05.2016 (рисунок 3.28) было выявлено изменение разности перемещений сторон корпуса среднего подшипника при неизменных тепловых параметрах турбины в 08:20 13.05.2016. Единственным событием за период с 08:00 до 09:00 13.05.2016, связанным с проведением пусковых операций, было включение в работу пускового маслонасоса и, соответственно, подача в маслосистему подогретого масла. Изменение разности перемещений левой и правой сторон КП2 составило по показаниям штатных приборов 0,5 мм, что соответствует величине «эквивалентного зазора» 0,17 мм при максимальной величине формулярного зазора 0,12 мм.

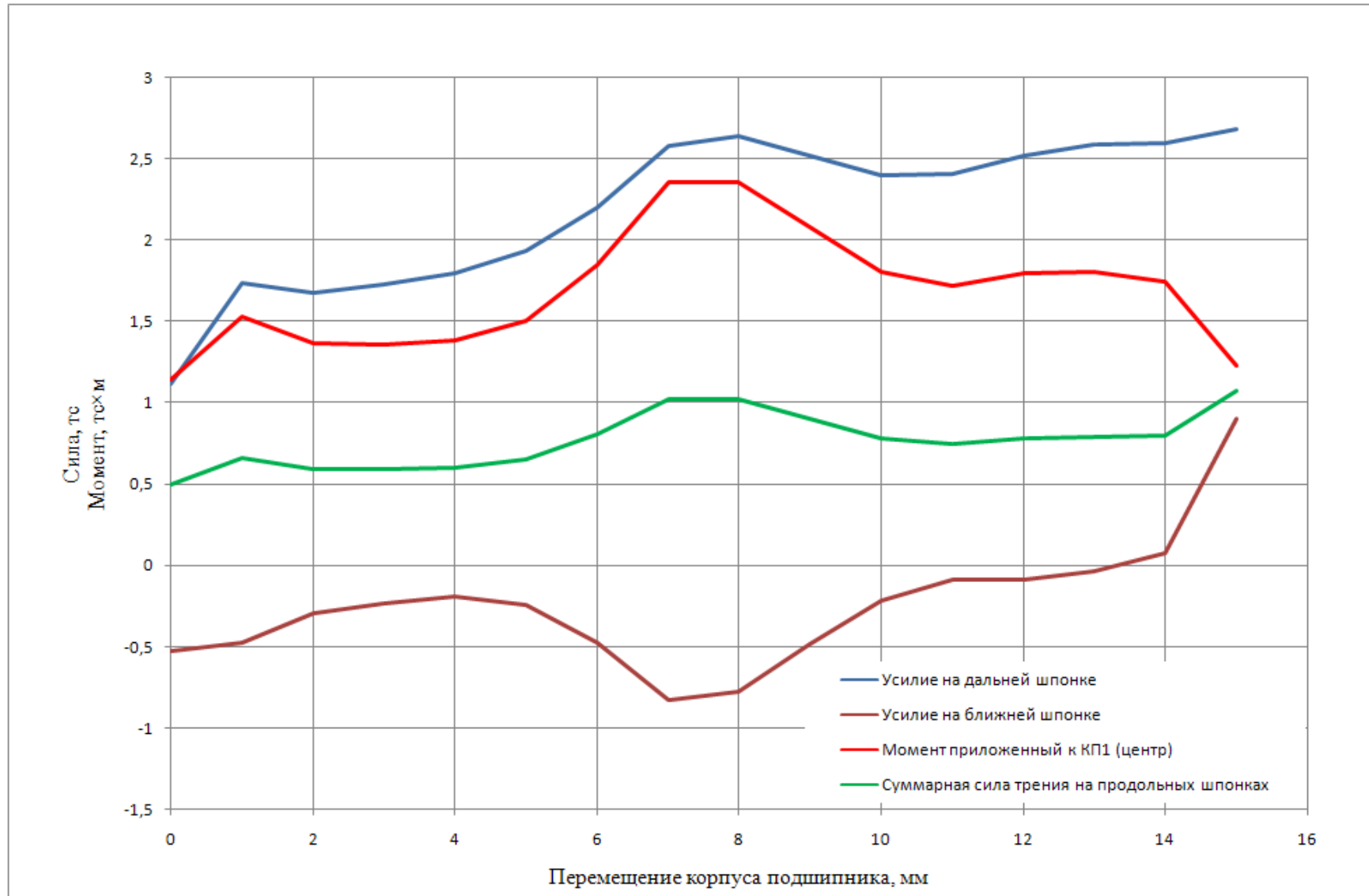


Рисунок 3.27 - Усилия и моменты на продольных шпонках при выполнении линии «13» без монтажного натяга

Расчётный анализ маслопроводов, присоединённых к среднему корпусу подшипников, показал, что подобное смещение может возникнуть только при заземлении маслопроводов в районе среднего корпуса подшипников. Осмотр маслопроводов выявил упирание в строительные конструкции маслопровода подвода масла (Ду80) к среднему корпусу подшипников, а именно – в балку перекрытия (рисунок 3.29). Кроме того, при осмотре маслопроводов выявлено взаимное заземление расположенных рядом напорного и сливного маслопроводов, присоединённых к среднему корпусу подшипников (рисунок 3.30). Все нарушения были выявлены при нагретых маслопроводах. В холодном состоянии заземления не были обнаружены.

По результатам исследования были также предложены мероприятия по увеличению компенсирующей способности системы трубопроводов отборов на питательный турбонасос и на теплофикационные подогреватели. После выполнения рекомендованных мероприятий нарушений в работе СТП не наблюдалось. Низкочастотная вибрация при включении отборов отсутствовала.

Этот пример показывает, что «диагональный» контакт между корпусом подшипника и продольными шпонками достаточно частое явление, способное негативно влиять на работу СТП турбины.

Поскольку, как было показано в настоящем разделе, полностью исключить возникновение нерасчётных усилий и моментов сдвигающих цилиндры турбины и корпуса подшипников в направлении перпендикулярном оси турбины не представляется возможным, необходимо обеспечить устойчивость СТП к внешнему воздействию за счёт конструктивных решений. Под устойчивостью СТП далее в настоящей работе будет пониматься исключение появления «диагонального» контакта в паре «продольные шпонки – корпус подшипника».

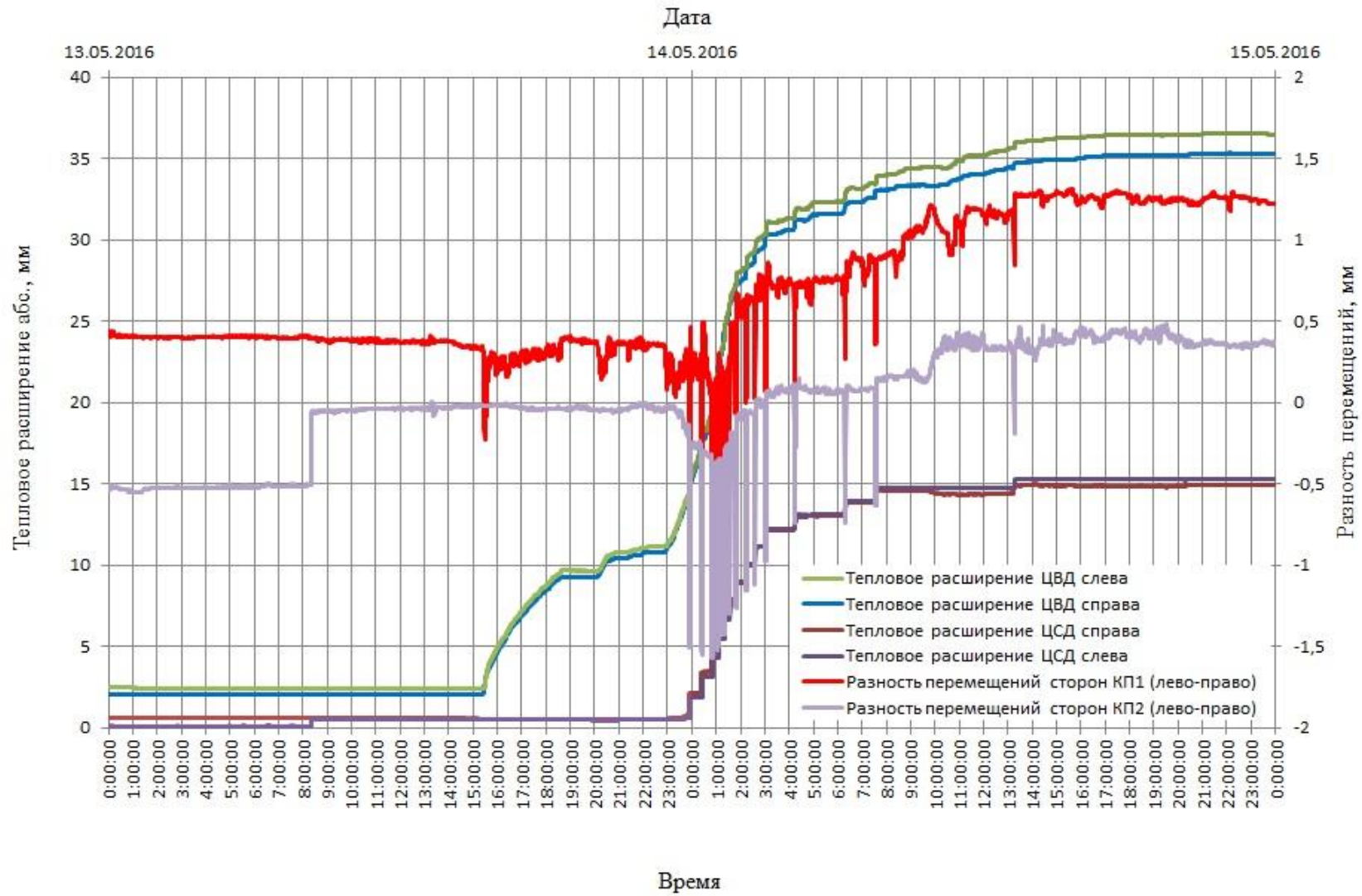


Рисунок 3.28 - Перемещение корпусов подшипников турбины К-330-23,5-4 УЗЭМ



Рисунок 3.29 - Упира́ние маслопровода в балку перекры́тия (вид снизу)

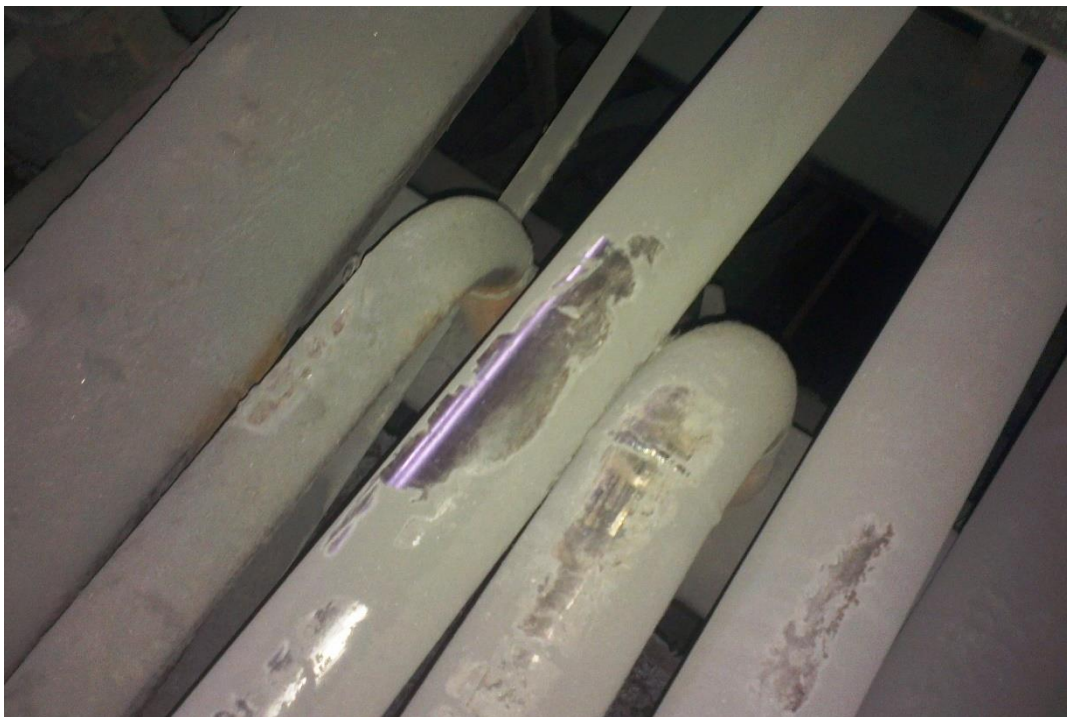


Рисунок 3.30 - Взаимное защемление сливного и напорного маслопроводов

3.4. Выводы

1. Результаты выполненных автором исследований ряда турбин, на которых наблюдались затруднения в работе СТП, показали, что одной из основных причин возникновения этих затруднений являются отклонения от проектных решений допущенные при работах по монтажу присоединённых к турбине трубопроводов, их ремонту и обслуживанию.
2. На основе результатов обследования СТП ряда турбин и документации на маслопроводы, присоединённые к корпусам подшипников, обосновано, что маслопроводы могут являться источником усилий и моментов, стремящихся сдвинуть или повернуть корпус подшипника относительно оси турбины и продольных шпонок, особенно при широком применении антифрикционных покрытий на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам.
3. Поскольку полностью исключить возникновение усилий и моментов сдвигающих цилиндры турбины и корпуса подшипников относительно оси турбины в направлении перпендикулярном оси турбины не представляется возможным, предложено рассмотреть возможность обеспечения устойчивости СТП к внешнему воздействию, как исключения возникновения «диагонального» контакта в паре «корпус подшипника – продольная шпонка», за счёт конструктивных решений.
4. Также предложено рассмотреть возможность изменения конструкции направляющих осевого перемещения корпуса подшипника с тем, чтобы исключить возможность возникновения пластических деформаций в зоне контакта корпуса подшипника с направляющими.

4. РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ПОЛОЖЕНИЙ И МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСЛОВИЙ УСТОЙЧИВОСТИ К ВНЕШНИМ ВОЗДЕЙСТВИЯМ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ВЫНОСНЫХ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ ТУРБИНЫ

Результаты исследований, представленные в настоящей главе, опубликованы в работах автора [162, 163, 165, 174-177, 180].

Как было показано в главе 3, исследования СТП паровых турбин различных типов показывают, что существенное влияние на нарушения в работе СТП и, как следствие, на вибрационное состояние турбины, оказывают как проектные решения по компенсации изменения температурного состояния присоединённых к турбине трубопроводов [17, 18, 66 - 68, 122], так и отклонения от них. Поскольку полностью исключить ошибки при проектировании, монтаже и ремонте трубопроводов невозможно, необходимо на основе моделирования взаимодействия элементов в системе ЦПФ разработать комплекс конструкторских решений, обеспечивающих надёжность СТП при внешнем силовом воздействии на турбину.

В настоящей главе представлены результаты разработки обобщённой универсальной модели взаимодействия цилиндров турбины, выносных корпусов подшипников и фундамента турбины. На основе предложенной модели определены универсальные условия устойчивости СТП и условия устойчивости различных вариантов исполнения СТП паровой турбины к внешнему силовому воздействию.

4.1. Разработка универсальных условий устойчивости системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников

В существующих конструкциях СТП, под действием внешних усилий от присоединённых трубопроводов цилиндры турбины и выносные корпуса подшипников в пределах зазоров в направляющих или сцепных устройствах могут смещаться и поворачиваться относительно друг друга и относительно оси турбины. Поворот выносных корпусов подшипников относительно «продольных шпонок» приводит к возникновению «диагонального» контакта в паре «продольные шпонки – корпус подшипника» и

возникновению дополнительных нерасчётных усилий сопротивления перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме.

Анализ конструкций ранее упомянутых в подразделе 1.3.2.2 устройств сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников (с исключением лап цилиндров турбины из схемы передачи осевых усилий) показал, что эти устройства, как и традиционное устройство сочленения цилиндра и корпуса подшипников, допускают принципиальную возможность углового смещения цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников относительно друг друга и относительно оси турбины. Соответственно, все используемые в настоящее время в СТП устройства сочленения цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников в той или иной степени подвержены влиянию внешних усилий от присоединённых к турбине трубопроводов.

Величина усилий, действующих со стороны трубопроводов на цилиндр турбины и на выносной корпус подшипника, как было показано в главе 3, определяется множеством факторов, присутствие которых в схеме конкретной турбоустановки сложно учесть. Например, невозможно предугадать влияние возможных незадокументированных отклонений от проектной документации, допущенных при монтаже трубопровода или его ремонте. Поэтому целесообразно рассмотреть, при каких условиях СТП будет сохранять устойчивость по отношению к внешним усилиям, действующим на цилиндр турбины или на выносной корпус подшипника.

Целью представленного исследования является определение универсальных условий устойчивости функционирования СТП с разным количеством цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников к воздействию внешних факторов для всех ранее упомянутых конструкций сочленения цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников. Под устойчивостью СТП, как упоминалось ранее в главе 3, понимается исключение появления «диагонального» контакта в паре «продольные шпонки – корпус подшипника».

Исследование проводилось на предложенной автором кинематической модели системы «цилиндр турбины – выносной корпус подшипника – фундамент турбины»

4.1.1. Обобщённая кинематическая модель системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников

На основе сравнительного анализа схем организации СТП паровых турбин различных типоразмеров с разным количеством цилиндров и возможными конструкциями устройств сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников автором предложена кинематическая модель, в которой СТП представлена в виде многозвенной шарнирной системы, состоящей из одного или нескольких «базовых» модулей. Количество «базовых» модулей в схеме СТП равно количеству выносных корпусов подшипников, свободно перемещающихся вдоль оси турбины.

«Базовый» модуль состоит из трёх звеньев: цилиндра турбины 1, выносного корпуса подшипника 2 и «продольных шпонок» 3. Кинематическая схема «базового» модуля представлена на рисунке 4.1, а). Звено 1 соответствует цилиндру турбины. Звено 2 соответствует выносному корпусу подшипника. Звенья 1 и 2 связаны осевым шарниром A_i , который соответствует устройству сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника. Так же осевыми шарнирами звенья 1 и 2 связаны с предыдущим (B_i) и последующим (B_{i+1}) «базовыми» модулями. Между собой звенья 2 и 3 связаны призматическим шарниром, который соответствует сочленению «продольные шпонки – паз корпуса подшипника». Нумерация модулей принята аналогично нумерации цилиндров – со стороны переднего подшипника в сторону фиксупункта. В модели принята правосторонняя система координат, в которой ось X направлена от фиксупункта турбины в сторону регулятора.

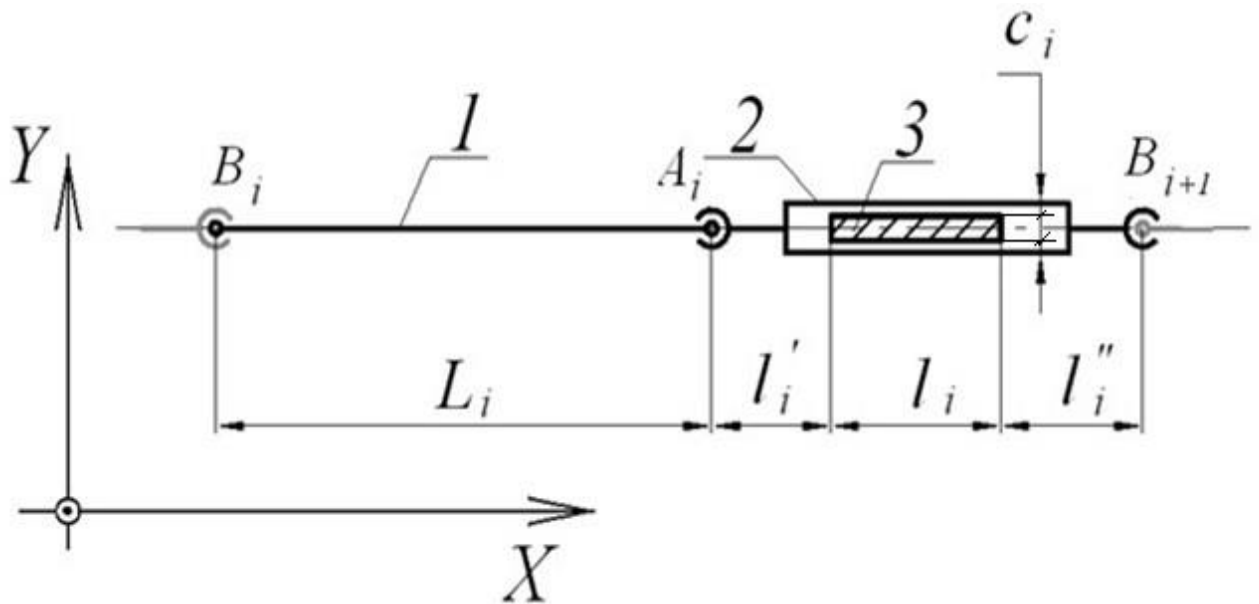
Изменение взаимного положения элементов «базового» модуля под действием внешних сил и моментов, приложенных к звену 1, представлено на рисунке 4.1, б).

Звено 3 («продольные шпонки») неподвижное, жёстко закреплено на фундаменте турбоагрегата. Звено 2 соответствует выносному корпусу подшипника.

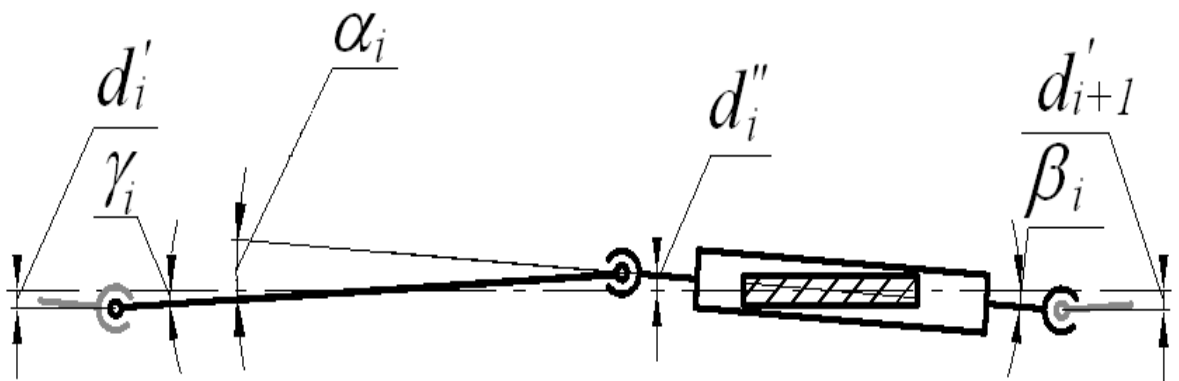
На рисунке 4.1, а) и б) приняты следующие обозначения:

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

l_i – расстояние между внешними торцами направляющих i -го выносного корпуса подшипников;



а)



б)

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 4.1 - «Базовый» модуль СТП

l'_i – расстояние между внешним торцом направляющих i -го выносного корпуса подшипников со стороны фиксупункта и ближайшим шарнирным узлом цилиндра;

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

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

d'_i – сдвиг (смещение) ближайшего к фиксупункту шарнирного узла от оси турбины по оси Y ;

d''_i – сдвиг (смещение) шарнирного узла между цилиндром и корпусом подшипников от оси турбины по оси Y ;

d'_{i+1} – сдвиг (смещение) шарнирного узла между корпусом подшипников и следующим цилиндром от оси турбины по оси Y ;

α_i –угловое смещение (поворот) оси корпуса подшипника относительно оси цилиндра турбины;

β_i –угловое смещение (поворот) оси корпуса подшипника относительно оси турбины;

γ_i –угловое смещение (поворот) оси цилиндра относительно оси турбины;

i – номер «базового» модуля, нумерация ведётся со стороны фиксупункта 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.

Воздействие на цилиндр турбины (звено 1) произвольных сдвигового усилия и момента приведёт к его сдвигу и повороту относительно оси турбины. Через шарнирный

узел A_i цилиндр турбины поворачивает корпус подшипника (звено 2) относительно оси турбины. При этом величина углового смещения корпуса подшипника относительно цилиндра турбины составит:

$$\alpha_i = \beta_i - \gamma_i. \quad (4.1)$$

Величина углового смещения оси корпуса подшипника относительно оси турбины β_i , возникающего под действием приложенных к корпусу подшипника усилий со стороны цилиндра турбины, определяется из выражения:

$$\beta_i = \frac{d'_{i+1} - d''_i}{(l'_i + l_i + l''_i)} \quad (4.2)$$

или можно записать

$$\beta_i = \frac{0 - d''_i}{(l'_i + \frac{l_i}{2})}. \quad (4.3)$$

Величина углового смещения цилиндра турбины относительно оси турбины, под действием приложенных к нему внешних усилий и моментов γ_i определяется из выражения:

$$\gamma_i = \frac{d''_i - d'_i}{L_i}. \quad (4.4)$$

Как было показано ранее в главе 2, самым неблагоприятным для работы СТП является такое положение корпуса подшипников относительно продольных шпонок, когда возникает одновременный контакт продольных шпонок с обеими сторонами паза в подошве корпуса подшипника («диагональный» контакт). При «диагональном» контакте появляется вероятность возникновения эффекта самоторможения корпуса подшипника на продольных шпонках.

Для призматического шарнира абсолютная величина угла предельного поворота $\beta_i^{\text{пред}}$, при котором возникает «диагональный» контакт и появляется эффект самоторможения, обусловлена геометрическими характеристиками призматического шарнира и

определяется из выражения

$$|\beta_i^{\text{пред}}| = \frac{c_i}{l_i}. \quad (4.5)$$

Отсюда, с учётом принятых допущений, однозначно определяется и абсолютная величина предельного поперечного смещения шарнирного узла A_i

$$|d_i''| = c_i \left(l_i' + \frac{l_i}{2} \right). \quad (4.6)$$

Величина углового смещения α_i в этом случае зависит от величины углового смещения γ_i , которое, в свою очередь, зависит только от поперечного смещения шарнирного узла B_i .

Поскольку величины угловых и поперечных смещений невелики, выражение (4.1) целесообразно записать в безразмерном виде

$$\frac{\alpha_i}{\beta_i} = 1 - \frac{\gamma_i}{\beta_i}. \quad (4.7)$$

Тогда с учётом выражений (4.3) и (4.4) получаем

$$\frac{\alpha_i}{\beta_i} = 1 + \left(1 - \frac{d_i'}{d_i''} \right) \times \left(K_i^I + \frac{1}{2} \right) \times K_i^{II}, \quad (4.8)$$

где K_i^I и K_i^{II} – безразмерные коэффициенты, зависящие от геометрических размеров «базового» звена (цилиндра и корпуса подшипников турбины).

Безразмерные коэффициенты K_i^I и K_i^{II} определяются по формулам

$$K_i^I = \frac{l_i'}{l_i} \quad (4.9)$$

и

$$K_i^{II} = \frac{l_i}{L_i}. \quad (4.10)$$

Анализ, выполненный на основе разработанной модели, показывает, что при

отсутствии ограничений по величине угла α_i при воздействии на звено 1 (цилиндр турбины) внешних усилий и моментов в призматическом шарнире возникает «диагональный» контакт. Для того, чтобы при воздействии на цилиндр турбины внешних усилий и моментов не мог возникнуть «диагональный» контакт, величина изменения угла поворота цилиндра турбины относительно корпуса подшипника в узле сочленения должна быть ограничена. Необходимо, чтобы выполнялось неравенство

$$\alpha_i^{\text{пред}} < \beta_i^{\text{пред}} - \gamma_i, \quad (4.11)$$

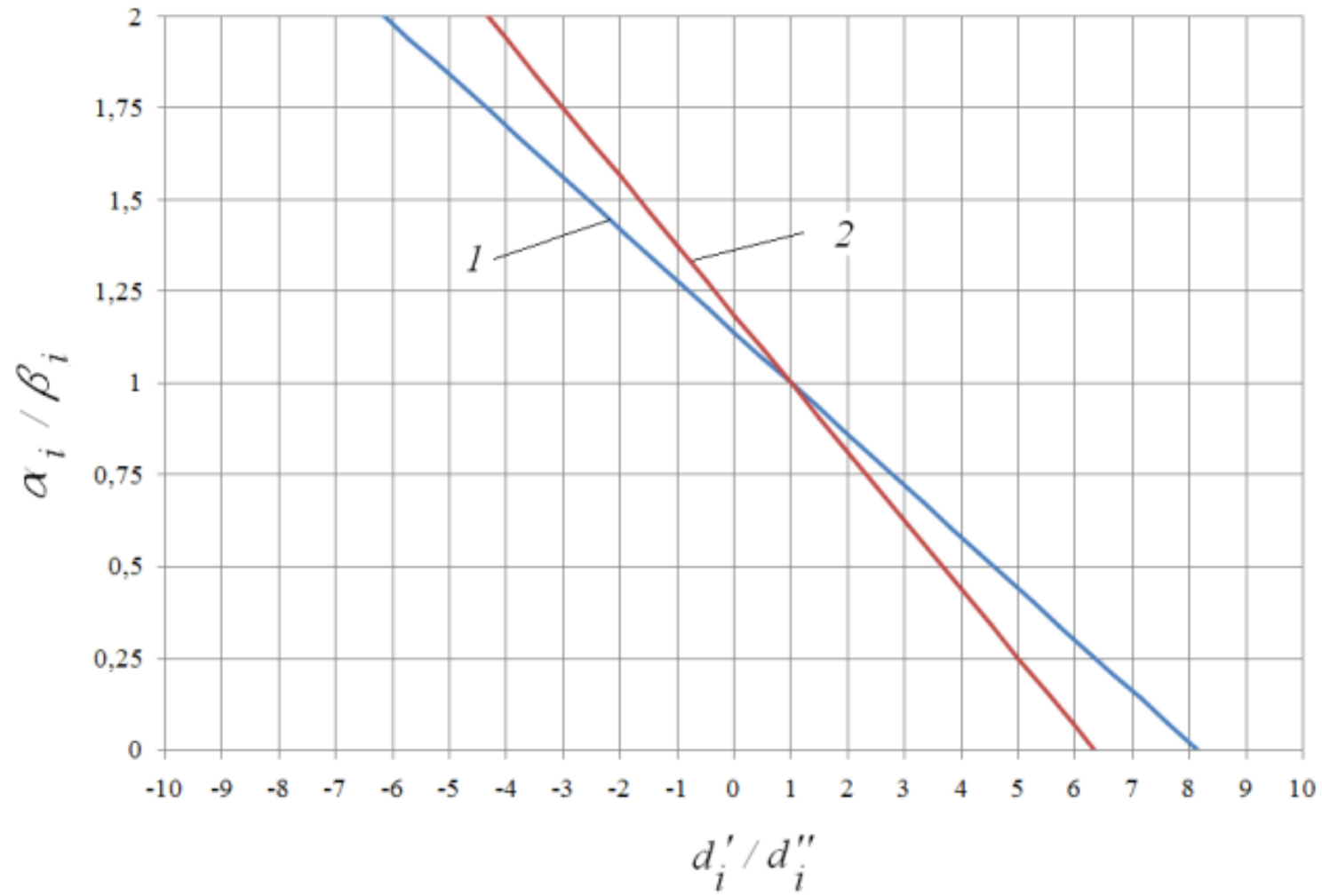
где $\alpha_i^{\text{пред}}$ – предельное угловое смещение корпуса подшипника относительно цилиндра турбины, которое задаётся конструкцией шарнирного соединения;

$\beta_i^{\text{пред}}$ – предельное угловое смещение корпуса подшипника относительно «продольных» шпонок, обусловленное геометрическими размерами призматического шарнира.

С учётом выражения (4.8) неравенство (4.11) можно записать

$$\frac{\alpha_i^{\text{пред}}}{\beta_i^{\text{пред}}} < 1 + \left(1 - \frac{d_i'}{d_i''}\right) \times \left(K_i^I + \frac{1}{2}\right) \times K_i^{II}. \quad (4.12)$$

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 (4.8), появление «диагонального» контакта в призматическом шарнире исключено и наоборот, при всех сочетаниях находящихся выше этой линии, возникает «диагональный» контакт и будет наблюдаться эффект самоторможения при движении корпуса подшипника (звено 2) относительно фундаментной рамы (звено 3). Соответственно, прямую, описываемую выражением (4.8), предлагается назвать «границей самоторможения СТП». На рисунке 4.2 представлены примеры диаграмм самоторможения СТП, 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 4.2 - Диаграмма самоторможения СТП

Из выражения (4.8) и графика на рисунке 4.2 видно, что при равных величинах поперечного сдвига шарнирных узлов A_i и B_i величины углов α_i и β_i равны. При увеличении отношения $\frac{d_i'}{d_i''}$ величина углового смещения α_i становится меньше величины β_i . И, наоборот - при уменьшении отношения $\frac{d_i'}{d_i''}$ величина углового смещения α_i становится больше величины β_i . При сдвигах d_i' и d_i'' в противоположных направлениях величина углового смещения α_i всегда больше величины β_i . Поэтому в дальнейшем целесообразно рассматривать только однонаправленные поперечные смещения шарнирных узлов.

Предложенная модель, по мнению автора, позволяет выполнить анализ устойчивости СТП к внешнему воздействию для всех типов сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников для любого количества «базовых» модулей (последовательно перемещающихся выносных корпусов подшипников). Ниже рассмотрены апробации модели для наиболее распространённых типов СТП с одним и двумя «базовыми» модулями.

4.1.2. Анализ устойчивости системы тепловых расширений с одним «базовым» модулем

Схема СТП с одним «базовым» модулем характерна, в основном, для одноцилиндровых паровых турбин.

Абсолютная величина предельного углового смещения звена 2 для любого «базового» модуля, как было показано ранее, определяется из выражения (4.5).

Тогда выражение (4.6) с учётом выражения (4.9) можно записать

$$|d_i''| = c_i \left(K_i^I + \frac{1}{2} \right). \quad (4.13)$$

Соответственно, из неравенства (4.12), с учётом (4.10), для первого «базового» модуля получаем

$$\frac{\alpha_1^{\text{пред}}}{\beta_1^{\text{пред}}} < 1 + \left(K_1^I + \frac{1}{2}\right) \times K_1^{II} - \frac{d_1'}{c_1} \times K_1^{II}. \quad (4.14)$$

Для практического использования при выборе величины $\alpha_1^{\text{пред}}$ удобно принять условие

$$\frac{\alpha_1^{\text{пред}}}{\beta_1^{\text{пред}}} \leq 1. \quad (4.15)$$

Тогда из неравенства (4.14) получаем, что неравенство (4.15) будет всегда справедливо при выполнении условия

$$\left(K_1^I + \frac{1}{2}\right) \times K_1^{II} - \frac{d_1'}{c_1} \times K_1^{II} > 0, \quad (4.16)$$

или

$$|d_1'| < c_1 \left(K_1^I + \frac{1}{2}\right). \quad (4.17)$$

Для одноцилиндровых турбин величина $|d_1'|$, как правило, либо равна 0, либо не больше половины зазора на продольной шпонке выносного корпуса подшипника, т.е. на практике всегда выполняется условие (4.17).

Соответственно, из выражений (4.5) и (4.15) получаем

$$|\alpha_1^{\text{пред}}| \leq \frac{c_1}{l_1}. \quad (4.18)$$

Таким образом, для обеспечения устойчивости СТП одноцилиндровой турбины (турбины с одним перемещающимся выносным корпусом подшипника) достаточно, чтобы предельный угол поворота в узле сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника не превышал угла поворота корпуса подшипника относительно продольных шпонок, при котором возникает «диагональный» контакт.

4.1.3. Анализ устойчивости системы тепловых расширений с двумя «базовыми» модулями

Схема СТП с двумя «базовыми» модулями характерна для двух- и трёхцилиндровых отечественных турбин.

Из неравенства (4.12) получаем условие отсутствия «диагонального» контакта для любого $i+1$ -го «базового» модуля.

$$\frac{\alpha_{i+1}^{\text{пред}}}{\beta_{i+1}^{\text{пред}}} < 1 + \left(1 - \frac{d'_{i+1}}{d''_{i+1}}\right) \times \left(K_{i+1}^I + \frac{1}{2}\right) \times K_{i+1}^{II}. \quad (4.19)$$

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

$$|d''_i| = |d'_{i+1}| = c_i \left(K_i^I + \frac{1}{2}\right). \quad (4.20)$$

Тогда получаем

$$\frac{\alpha_{i+1}^{\text{пред}}}{\beta_{i+1}^{\text{пред}}} \leq 1 + \left(K_{i+1}^I + \frac{1}{2}\right) \times K_{i+1}^{II} - \frac{c_i \left(K_i^I + \frac{1}{2}\right)}{c_{i+1}} \times K_{i+1}^{II}. \quad (4.21)$$

Если условие устойчивости принимаем аналогично условию устойчивости СТП с одним «базовым» модулем, т.е.

$$\frac{\alpha_{i+1}^{\text{пред}}}{\beta_{i+1}^{\text{пред}}} < 1, \quad (4.22)$$

то получаем, что должно выполняться неравенство

$$c_{i+1} \left(K_{i+1}^I + \frac{1}{2}\right) > c_i \left(K_i^I + \frac{1}{2}\right). \quad (4.23)$$

Т.е. можно сделать вывод, что для обеспечения устойчивости СТП к внешнему

воздействию величина максимального поперечного смещения шарнирного узла A_{i+1} должна быть не меньше величины максимального поперечного смещения шарнирного узла B_{i+1} , т.е.

$$|d'_{i+1}| \leq |d''_{i+1}|. \quad (4.24)$$

Для отечественных турбин, как правило, $c_i = c_{i+1}$ и $l'_i = l''_i = l'_{i+1} = l''_{i+1}$, тогда получаем, что условие (4.22) будет выполняться при выполнении неравенства

$$l_{i+1} \leq l_i. \quad (4.25)$$

Соответственно, для обеспечения устойчивости СТП с двумя «базовыми» модулями необходимо, чтобы выполнялось условие

$$|\alpha_i^{\text{пред}}| \leq |\alpha_{i+1}^{\text{пред}}|. \quad (4.26)$$

Учитывая (4.5) и (4.22) в общем виде можно записать

$$|\alpha_i^{\text{пред}}| \leq \min_i \left(\frac{c_i}{l_i} \right) \quad (4.27)$$

В реальных турбоагрегатах не всегда выполняется условие (4.25), но соблюдение условия (4.27) всегда обеспечивает устойчивость СТП.

Рассмотрим вариант, когда абсолютная величина предельного углового смещения в узле A_i равна абсолютной величине предельного углового смещения в узле A_{i+1} . Принимаем $|\alpha_i^{\text{пред}}| = \frac{c_{i+1}}{l_{i+1}}$, тогда получаем

$$d'_{i+1} = \frac{c_{i+1}}{l_{i+1}} (l_i + l''_i) - \frac{c_i}{2}. \quad (4.28)$$

В то же время

$$d''_{i+1} = \frac{c_{i+1}}{l_{i+1}} \left(\frac{l_{i+1}}{2} + l'_{i+1} \right). \quad (4.29)$$

Подставляя выражения (4.28) и (4.29) в неравенство (4.24), с учётом ранее принятых допущений, получаем, что оно справедливо для

$$l_i \leq l_{i+1}. \quad (4.30)$$

При соблюдении условия (4.27) величина предельного углового смещения в шарнирном узле B_{i+1} , последующего цилиндра относительно предыдущего корпуса подшипника, не ограничена. Для реальных турбин эта величина, как правило, равна ограничению в шарнирном узле A_i .

Условие устойчивости СТП многоцилиндровой паровой турбины можно также записать в виде выражения

$$\max_i \alpha_i^{\text{пред}} \leq \min_i \beta_i^{\text{пред}} \quad (4.31)$$

Таким образом, для обеспечения устойчивости СТП многоцилиндровой паровой турбины (турбины с несколькими последовательно перемещающимся выносными корпусами подшипников) необходимо, чтобы предельный угол поворота в каждом узле сочленения цилиндров турбины и корпусов подшипников при любых конструкциях узлов сочленения цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников не превышал наименьшей величины предельного угла поворота из всех корпусов подшипников

4.2. Исследование условий устойчивости систем тепловых расширений паровых турбин с традиционным устройством сочленения цилиндра и корпуса подшипников

В разделе 4.1 были исследованы универсальные условия устойчивости СТП паровой турбины вне зависимости от конструкции сочленения цилиндра турбины и выносного

корпуса подшипника. Целесообразно рассмотреть условия, при которых конкретные конструкции сочленений сохраняют устойчивость к внешнему воздействию.

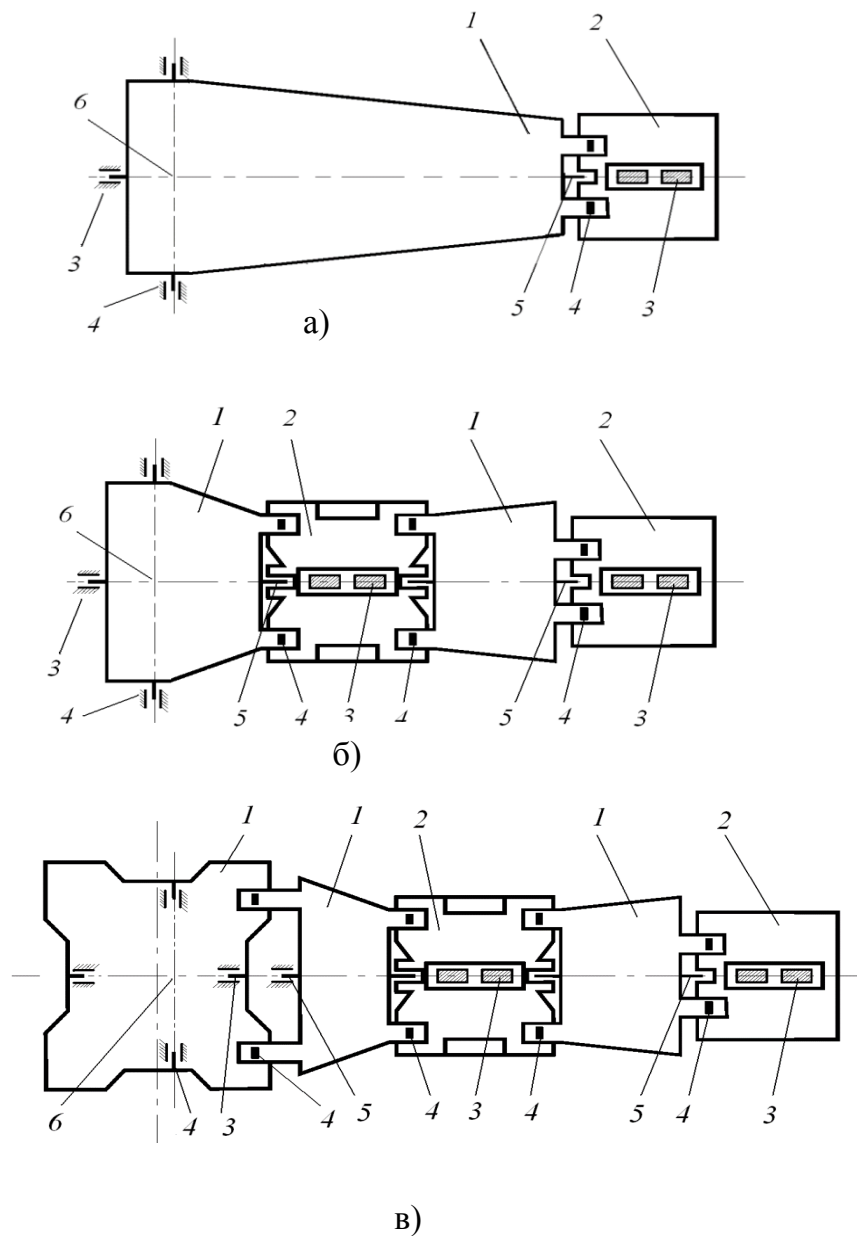
На рисунке 4.3 представлены наиболее распространённые схемы СТП турбин малой и средней мощности, в которых применяется традиционная конструкция сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника.

Схема, представленная на рисунке 4.3, а), характерна для большинства одноцилиндровых конденсационных турбин как выпускавшихся в СССР, например, АК-50-2 ХТЗ, так и выпускающихся в настоящее время в России, например, турбин семейства К-65 УТЗ и турбин семейства К-40 ЛМЗ. Аналогичная схема реализована в таких противодавленческих турбинах, как Р-50 ЛМЗ или Р-100 ТМЗ. Цилиндр турбины соответствует звену 1 на рисунке 4.1, корпус подшипника соответствует звену 2, а продольные шпонки – звену 3. Поперечные шпонки и вертикальная шпонка выхлопной части соответствуют шарнирному узлу B_1 ранее рассмотренного «базового» модуля. Вертикальная шпонка паровпускной части цилиндра и поперечные шпонки под лапами цилиндра, опирающимися на корпус подшипника, соответствуют шарнирному узлу A_1 .

Схема, представленная на рисунке 4.3, б) реализована в конструкциях двухцилиндровых турбин семейств Т-50 ТМЗ, ПТ-135 ТМЗ, ПТ-60 ЛМЗ, ПТ-80 ЛМЗ и т.п. Анализ конструкции показывает, что её можно рассматривать как одноцилиндровую турбину с присоединённым дополнительным «базовым» модулем СТП.

На рисунке 4.3, в) представлена схема организации СТП трёхцилиндровой паровой турбины. Такая схема, в частности, реализована в турбинах Т-100/120-130 ТМЗ и Т-175/210-130/15 ТМЗ. Из представленной схемы видно, что организация СТП практически не отличается от организации СТП двухцилиндровых турбин. Продольная шпонка выхлопной части ЦСД размещена на фундаментной раме, жёстко соединённой с фундаментом, что обеспечивает малую величину смещения этого шарнирного узла относительно оси турбины.

Исходя из вышеизложенного, целесообразно отдельно рассмотреть условия устойчивости для одноцилиндровой турбины с традиционным устройством сочленения и условия устойчивости для любого цилиндра многоцилиндровой турбины, размещённого между выносными корпусами подшипников с аналогичными устройствами сочленения.



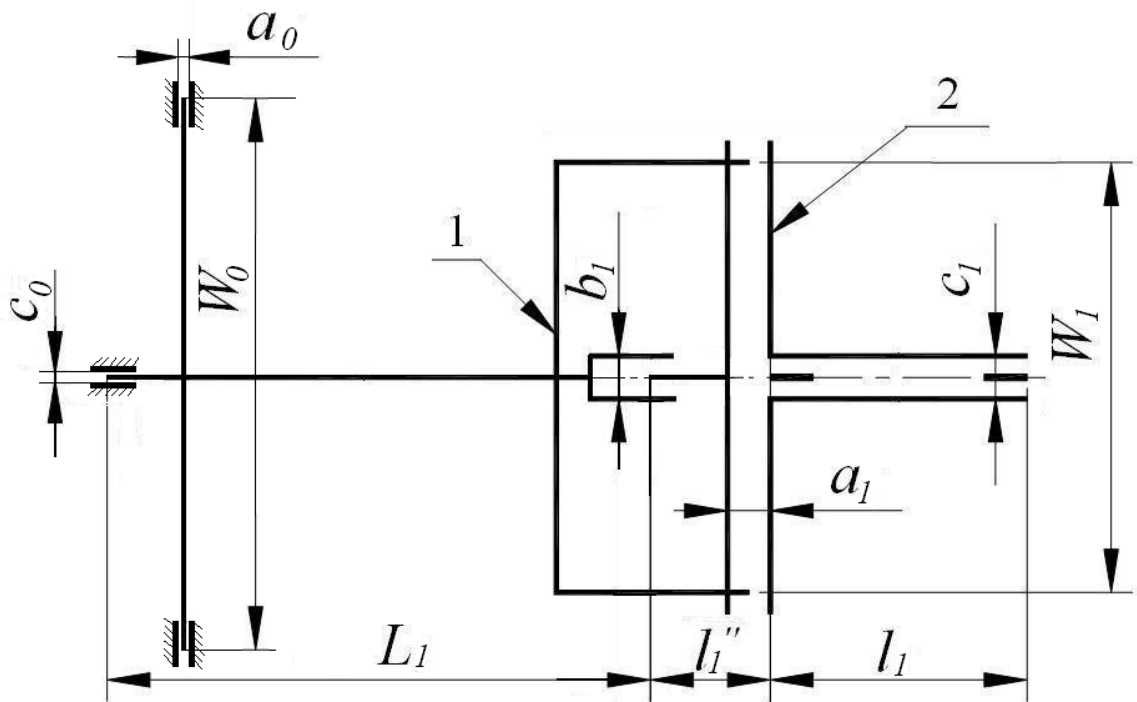
- а) одноцилиндровая турбина;
 б) двухцилиндровая турбина;
 в) трёхцилиндровая турбина.

1 – цилиндр турбины; 2 – выносной корпус подшипника;
 3 – продольные шпонки; 4 – поперечные шпонки;
 5 – вертикальная шпонка; 6 – фикс-пункт турбины.

Рисунок 4.3. - Схемы СТП с традиционными устройствами сочленения

4.2.1. Устойчивость системы тепловых расширений одноцилиндровой турбины

Кинематическая схема одноцилиндровой турбины с традиционным устройством сочленения цилиндра с корпусом подшипника представлена на рисунке 4.4.



1 — цилиндр турбины; 2 — корпус переднего подшипника.

Рисунок 4.4 - Схема одноцилиндровой турбины с традиционным устройством сочленения цилиндра и выносного корпуса подшипников

На рисунке приняты обозначения, аналогичные принятым для «базового» блока (рисунок 4.1). Дополнительно введены следующие обозначения:

a – суммарный зазор в поперечных шпонках;

W – расстояние между поперечными шпонками;

b – суммарный зазор в вертикальной шпонке.

Индекс «0» имеют величины, относящиеся к фиксункту турбины, а индекс «1» – величины, относящиеся к шарнирному узлу.

При выполнении анализа приняты следующие допущения:

- первоначальные зазоры в «шпоночных соединениях» выставлены симметричными;
- все элементы сочленения рассматриваются как абсолютно жёсткие.

Анализ конструкции традиционного сочленения показывает, что величина предельного углового смещения оси корпуса подшипника относительно оси цилиндра турбины определяется из выражения

$$\alpha_1^{\text{пред}} = \frac{a_1}{w_1}. \quad (4.32)$$

Соответственно, исходя из (4.18), получаем условие устойчивости СТП для одноцилиндровой турбины

$$\frac{a_1}{c_1} \leq \frac{w_1}{l_1}. \quad (4.33)$$

Аналогично выражениям (4.9) и (4.10) целесообразно ввести безразмерный коэффициент K_1^{III} – коэффициент устойчивости устройства сочленения, который определяется как

$$K_1^{\text{III}} = \frac{w_1}{l_1}, \quad (4.34)$$

тогда выражение (4.33) можно записать

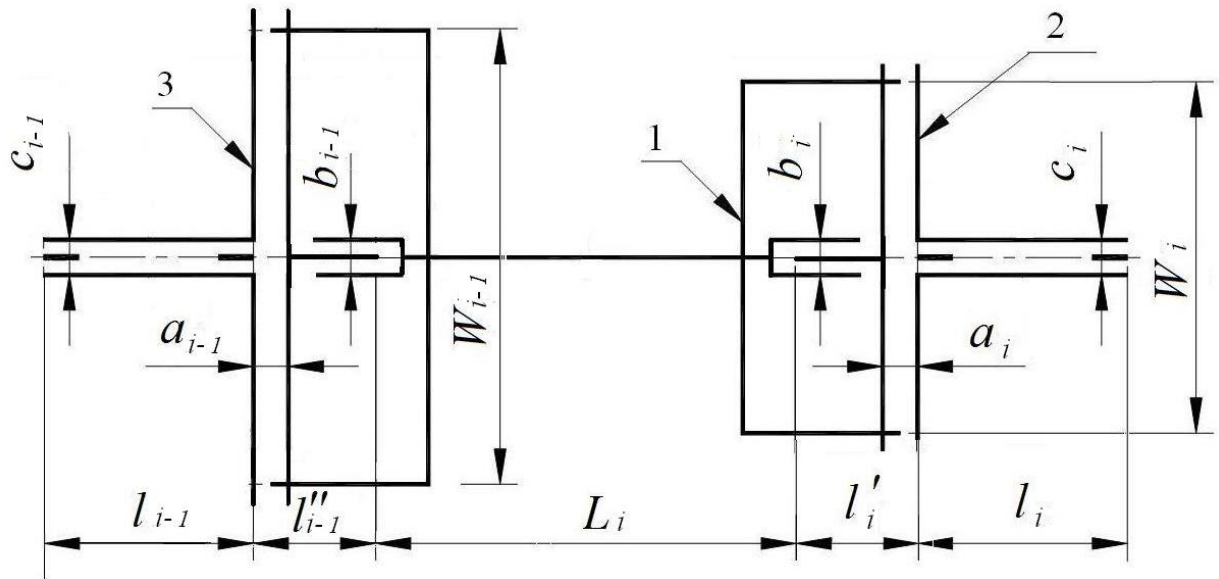
$$\frac{a_1}{c_1} \leq K_1^{\text{III}}. \quad (4.35)$$

Таким образом, для обеспечения устойчивости СТП одноцилиндровой турбины необходимо, чтобы отношение зазора в поперечных шпонках к зазору на продольных шпонках было меньше или равно отношению расстояния между лапами цилиндра (по внешней стороне) к расстоянию между продольными шпонками (по внешним торцам).

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.

4.2.2. Устойчивость системы тепловых перемещений многоцилиндровой турбины с традиционным сочленением

На рисунке 4.5 представлена кинематическая схема традиционного сочленения i -го цилиндра многоцилиндровой паровой турбины с выносными корпусами подшипников.



1—цилиндр турбины; 2—корпус переднего подшипника; 3 – корпус среднего подшипника

Рисунок 4.5 - Схема традиционного сочленения i -го цилиндра турбины с выносными корпусами подшипников

Для целей настоящего анализа, примем допущение, что зазоры на всех поперечных шпонках, всех продольных шпонках и на всех вертикальных шпонках всех шарнирных узлов задаются одинаковыми.:

$$a_1 = a_2 = \dots = a_i; c_1 = c_2 = \dots = c_i \text{ и } b_1 = b_2 = \dots = b_i,$$

Тогда условие устойчивости СТП многоцилиндровой турбины (4.31) для традиционной конструкции сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников можно записать:

$$\frac{a_i}{c_i} \leq \frac{\min W_i}{\max l_i}. \quad (4.36)$$

Аналогично, как и для одноцилиндровой турбины, целесообразно ввести коэффициент устойчивости турбины $K_{\text{турб}}^{\text{III}}$, который определяется, как

$$K_{\text{турб}}^{\text{III}} = \frac{\min_i W_i}{\max_i l_i}. \quad (4.37)$$

Величины зазоров b на вертикальных шпонках, так же как и для одноцилиндровой турбины не оказывают влияния на устойчивость СТП турбины и выбираются из условия отсутствия задеваний в системе «статор-ротор» при поперечных смещениях цилиндров турбины относительно оси валопровода.

Поскольку, как правило, минимальное расстояние между лапами, и соответственно между поперечными шпонками, имеют ЦВД, для целей определения величин зазоров в устройстве сочленения, обеспечивающих устойчивость СТП достаточно рассматривать только ЦВД и выносные корпуса подшипников, на которые этот цилиндр опирается.

4.2.3. Взаимодействие элементов традиционного сочленения в условиях эксплуатации

При рассмотрении условий устойчивости СТП с традиционной конструкцией сочленения, как было отмечено в п. 4.2.1, элементы сочленения рассматривались как абсолютно жёсткие. Во внимание не принимались взаимные угловые перемещения лап цилиндров турбины и опорных «крыльев» корпусов подшипников. Такой подход справедлив для традиционного сочленения оборудованного поворотными/разрезными поперечными шпонками. Для традиционного сочленения с неподвижными поперечными шпонками взаимные угловые перемещения лап цилиндров турбины и опорных «крыльев» корпусов подшипников так же, как будет показано ниже, не оказывают значительного влияния на устойчивость СТП к внешнему воздействию.

Результаты экспериментальных исследований взаимных угловых перемещений лап цилиндров и опорных «крыльев» выносных корпусов подшипников, выполненных автором на ряде турбин различных заводов изготовителей (Т-100 ТМЗ, К-300-240 ХТЗ, К-300-240 ЛМЗ и др.), оборудованных поворотными шпонками, обеспечивающими свободные перемещения лап цилиндров турбины относительно корпусов подшипников, показали, что для всех турбин характер угловых перемещений лап и опорных «крыльев» корпусов подшипников совпадает. Как отмечалось ранее в главе 1 (п. 1.2.3.1), в начале пуска, при подаче пара на уплотнения, лапы цилиндров «расходятся» от оси турбины (рисунок 1.18, а). Затем, по мере прогрева металла цилиндров, лапы «сходятся» к оси турбины

(рисунок 1.18, б). Опорные «крылья» корпусов подшипников всё время пуска деформированы в сторону от цилиндра турбины.

Исследования взаимных угловых деформаций проводились с использованием специально разработанной оптической установки. Комплект оснастки для определения суммарного разворота «крыльев» корпуса подшипников или опирающихся на них лап цилиндра (рисунок 4.6) содержит две вертикальные стойки. На одной из стоек установлена зрительная труба, имеющая прицельную сетку, под зрительной трубой размещена шкала с подсветкой; на другой стойке закреплено отражающее зеркало. Стойки комплекта устанавливаются попарно на лапы цилиндра, опирающиеся на корпус подшипника и на опорные «крылья» корпусов подшипников.

Перед проведением исследований зрительная труба и отражающее зеркало выставлялись таким образом, чтобы перекрестие окуляра совпадало с началом отсчёта (рисунок 4.6, а). При угловом перемещении (развороте) лап или «крыльев» корпуса подшипников видимая точка шкалы, совпадающая с перекрестием, смещается от начального положения на некоторую величину δ (рисунок 4.6, б).

Угол ξ суммарного разворота лап или «крыльев» корпуса подшипников определяется по формуле:

$$\xi = \frac{\delta}{2W}, \quad (4.38)$$

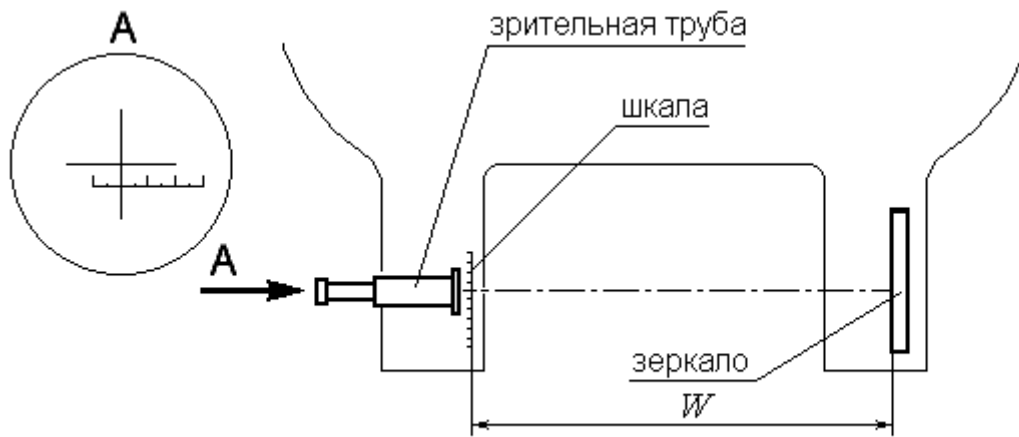
где δ - смещение видимой точки шкалы, совпадающей с перекрестием, мм;

W - расстояние между отражающим зеркалом и шкалой, мм.

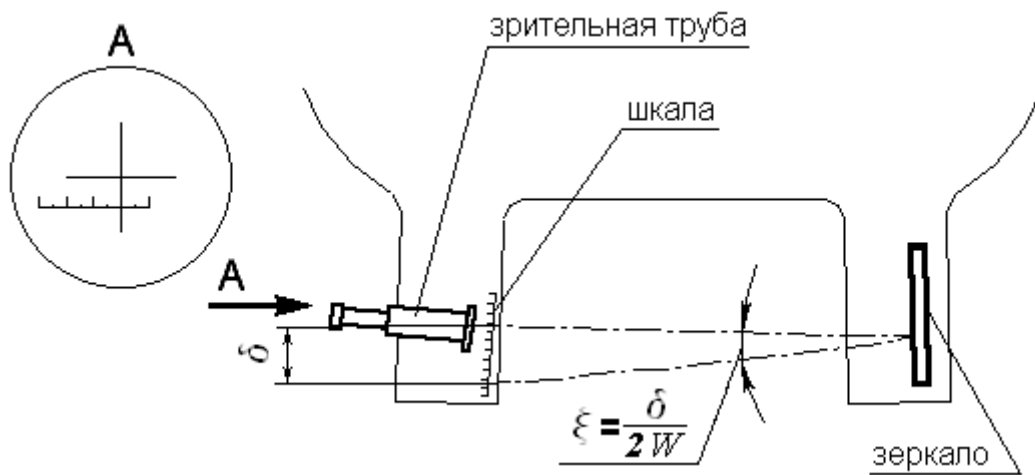
Максимальная величина относительной погрешности измерения угловых перемещений при реализации разработанной методики не превышает 5,4 % [44].

Оснастка, как правило, размещалась на лапах цилиндров турбины, опирающихся на корпус среднего подшипника и на соответствующие опорные «крылья» корпуса подшипника. Пример установки оснастки на турбину типа Т-100/120-130 ТМЗ представлен на рисунке 4.7.

Величины взаимных угловых перемещений лапы цилиндра относительно опорного «крыла» корпуса подшипников определялись как половина разности суммарных разворотов соответствующих пар лап цилиндров и «крыльев» корпусов подшипников. Такой подход был основан на допущении, что угловые деформации лап и «крыльев» симметричны относительно оси турбины и позволяет оценить минимально возможное значение углового перемещения лапы относительно «крыла» корпуса подшипника.



а)



б)

- а) выставление нулевого положения для измерения угла разворота
 б) определение суммарного разворота

Рисунок 4.6 - Определение разворотов лап цилиндра и «крыльев» корпусов подшипников

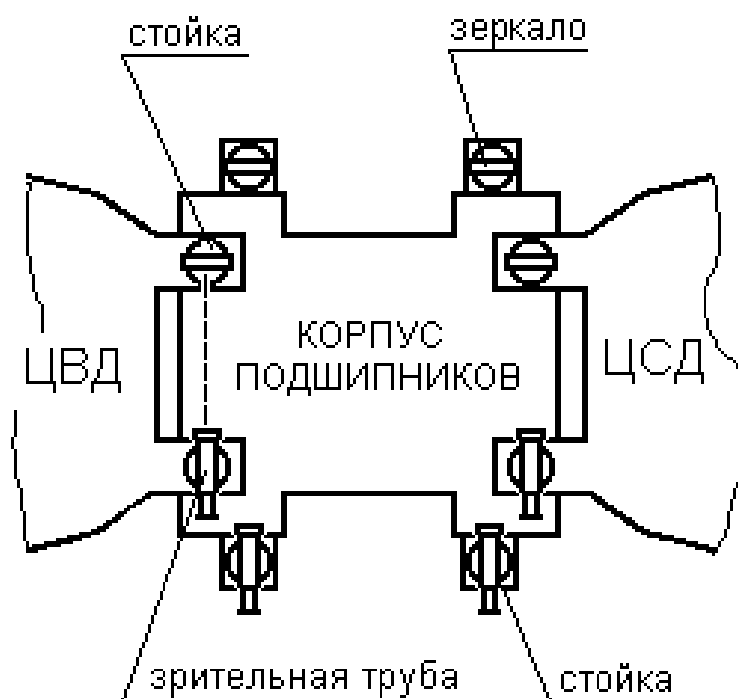


Рисунок 4.7 - Схема установки оснастки для определения взаимных угловых перемещений лап цилиндров и опорных «крыльев» корпуса подшипника

Анализ результатов экспериментальных исследований, выполненных на турбинах с поворотными поперечными шпонками, показал, что взаимные угловые перемещения лап цилиндра и соответствующих опорных «крыльев» корпусов подшипников таких турбин достигают величин, значительно превышающих величины предельных угловых перемещений не только в штатных поперечных шпонках, но и в применяемых при реконструкции на ряде турбин ромбовидных поперечных шпонках.

Под предельным угловым перемещением для штатных и ромбовидных поперечных шпонок понимается такое изменение взаимного положения элементов сочленения лапы цилиндра и корпуса подшипника, при котором возникает «диагональный» контакт в паре «призматическая поперечная шпонка - паз».

Подробно результаты исследований представлены в [44]. На рисунке 4.8 в качестве примера представлены данные по взаимным угловым перемещениям лап цилиндров, опирающихся на корпус среднего подшипника, и соответствующих опорных «крыльев» корпуса среднего подшипника турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст. № 2 Ново-Свердловской ТЭЦ, в устройствах сочленения которой использовались поворотные шпонки. Красными

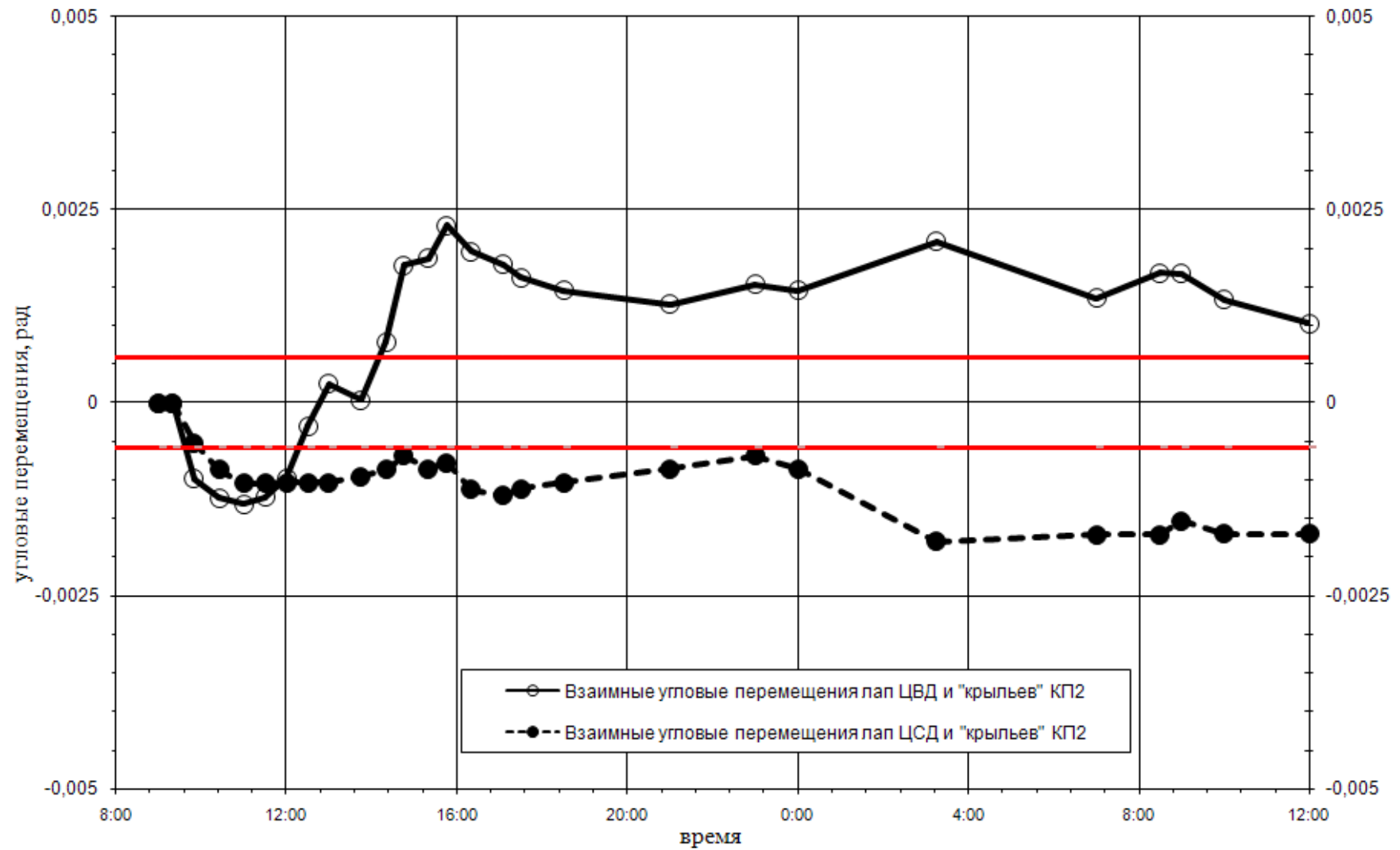


Рисунок 4.8 - Взаимные угловые перемещения лап цилиндров и опорных крыльев КП2 турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст. № 2 Ново Свердловской ТЭЦ

линиями на рисунке показаны границы предельных угловых перемещений штатных неподвижных поперечных шпонок, соответствующие зазору 0,15 мм. Видно, что максимальные величины взаимных угловых перемещений лап и опорных «крыльев» более чем в три раза превышают величину предельных угловых перемещений штатных неподвижных поперечных шпонок. Также из представленных на рисунке данных видно, что, по крайней мере для ЦВД, во время пуска турбины обязательно имеется отрезок времени, когда величина взаимных угловых перемещений близка к нулю, т.е. призматическая часть поперечной шпонки практически параллельна поверхностям паза.

Результаты исследований турбин, оборудованных поворотными поперечными шпонками, позволяют сделать следующие предположения относительно взаимодействия элементов неподвижных поперечных шпонок:

- Величина эффективного зазора в штатном поперечном шпоночном соединении изменяется во время пуска от максимального значения, равного зазору в соединении до начала проведения пусковых операций, до нуля. Под эффективным зазором понимается сумма минимальных расстояний между боковой поверхностью паза и ближайшего к ней вертикального ребра призматической части поперечной шпонки (рисунок 4.9).
- При каждом пуске турбины на боковых контактных поверхностях пары «паз – поперечная шпонка» создаются условия, при которых могут происходить пластические деформации, приводящие к неконтролируемому изменению величины

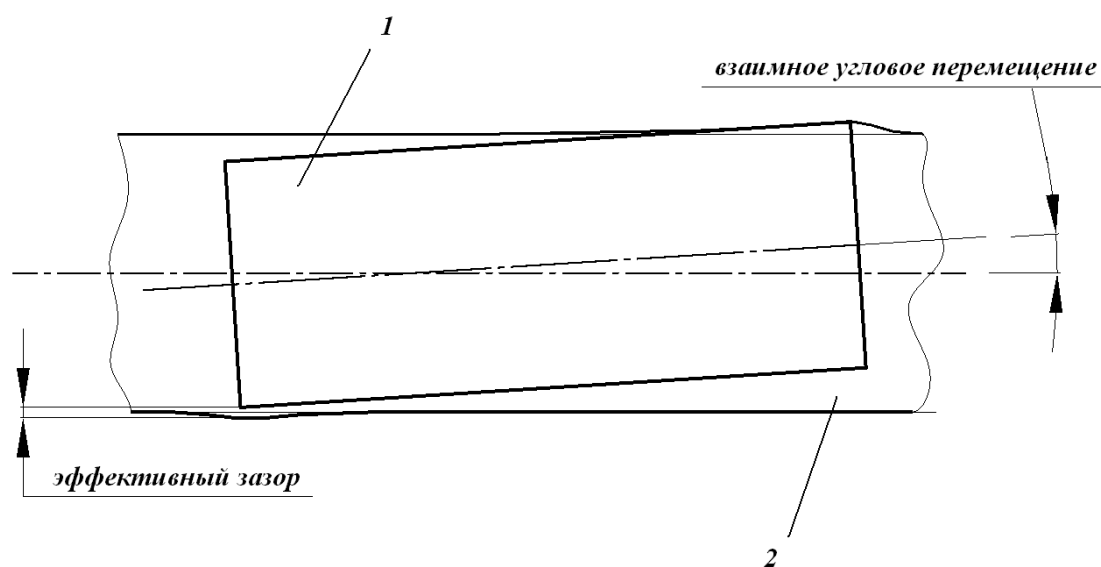


Рисунок 4.9 - Эффективный зазор в неподвижной поперечной шпонке

эффективного зазора в соединении при том же взаимном угловом перемещении лапы цилиндра и опорного «крыла» корпуса подшипника.

Исследования, выполненные автором на турбинах, оборудованных неподвижными поперечными шпонками, подтверждают сделанные предположения. На рисунке 4.10 представлены данные, полученные при обследовании турбины ТР-100/120-130 ТМЗ ст. № 3 Ново Свердловской ТЭЦ. Видно, что в взаимные угловые перемещения лап и «опорных» крыльев выходят за рамки, ограниченные максимальным формулярным зазором в сочленении 0,15 мм (красные линии). Причём на поперечных шпонках ЦВД взаимные угловые перемещения в обоих направлениях превысили пределы угловых перемещений, соответствующих максимальному формулярному зазору в сочленении. Такие перемещения возможны только в случае деформации элементов поперечной шпонки. С другой стороны, величины эффективных зазоров в эти моменты обеспечивают условия устойчивости. Но во время пуска и для поперечных шпонок ЦВД и для поперечных шпонок ЦСД наблюдаются моменты, когда отсутствуют или очень малы взаимные угловые перемещения. Соответственно, в эти моменты времени эффективные зазоры в сочленении уже не обеспечивают условие устойчивости СТП к внешнему воздействию (область внутри зелёных линий).

По мнению автора, на основании представленного выше анализа, для турбин с традиционным сочленением (с неподвижными поперечными шпонками), в случаях, когда не выполняется условие (4.36), во время пуска турбины можно выделить временные интервалы, когда величина эффективного зазора в сочленении обеспечивает условие устойчивости СТП к внешнему воздействию и при этом всегда существуют временные интервалы, в которых величина эффективного зазора не обеспечивает условие устойчивости (4.36). Также необходимо отметить, что в результате угловых деформаций лап цилиндров турбины при пуске возможно деформирование боковых поверхностей паза поперечного шпоночного соединения или зуба шпонки. Соответственно, во время пуска может происходить увеличение величины эффективного зазора в соединении и, как следствие, увеличение временного интервала, во время которого условие устойчивости не обеспечивается.

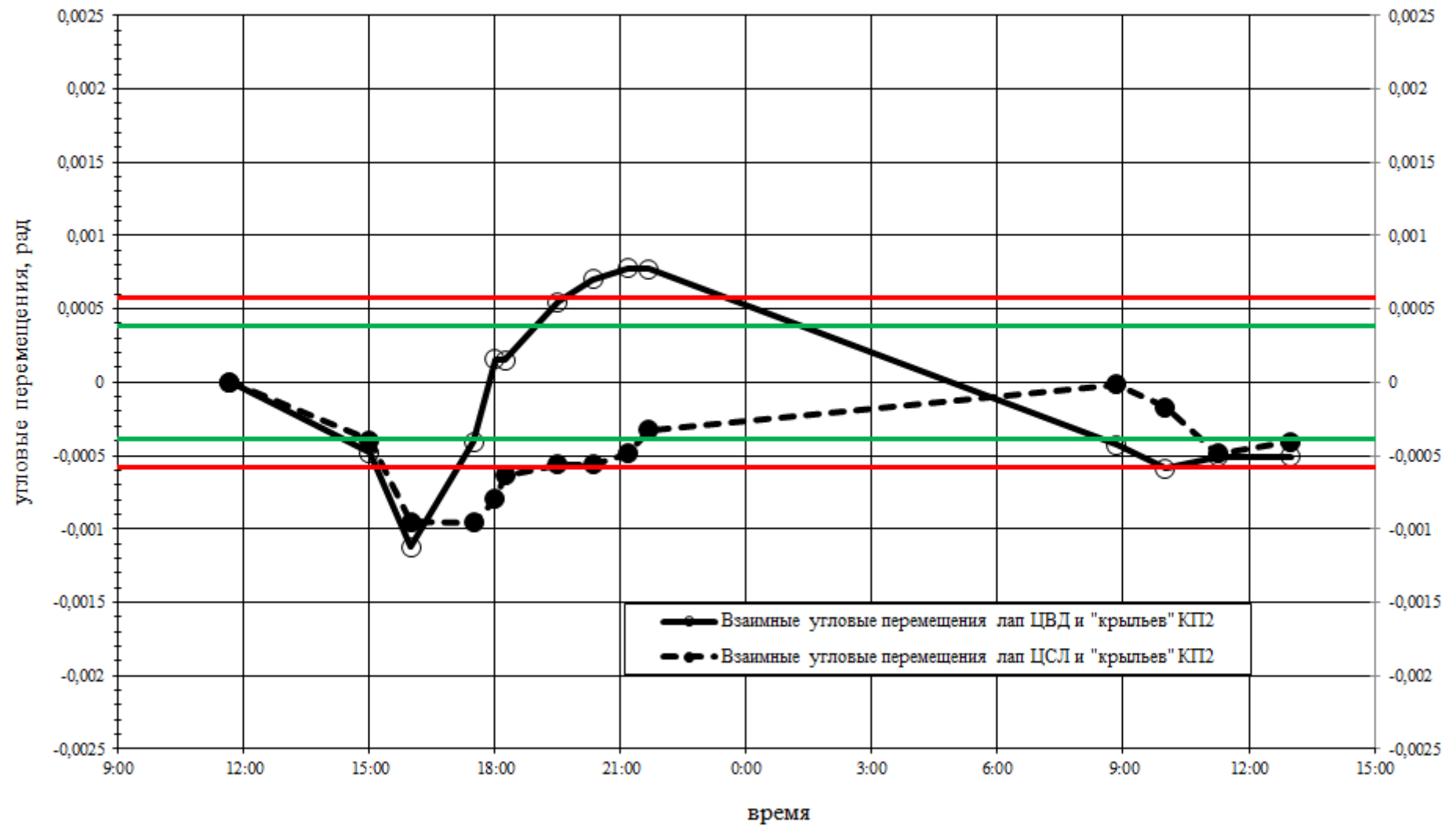


Рисунок 4.10 - Взаимные угловые перемещения лап цилиндров и опорных крыльев КП2 турбины Т-100/120-130 ТМЗ ст. № 3 Ново Свердловской ТЭЦ

Изменение величины эффективного зазора достаточно сложно проконтролировать на полноразмерных поперечных шпонках традиционными методами, используя щупы, поскольку происходит местное обмятие. Для достоверного определения изменения зазора необходимо контролировать его величину на различной глубине погружения щупа при различных тепловых состояниях цилиндра. В случае, если зона контакта зуба шпонки и боковой поверхности паза находится на некотором удалении от края боковой поверхности, доступной для контроля, т.е. ближе к оси турбины, как, например, в ромбовидных поперечных шпонках, то контроль изменения величины зазора стандартными наборами щупов невозможен. Здесь было бы целесообразно применение дистанционных пластин, твёрдость которых ниже твёрдости материала зуба. В этом случае во время эксплуатации будет происходить деформирование этих пластин. При проведении планового ремонта деформированные пластины могут заменяться на новые.

Также, по мнению автора, изменение величины эффективного зазора в процессе эксплуатации объясняет возникновение затруднений в работе СТП через 25 – 30 тысяч часов эксплуатации после ремонта [139 - 141]. Применение дистанционных пластин также позволило бы решить эту проблему.

4.2.4. Диаграмма устойчивости для турбин с традиционным устройством сочленения

На практике зазоры в сочленениях цилиндров и корпусов подшипников не всегда бывают одинаковыми. При проектировании новых турбин для зазоров в шпоночных соединениях СТП обычно задаются интервалы допустимых значений.

Графически оценить устойчивость СТП цилиндра турбины к внешнему воздействию во всем диапазоне заданных конструкторской документацией зазоров в шпоночных соединениях можно по предложенной автором «диаграмме устойчивости СТП». 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 СТП», построенная по выражению.

$$\frac{a_i}{c_i} = K_{\text{турб}}^{\text{III}} \quad (4.39)$$

Граница устойчивости делит поле диаграммы на две области:

- область устойчивости системы – ниже границы устойчивости;
- область неустойчивого состояния системы – выше границы устойчивости.

Таким образом, если точка, соответствующая текущему состоянию зазоров в СТП цилиндра турбины, лежит выше границы устойчивости, то внешнее воздействие может негативно повлиять на работу СТП, т.е. вызвать «диагональный» контакт в паре «продольные шпонки – корпус подшипника» и, соответственно, затруднённые тепловые перемещения корпуса подшипников.

Задаваемые при проектировании турбины интервалы допустимых значений зазоров можно описать системой неравенств:

$$\begin{cases} a^{\min} \leq a_i \leq a^{\max} \\ b^{\min} \leq b_i \leq b^{\max} \\ c^{\min} \leq c_i \leq c^{\max} \end{cases}, \quad (4.40)$$

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.

В системе координат «диаграммы устойчивости» все возможные сочетания зазоров СТП находятся внутри «области формулярных зазоров», которая задаётся системой неравенств

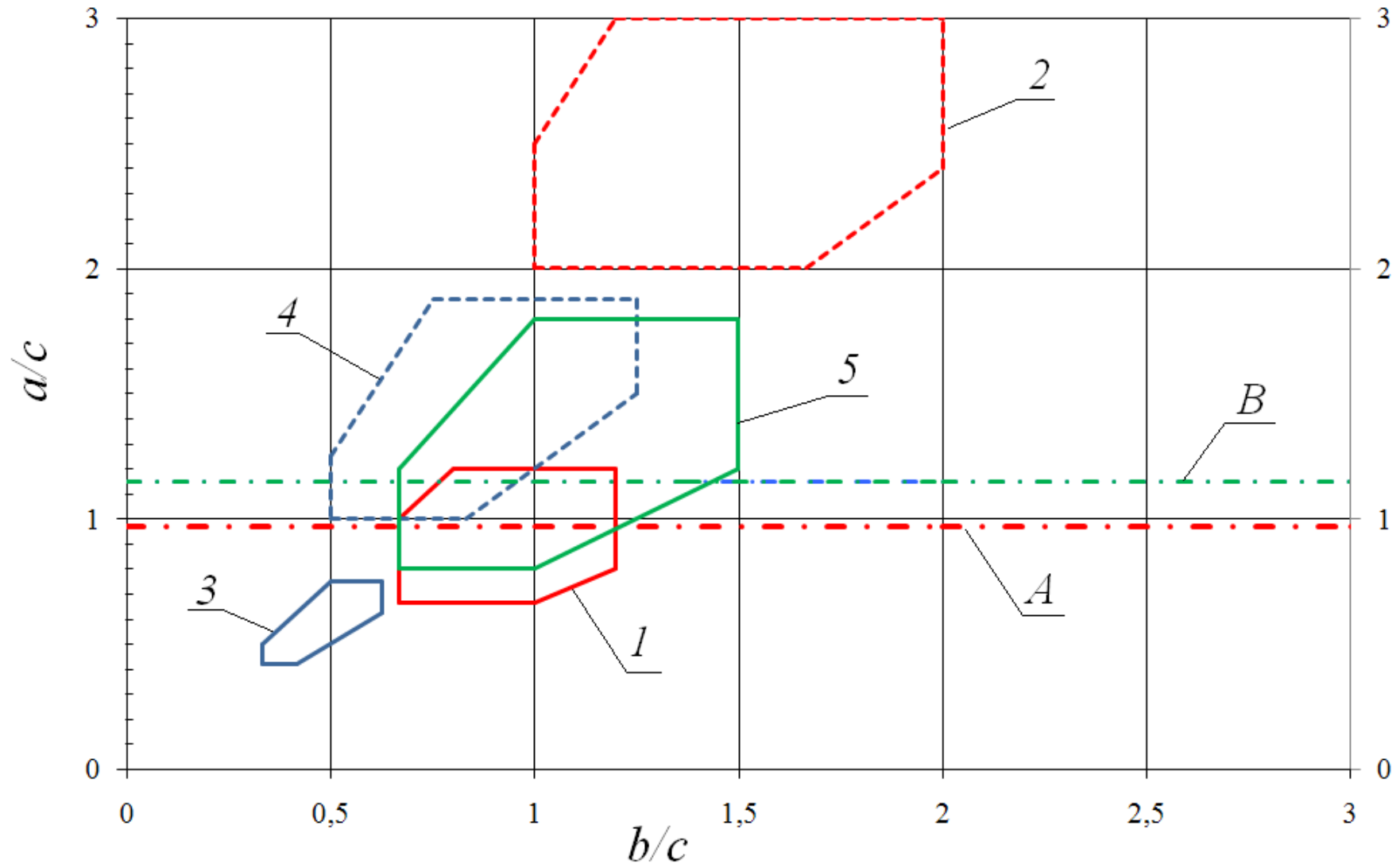
$$\begin{cases} \frac{a}{c} \times \frac{b^{\min}}{a^{\max}} \leq \frac{b}{c} \leq \frac{a}{c} \times \frac{b^{\max}}{a^{\min}} \\ \frac{a^{\min}}{c^{\max}} \leq \frac{a}{c} \leq \frac{a^{\max}}{c^{\min}} \\ \frac{b^{\min}}{c^{\max}} \leq \frac{b}{c} \leq \frac{b^{\max}}{c^{\min}} \end{cases} \quad (4.41)$$

Оценить устойчивость СТП проектируемого цилиндра к внешнему воздействию можно, построив «область формулярных зазоров» и «границу устойчивости СТП» на поле «диаграммы устойчивости СТП».

Значения основных геометрических характеристик сочленения ЦВД с корпусом переднего подшипника для ряда турбин, выпускавшихся различными заводами-производителями, представлены в таблице 4.1.

На рисунке 4.11 в качестве примера представлены диаграммы устойчивости СТП для ЦВД турбин выпускавшихся ТМЗ, характеристики которых приведены в таблице 4.1.

Особый интерес с точки зрения влияния изменения формулярных зазоров на устойчивость СТП представляют данные по турбинам семейства Т-100/Т-110 ТМЗ. Турбины этого семейства имеют одинаковые геометрические характеристики: длины цилиндров, расстояния между лапами цилиндров и расстояния между продольными шпонками. В первых турбинах этого семейства зазоры в шпоночных соединениях устройства сочленения, как и для менее мощных турбин 50-х годов XX века, были заданы из условия обеспечения «ходовой» посадки. Исходя из опыта эксплуатации, когда было выявлено, что происходит «обмятие» контактных поверхностей поперечных шпонок вследствие угловых перемещений лап цилиндров [37, 43], величины зазоров в поперечных шпоночных соединениях были увеличены, практически в 3 раза. Также несколько были увеличены зазоры в вертикальных шпонках. Но зазоры в паре «продольные шпонки – корпус подшипника» для турбин Т-110/120-130-5 ТМЗ (пятая модификация турбины Т-100/120-130) остались неизменными. Из данных представленных на рисунке 4.11 видно, что для турбины Т-100/120-130-1 ТМЗ часть области формулярных зазоров (около 2/3) располагалась ниже 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; 2 – область формулярных зазоров ЦВД Т-110; 3 – область формулярных зазоров ЦВД Т-175; 4 – область формулярных зазоров ЦВД Т-185; 5 – область формулярных зазоров ЦВД Т-250.

Рисунок 4.11 - Границы устойчивости и области формулярных зазоров для ЦВД некоторых турбин, выпускавшихся ТМЗ

Таблица 4.1 - Основные геометрические характеристики сочленений ЦВД с корпусом переднего подшипника (значения W указаны по ширине лап)

| Турбина | Геометрические характеристики сочленения ЦВД с выносными корпусами подшипников, 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-100-2 ТМЗ | 3175 | 1500 | 1750 | 1550 | 1340 | 150 | 0,04 | 0,06 | 0,04 | 0,06 | 0,05 | 0,06 |
| Т-110-5 ТМЗ | | | | | | | 0,12 | 0,15 | 0,06 | 0,10 | 0,05 | 0,06 |
| Т-175 ТМЗ | 4320 | 1940 | 2200 | 1550 | 1690 | 120 | 0,05 | 0,06 | 0,04 | 0,05 | 0,08 | 0,12 |
| Т-185 ТМЗ | | | | | | | 0,12 | 0,15 | 0,06 | 0,10 | 0,08 | 0,12 |
| Т-250 ТМЗ | 4250 | 1940 | 2200 | 1550 | 1690 | 120 | 0,12 | 0,18 | 0,08 | 0,10 | 0,10 | 0,15 |
| ПТ-60 ЛМЗ | 4570 | 1900 | 1990 | 1700 | 1430 | 0 | 0,06 | 0,08 | 0,06 | 0,08 | 0,06 | 0,10 |
| ПТ-80 ЛМЗ | 4000 | 1900 | 1780 | 1700 | 1430 | 0 | 0,06 | 0,08 | 0,06 | 0,08 | 0,06 | 0,10 |
| К-300-240 ХТЗ | 4958 | 1950 | 2060 | 1800 | 1350 | 245 | 0,25 | 0,35 | 0,15 | 0,25 | 0,20 | 0,30 |
| К-330-24,5 УЗЭМ | 5120 | 1350 | 2060 | 1290 | 1360 | 245 | 0,05 | 0,10 | 0,06 | 0,10 | 0,04 | 0,06 |

Увеличение зазоров на поперечных шпонках привело к тому, что вся область формулярных зазоров переместилась выше границы устойчивости, т.е. в область неустойчивого состояния системы.

То же можно сказать и про турбины семейства Т-175/Т-185 ТМЗ. Известно, что турбина Т-185/220-130/15 ТМЗ является модификацией турбины Т-175/210-130/15 ТМЗ. Все габаритные размеры турбин совпадают. У турбин Т-175/210-130/15 ТМЗ величина зазора на продольных шпонках, по сравнению с турбиной Т-100/110-130 была увеличена практически в два раза. Область формулярных зазоров этой турбины полностью находится ниже границы устойчивости – в области устойчивости системы. Последующее увеличение для турбин Т-185/220-130/15 ТМЗ зазоров в поперечных шпонках привело к смещению области формулярных зазоров «вверх», значительная часть области формулярных зазоров (более 3/4) переместилась выше границы устойчивости. Таким образом, отсутствие системного подхода к изменению формулярных зазоров привело к ухудшению эксплуатационных свойств СТП.

4.3. Условия устойчивости систем тепловых расширений паровых турбин с альтернативными вариантами конструкций сцепных устройств

Ранее, в разделе 4.1, были исследованы универсальные условия устойчивости СТП паровой турбины, вне зависимости от конструкции сочленения цилиндра турбины и выносного корпуса подшипника. В разделе 4.2 были рассмотрены условия устойчивости традиционной системы сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника, когда осевое усилие передаётся на корпус подшипника через лапы цилиндра. Как упоминалось ранее в главе 1, кроме традиционной конструкции сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника применяется три основных устройства сочленения цилиндра турбины и выносного корпуса подшипников, исключая лапы цилиндра из схемы передачи осевого усилия:

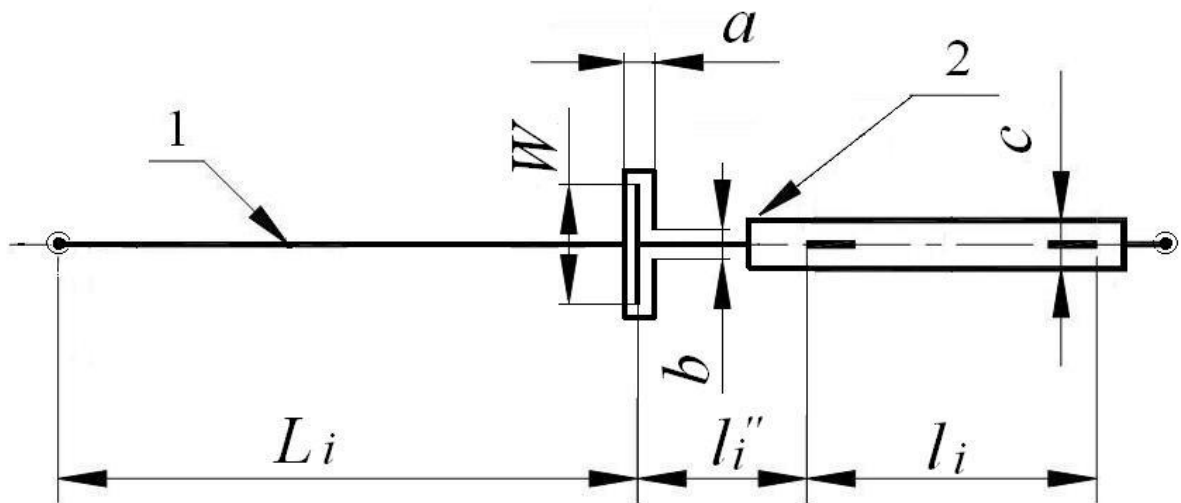
1. сцепное устройство с Т-образным зацепом;
2. сцепное устройство серьгового типа и
3. пластинчатое сцепное устройство.

Целесообразно рассмотреть условия устойчивости СТП с вышеупомянутыми конструкциями устройств сочленения корпусов подшипников и цилиндров турбины.

4.3.1. Анализ устойчивости устройства сочленения корпуса подшипника и цилиндра турбины с применением Т-образного зацепа

Кинематическая схема «базового» блока с сочленением корпуса подшипника и цилиндра турбины с применением Т-образного зацепа представлена на рисунке 4.12.

Все обозначения аналогичны обозначениям «базового» блока. Но в отличие от тра-



1 – цилиндр турбины; 2 – выносной корпус подшипника

Рисунок 4.12 - Кинематическая схема сочленения корпуса подшипника и турбины Т-образным зацепом

диционного устройства сочленения, в данном случае приняты следующие обозначения:

a – суммарный зазор между полками Т-образной части зацепа и охватываемым элементом в направлении оси турбины;

W – длина перекладины Т-образной части зацепа;

b – суммарный зазор между основанием Т-образной части зацепа и охватываемым элементом в направлении перпендикулярном оси турбины (аналог вертикальной шпонки).

Необходимо отметить, что в отличие от традиционного устройства сочленения геометрические размеры Т-образного зацепа не зависят от размеров цилиндров турбины и определяются только условия прочности при передаче осевого усилия. Поэтому в каждом шарнирном узле размеры элементов сочленения и зазоры между ними могут быть выполнены одинаковыми.

При выполнении анализа принимаем следующие допущения:

- элементы сочленения абсолютно жёсткие, упругими деформациям элементов пренебрегаем;
- размеры элементов всех Т-образных зацепов многоцилиндровой турбины и зазоры между ними одинаковы;
- первоначальные зазоры в Т-образном зацепе выставлены симметричными.

Анализ схемы Т-образного зацепа показывает, что величина предельного углового смещения оси корпуса подшипника относительно оси цилиндра турбины, с учётом того, что геометрические параметры всех узлов сочленения одинаковы, определяется из выражения

$$\alpha^{\text{пред}} = \frac{a}{W}. \quad (4.42)$$

Соответственно, выражение (4.27) для многоцилиндровой турбины, оборудованной Т-образными зацепами, можно записать как

$$\frac{a}{W} \leq \min_i \left(\frac{c_i}{l_i} \right). \quad (4.43)$$

Анализ показывает, что, как и для традиционного устройства сочленения, для обеспечения устойчивости СТП с использованием Т-образного зацепа необходимо, чтобы выполнялось выражение

$$\frac{a}{c} \leq \frac{W}{\min_i l_i}, \quad (4.44)$$

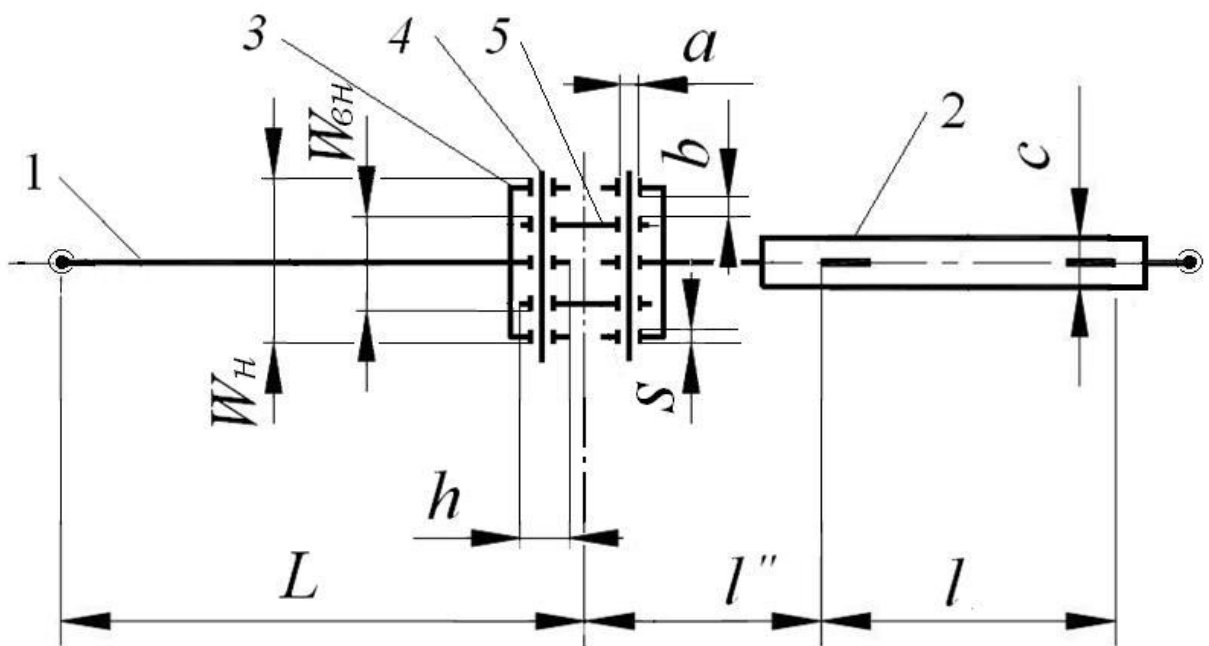
т.е. отношение зазора между элементами Т - образного зацепа в направлении оси турбины к зазору на продольных шпонках должно быть не более отношения расстояния между крайними точками зацепа в направлении перпендикулярном оси турбины к

минимальному расстоянию между наружными торцами продольных шпонок всех выносных корпусов подшипников.

Расстояние между крайними точками зацепа в направлении перпендикулярном оси турбины является аналогом расстояния между поперечными шпонками в ранее рассмотренной СТП с традиционным устройством сочленения. Если для традиционной СТП эта величина обычно находится в пределах от 1200 до 1900 мм, то для Т-образного зацепа эта величина, по оценке автора, не превышает 300 мм. Соответственно, величина зазора a , достаточная для обеспечения устойчивости системы, при прочих равных параметрах, должна быть меньше. Если для СТП с традиционным устройством сочленения величина осевого зазора, при ширине устройства 1500 мм составляет 0,15 мм, то для Т-образного зацепа эта величина зазора a должна быть около 0,03 мм.

4.3.2. Анализ устойчивости для сцепного устройства «серьгового» типа

Упрощенная кинематическая схема устройства сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника «серьгового» типа представлена на рисунке 4.13.



1 – цилиндр турбины; 2 – корпус подшипника; 3 – проушина; 4 – палец;
5 – пластина (серьга).

Рисунок 4.13 - Кинематическая схема серьгового сочленения корпуса подшипника и цилиндра турбины

На рисунке приняты следующие обозначения, отличающиеся от принятых для «базового» блока и ранее рассмотренных устройств сочленения:

$W_{\text{вн}}$ – расстояние между крайними пластинами (серьгами), передающими осевое усилие;

$W_{\text{н}}$ – ширина проушины или ширина устройства;

S – толщина пластины и элемента проушины;

a – зазор между пальцами и отверстиями в проушинах и пластинах;

b – зазор между пластиной и соседними элементами проушины;

h – перекрыша пластины и проушины.

Сочленение «серьгового» типа выполняется симметричным как относительно оси, лежащей в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины, так и относительно оси, лежащей в плоскости, перпендикулярной оси турбины. Соответственно за центр шарнирного узла принимается пересечение этих двух осей симметрии. Для целей анализа принимаем допущение, что элементы сочленения абсолютно жёсткие.

Величина предельного углового смещения корпуса подшипника относительно цилиндра турбины будет определяться из выражения:

$$|\alpha^{\text{пред}}| = 2 \left(\frac{a}{W_{\text{вн}}} + \frac{a}{W_{\text{н}}} \right) \quad (4.45)$$

или

$$|\alpha^{\text{пред}}| = 2a \left(\frac{W_{\text{н}} + W_{\text{вн}}}{W_{\text{н}} W_{\text{вн}}} \right). \quad (4.46)$$

Если принять, что пластины и элементы проушин имеют одинаковую толщину S , и пренебречь величиной зазора b , то можно записать:

$$W_{\text{вн}} = (2n - 1)S \quad (4.47)$$

и

$$W_H = (2n + 1)S, \quad (4.48)$$

где n – количество пластин в устройстве сочленения.

Тогда выражение (4.46) можно записать

$$|\alpha^{\text{пред}}| = \frac{a}{W_H} \left(\frac{4n}{2n-1} \right). \quad (4.49)$$

Соответственно, условие устойчивости для этого устройства сочленения можно записать как:

$$\frac{a}{c} \leq \frac{W_H}{\min_i l_i} \left(\frac{2n-1}{4n} \right) \quad (4.50)$$

или

$$\frac{a}{c} \leq \frac{W_H}{\min_i l_i} K_n, \quad (4.51)$$

где K_n – коэффициент, учитывающий количество пластин, передающих усилие в конструкции устройства, определяемый из выражения

$$K_n = \left(\frac{2n-1}{4n} \right). \quad (4.52)$$

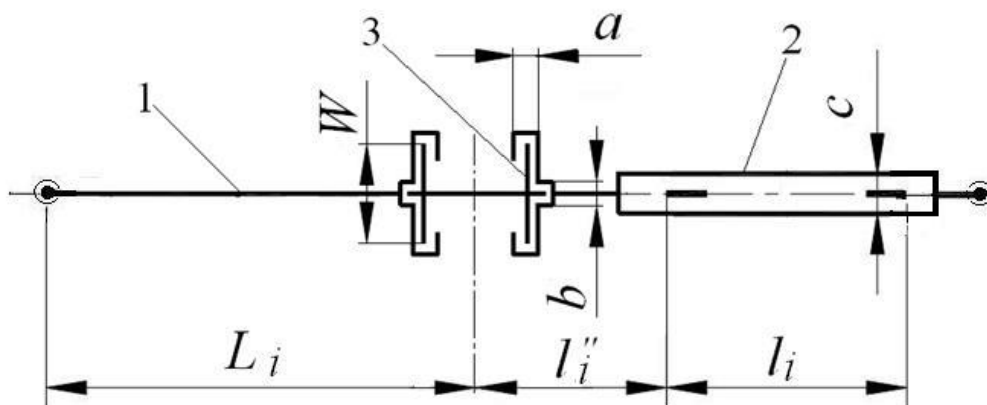
Из выражения (4.51) видно, что устойчивость СТП с устройством сочленения «серьгового» типа зависит от отношения общей ширины устройства, или ширины проушины, к минимальному расстоянию между продольными шпонками, но, в отличие от ранее рассмотренного Т-образного зацепа, зависит и от количества пластин в устройстве. Величина коэффициента K_n для сцепного устройства с одной пластиной составит 0,25 и, в пределах

для бесконечного количества пластин, стремится к величине 0,5. Соответственно, при прочих равных условиях, величина зазора a в «серьговом» устройстве сочленения должна быть меньше, чем в ранее рассмотренных устройствах.

4.3.3. Анализ устойчивости для упругого элемента

Внешний вид пластинчатого сцепного устройства, применяемого в турбине производства предприятия «Skoda-Doosan», был представлен ранее на рисунке 1.24. Видно, что упругий элемент (промежуточное тело) выполнен в виде двутавра, на полках которого с внешних сторон имеются поперечные выступы, выполняющие роль вертикальных шпонок традиционного устройства сочленения. Толщина стенки упругого элемента рассчитывается таким образом, чтобы она допускала перемещение места крепления к цилиндру относительно места крепления к корпусу подшипника, но не теряла устойчивости при передаче осевого усилия от цилиндра на корпус подшипника.

Кинематическая схема устройства сочленения корпуса подшипника и цилиндра турбины, в котором используется промежуточное тело, представлена на рисунке 4.14.



1 – цилиндр турбины; 2 – корпус подшипника; 3 – промежуточное тело.

Рисунок 4.14 - Кинематическая схема сочленения корпуса подшипника и турбины с применением упругого элемента

Поскольку в открытых источниках отсутствуют описания конструкции сочленения, то при анализе устойчивости сочленения к внешнему воздействию автор исходил из доступных изображений турбин с подобным устройством сочленения и собственных представлений об обеспечении необходимой функциональности сочленения.

На рисунке приняты обозначения, аналогичные обозначениям ранее рассмотренных устройств сочленения:

a – зазор между промежуточным телом и креплением к цилиндру и корпуса подшипника в направлении оси турбины;

b – зазор между промежуточным телом и креплением к цилиндру и корпусу подшипника в направлении перпендикулярном оси турбины;

W – ширина промежуточного тела в месте крепления к цилиндру и корпусу подшипника.

Как и ранее рассмотренное устройство сочленения «серьгового» типа, сочленение с упругим элементом является симметричным относительно продольной оси и оси лежащей в плоскости перпендикулярной оси турбины. Соответственно за центр шарнирного узла также принимается пересечение этих осей симметрии.

Для представленного сочленения величина $\alpha_1^{\text{пред}}$ определяется из выражения

$$|\alpha_1^{\text{пред}}| = 2 \frac{a}{W}. \quad (4.53)$$

Соответственно, условие устойчивости СТП к внешнему воздействию для этого сочленения также будет описываться выражением

$$\frac{a}{c} \leq \frac{1}{2} \times \frac{W}{\min l_i}. \quad (4.54)$$

Из полученного выражения видно, что условие устойчивости для сочленения определяется шириной устройства, а осевой зазор в устройстве должен быть в два раза меньше, чем для Т-образного зацепа.

4.4. Сравнение устойчивости различных типов систем тепловых расширений

Анализ выражений (4.44), (4.50), (4.54), а также выражения (4.36) показывает, что во всех случаях условие устойчивости обуславливается отношением ширины устройства к минимальному расстоянию между внешними торцами продольных шпонок всех корпусов подшипников турбины с тем или иным коэффициентом. В этой связи представляет интерес сравнить требования по обеспечению осевых зазоров в устройствах сочленения.

Для корректности сравнения примем следующие общие ограничения и допущения:

- Величина зазора на продольных шпонках s принимается 0,15 мм;
- Величина расстояния $\min l_i$ между наружными торцами продольных шпонок принимается 1200 мм.

Для традиционного устройства сочленения величина расстояния между внешними торцами поперечных шпонок, для целей настоящего анализа, принимается 1200 мм. Для всех остальных устройств сочленения величина их ширины принимается 300 мм. Такой размер принят исходя из собственных оценок автора о возможных габаритах таких устройств для рассматриваемого примера. Для «серьгового» соединения принято, что в устройстве используется две пластины, аналогично конструкции, реализованной на турбине типа Т-250/300-240 ТМЗ.

В таблице 4.2 представлены результаты расчёта осевых зазоров в соединениях устройств сочленения.

Таблица 4.2 - Основные характеристики устройств сочленения

| Устройство сочленения | Ширина устройства | Расстояние между крайними торцами продольных шпонок | Величина зазора на продольных шпонках | в миллиметрах |
|---------------------------|-------------------|-----------------------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------------------------------|
| | | | | Максимальная величина осевого зазора в устройстве сочленения |
| Традиционное | 1200 | 1200 | 0,15 | 0,15 |
| Т-образное | 300 | 1200 | 0,15 | 0,037 |
| «серьгового» типа | 300 | 1200 | 0,15 | 0,014 |
| С промежуточным элементом | 300 | 1200 | 0,15 | 0,018 |

Из представленных результатов видно, что для обеспечения устойчивости устройства с Т-образным зацепом величина осевого зазора между элементами сочленения не должна превышать 0,037 мм при величине зазора по продольным шпонкам 0,15 мм.

Если применить условия устойчивости рассмотренных устройств передачи осевого усилия без участия опорных лап к турбине К-300-240 ХТЗ, в последних модификациях которой используется Т-образный зацеп, то при расстоянии между продольными шпонками под корпусом переднего подшипника 1800 мм и зазоре по продольным шпонкам 0,06 мм, получим:

- величина суммарного осевого зазора в Т-образном зацепе не должна превышать 0,01 мм;
- для сцепного устройства «серьгового» типа величина осевого зазора в соединении не должна превышать 0,014 мм;
- для сочленения с использованием промежуточного тела в виде упругой пластины величина осевого зазора в соединении не должна превышать 0,018 мм.

Анализ технологии изготовления и сборки рассмотренных устройств сочленения показывает, что наибольшие затруднения при монтаже турбины могут возникнуть у устройства сочленения с Т-образным зацепом. Необходимо выдержать очень малые величины зазоров. В конструкции, применяемой на турбинах ХТЗ, такая величина зазора может быть выдержана за счёт применения регулировочных пластин.

Для соединения «серьгового» типа величина зазора в соединении пальца с пластиной (серьгой) и проушиной должна быть минимальной, обеспечивающей только возможность поворота пластины (серьги) относительно проушины в вертикальной плоскости. Поэтому выдержать минимально необходимый зазор не представит особой сложности.

К недостаткам Т-образного зацепа и «серьгового» сочленения следует отнести возможность увеличения со временем вследствие естественного износа величины осевого зазора и, соответственно, вероятности возникновения «диагонального» контакта.

Для сочленения с использованием упругого элемента величина осевого зазора должна быть на порядок меньше, чем в традиционном устройстве сочленения, но сам гибкий элемент позволяет компенсировать изменение положения его крепления в вертикальном направлении, поэтому можно осуществить жёсткое крепление промежуточного

элемента к цилиндру турбины и корпусу подшипника. В этом случае возникновение «диагонального» контакта на продольных шпонках полностью исключено.

4.5. Выводы

1. Разработана кинематическая модель, в которой СТП представлена в виде многозвенной шарнирной системы, состоящей из одного или нескольких «базовых» модулей.
2. На основе моделирования определены условия устойчивости для различных вариантов организации СТП.
3. Обосновано, что для обеспечения надёжной работы СТП величина изменения угла поворота цилиндра турбины относительно корпуса подшипника в узле сочленения должна быть ограничена:
 - для обеспечения устойчивости СТП 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 продольных шпонок;
 - для обеспечения устойчивости СТП паровой турбины с несколькими последовательно перемещающимся выносными корпусами подшипников необходимо, чтобы предельный угол поворота во всех узлах сочленения цилиндров турбины с корпусами подшипников не превышал величины наименьшего предельного угла поворота из всех корпусов подшипников;
4. Определено что для обеспечения устойчивости СТП с традиционным устройством сочленения цилиндра турбины с корпусом подшипника отношение величины зазора в поперечных шпонках к величине зазора на продольных шпонках выносных корпусов подшипников не должно превышать отношения наименьшего из всех расстояния между внешними торцами поперечных шпонок к наибольшему расстоянию между внешними торцами продольных шпонок выносных корпусов подшипников.

5. По результатам моделирования показано, что в неподвижных поперечных шпонках угловые деформации лап цилиндра в процессе эксплуатации приводят к увеличению осевых зазоров в сочленении и, соответственно, к нарушению условия устойчивости СТП.
6. Обосновано что для обеспечения оптимального зазора на поперечных шпонках, обеспечивающего условие устойчивости СТП, целесообразно применять дистанционные пластины (позволяющие поддерживать постоянной величину зазора) или конструкции разрезных и поворотных поперечных шпонок.
7. Показано, что полное исключение возможности поворота корпуса подшипника относительно цилиндра турбины, которое обеспечивает устройство сочленения с упругим элементом в виде гибкой горизонтальной пластины, позволяет обеспечить устойчивость СТП к внешнему воздействию в течении длительного времени.
8. Предложенная модель и результаты выполненного моделирования могут быть использованы при проектировании новых паровых турбин и при реконструкции систем тепловых перемещений турбин, находящихся в эксплуатации.

5. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФАКТОРА ТЕМПЕРАТУРНОГО ПЕРЕКОСА НА ФЛАНЦАХ ЦИЛИНДРА ТУРБИНЫ НА УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Результаты исследований, представленные в настоящей главе, опубликованы в работах автора [174, 182-185].

В главе 4 были рассмотрены условия устойчивости СТП к внешнему силовому воздействию со стороны присоединённых к турбине трубопроводов. Как было отмечено в главах 1 и 3, одной из причин возникновения «диагонального» контакта и заклинивания в паре «корпус подшипника – продольные шпонки» является неодинаковость тепловых расширений отдельных лап цилиндра турбины в продольном направлении в результате температурного перекоса (разности температуры металла) по фланцам цилиндра турбины. В настоящей главе предложена модель взаимодействия в паре «корпус подшипника – продольные шпонки» при температурном перекосе по фланцам цилиндра и рассматриваются условия устойчивости СТП к температурному перекосу.

Исследования, выполненные специалистами ЦКТИ на турбинах типа К-800-240 ЛМЗ показали, что уже при разности температуры левого и правого фланцев ЦСД в 6 - 12 градусов, из-за неодинаковости тепловых расширений лап ЦСД в продольном направлении, корпус среднего подшипника (между ЦВД и ЦСД) поворачивается на предельный угол, обусловленный зазором на продольных шпонках [18], т.е. возникает «диагональный» контакт в паре «продольные шпонки – корпус подшипника». В большинстве инструкций по эксплуатации заводов-изготовителей паровых турбин в качестве предельной величины разности температур для фланцев цилиндра турбины, где имеется термомониторинг фланцев, указана предельная величина разности 10°С. На практике, во время пуска турбин наблюдаются значения температурного перекоса, значительно превышающие предельную величину, установленную заводом-изготовителем турбины. Так, при проведении работ по нормализации тепловых перемещений корпусов подшипников турбины Т-100/120-130 ТМЗ, автором во время пуска была зафиксирована разность температур фланцев ЦВД в 70°С.

При проектировании новых турбин, а также при выполнении их модернизаций и реконструкций очень важно принимать обоснованные решения о величинах зазоров в СТП и линейных размерах цилиндров и корпусов подшипников, опираясь на чёткое понимание

их влияния на функционирование всей системы в целом. То же относится и к назначению и соблюдению величин допустимых температурных перекосов на фланцах горизонтальных разъемов цилиндров турбин.

В этой связи целесообразно иметь возможность аналитическим путём, при заданных размерах цилиндра турбины и зазоров в традиционной СТП определить предельную величину температурного перекоса, при котором возникает «диагональный» контакт в паре «продольные шпонки – корпус подшипника» и оценить возникающие усилия.

Для решения этой задачи с участием автора были разработаны две модели: аналитическая модель, использующая инструменты теоретической механики и сопротивления материалов, и модель для выполнения анализа методом конечных элементов (МКЭ-модель). Они позволяют выполнять исследования влияния температурного перекоса на взаимодействие элементов СТП, в частности определять величины усилий, возникающих в местах контакта продольных шпонок с корпусом подшипника, и на основе полученных результатов обоснованно принимать решения по конструкции и параметрам СТП.

Разработанная аналитическая модель позволяет достаточно просто при заданных параметрах цилиндра турбины и СТП оценить величину предельного температурного перекоса, при котором возникает «диагональный» контакт в паре «продольные шпонки – корпус подшипника» и оценить величину усилий, возникающих в этой паре.

МКЭ-модель позволяет более точно определить момент возникновения контакта в паре «продольные шпонки – корпус подшипника», определить величину температурного перекоса, при котором возникает «диагональный» контакт, а также величину напряжений и усилий на контактных поверхностях. Метод конечных элементов в настоящее время широко используется в турбиностроении. Его применяют при отработке конструкций элементов турбин и вспомогательного оборудования: для оптимизации профилирования клапанов турбины [124], и лопаток проточной части турбины [125]. Особенно широко метод конечных элементов применяется при расчётах по оптимизации выхлопных патрубков [126, 127, 128, 129], оценке термонапряженного состояния роторов [132] и цилиндров турбины [130, 133]. Расчёты по определению перемещений точек конструкции цилиндра турбины при её прогреве для определения оптимальных зазоров в проточной части также выполняются с использованием численного моделирования методом конечных элементов [134]. Можно отметить применение метода конечных элементов при оптимизации технологии изготовления вспомогательного оборудования [135]. Реже МКЭ

применяется для оценки взаимодействия не соединённых жёстко между собою элементов турбины [136, 137, 138].

Но построение и расчёт МКЭ-модели являются длительными процессами, требующими применения специальных вычислительных программ. Поэтому использование МКЭ-модели может быть целесообразно для проверки решений принятых на основании анализа, выполненного с использованием аналитической модели. В представленном исследовании МКЭ-модель применялась для проверки применимости предложенной аналитической модели.

5.1. Аналитическая модель взаимодействия корпуса подшипника и продольных шпонок при температурном перекосе на фланцах цилиндра

Аналитическая модель построена на основе обобщённой схемы взаимодействия произвольного цилиндра многоцилиндровой паровой турбины, сочленённого с ним по традиционной схеме выносного корпуса подшипников (со стороны регулятора) и направляющих продольных шпонок, как элементов фундамента (рисунок 5.1), являющейся развитием схемы на рисунке 4.5, ранее рассмотренной в главе 4.

На рисунке приняты следующие обозначения:

i - номер цилиндра и номер корпуса подшипника со стороны «регулятора»;

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

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

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

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

L_i - расстояние между передними и задними поперечными шпонками цилиндра;

l_i - расстояние между внешними торцами продольных шпонок;

l'_i - расстояние между внешним торцом передней продольной шпонки и передней вертикальной шпонкой;

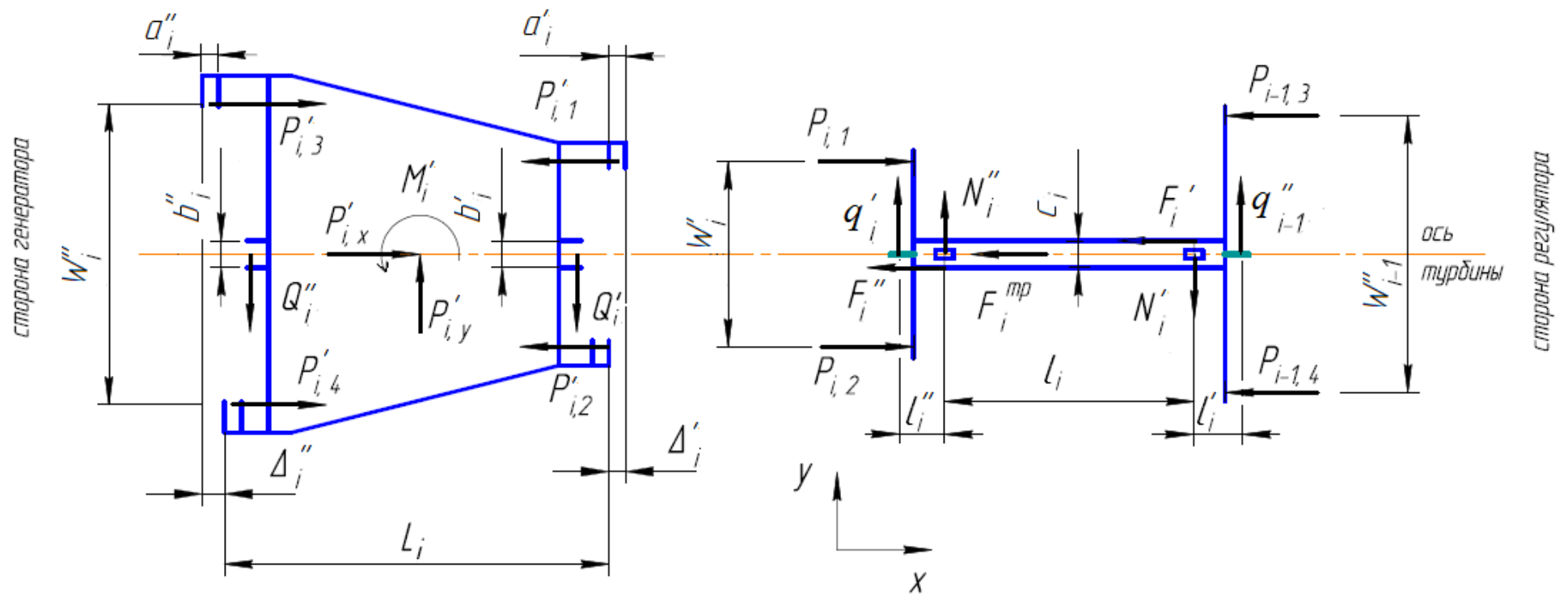


Рисунок 5.1 - Схема взаимодействия цилиндра турбины, корпуса подшипника и продольных шпонок

l_i'' - расстояние между внешним торцом задней продольной шпонки и задней вертикальной шпонкой;

W_i' - расстояние между передними поперечными шпонками цилиндра;

W_i'' - расстояние между задними поперечными шпонками цилиндра;

Δ_i' - температурное приращение длины передней лапы цилиндра;

Δ_i'' - температурное приращение длины задней лапы цилиндра;

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

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

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

F_i^{TP} - сила трения на подошве корпуса подшипника;

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

$a_i'; a_i''$ - суммарные зазоры на передних и задних поперечных шпонках цилиндра соответственно;

$b_i'; b_i''$ - суммарные зазоры на передних и задних вертикальных шпонках цилиндра соответственно;

c_i - суммарный зазор на продольных шпонках корпуса подшипника.

Необходимо также отметить, что:

$$|P_{i,1}'| = |P_{i,1}|; |P_{i,2}'| = |P_{i,2}|;$$

$$|P_{i-1,3}'| = |P_{i,3}|; |P_{i-1,4}'| = |P_{i,4}|;$$

$$|Q_i'| = |q_i'|; |Q_{i,зад}''| = |q_{i+1}''|.$$

При разработке аналитической модели были 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 корпуса подшипников на поверхности фундаментных рам. Равнодействующая весовой нагрузки на ригель лежит в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины;
- 3) осевая жёсткость выступов («крыльев») корпуса подшипника «k» одинакова для всех корпусов подшипников;
- 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 корпуса подшипника не учитывается, изменение зазоров по продольной шпонке, при развороте корпуса подшипника, происходит симметрично.

Температурное приращение длин лап цилиндра определяется как:

$$\Delta'_i = \Delta''_i = \frac{L_i}{2} \times \Delta t_i \times \alpha_t, \quad (5.1)$$

где Δt_i – температурный перекося по фланцам цилиндра;

α_t – коэффициент температурного расширения металла цилиндра.

Величина температурного перекося Δt_i определяется как:

$$\Delta t_i = t_{i,пр}^{фл} - t_{i,лев}^{фл}, \quad (5.2)$$

где $t_{пр}^{фл}$ – температура металла фланца цилиндра с правой стороны;

$t_{лев}^{фл}$ – температура металла фланца цилиндра с левой стороны.

Система уравнений для моделирования величин осевых усилий на лапах цилиндра турбины и усилий на продольные шпонки составлена исходя из условий равновесия цилиндра, равновесия корпуса подшипника, а также совместности деформаций и принятых допущений на основе расчётной схемы.

Условие равновесия цилиндра описывается следующими формулами:

$$P'_{i,x} + P'_{i,3} + P'_{i,4} - P'_{i,1} - P'_{i,2} = 0, \quad (5.3)$$

$$P'_{i,1} \times \frac{W'_i}{2} - P'_{i,2} \times \frac{W'_i}{2} - P'_{i,3} \times \frac{W''_i}{2} + P'_{i,4} \times \frac{W''_i}{2} = 0. \quad (5.4)$$

Условие равновесия корпуса подшипника описывается формулами:

$$P_{i,1} + P_{i,2} - P_{i-1,3} - P_{i-1,4} - F_{\text{тр},i} - F_{i,\text{пер}}^{\text{шпн}} - F_{i,\text{зад}}^{\text{шпн}} = 0, \quad (5.5)$$

$$N_i'' - N_i' = 0, \quad (5.6)$$

$$P_{i-1,3} \times \frac{W_{i-1}''}{2} - P_{i-1,4} \times \frac{W_{i-1}''}{2} - P_{i,1} \times \frac{W_i'}{2} + P_{i,2} \times \frac{W_i'}{2} - N_i' \times \frac{l_i}{2} - N_i'' \times \frac{l_i}{2} = 0. \quad (5.7)$$

Сила трения на подошве корпуса подшипника F_i^{TP} определяется по классической формуле силы трения как:

$$F_i^{\text{TP}} = G_i \times f_i, \quad (5.8)$$

где G_i – весовая нагрузка, передаваемая на фундаментную раму через подошву корпуса подшипника;

f_i – коэффициент трения на подошве корпуса подшипника.

Силы трения, возникающие при контакте корпуса подшипника с продольными шпонками, в данном случае также определяются по классической формуле как:

$$F_i' = N_i' \times f_i^{\text{шпн}} \quad (5.9)$$

и

$$F_i'' = N_i'' \times f_i^{\text{шпн}}, \quad (5.10)$$

где $f_i^{\text{шпн}}$ – коэффициент сопротивления движению корпуса подшипника на продольной шпонке.

Необходимо отметить, что суммарное осевое усилие, передаваемое со стороны i -го цилиндра на $(i+1)$ -ый корпус подшипника, составит:

$$P_{i,3} + P_{i,4} = \sum_{i=1}^n F_i^{\text{TP}} + \sum_{i=1}^n F_i' + \sum_{i=1}^n F_i''. \quad (5.11)$$

Для случая отсутствия зазора на продольных шпонках, при несимметричном нагружении корпуса подшипника, можно было бы записать:

$$P_{i,1} - P_{i,2} = k \times \Delta_i' \quad (5.12)$$

и

$$P_{i-1,3} - P_{i-1,4} = k \times \Delta_{i-1}'' . \quad (5.13)$$

Однако, для того чтобы учесть влияние зазора в паре «продольная шпонка – паз», вместо Δ_i' и Δ_{i-1}'' , в формулы (5.12) и (5.13) введены «расчётные температурные приращения» $\Delta_i^{\text{расч}'}$ и $\Delta_{i-1}^{\text{расч}''}$, которые определяются следующим образом:

$$\Delta_i^{\text{расч}' }(\varphi_i) = \begin{cases} 0, & \text{для } |\varphi_i| < |\beta_i^{\text{пред}}| \\ \Delta_i' + |\beta_i^{\text{пред}}| \times W_i' \times \frac{\varphi_i}{|\varphi_i|}, & \text{для } |\varphi_i| \geq |\beta_i^{\text{пред}}| \end{cases} \quad (5.14)$$

и

$$\Delta_{i-1}^{\text{расч}'' }(\varphi_i) = \begin{cases} 0, & \text{для } |\varphi_i| < |\beta_i^{\text{пред}}| \\ \Delta_{i-1}'' + |\beta_i^{\text{пред}}| \times W_{i-1}'' \times \frac{\varphi_i}{|\varphi_i|}, & \text{для } |\varphi_i| \geq |\beta_i^{\text{пред}}|, \end{cases} \quad (5.15)$$

где $\beta_i^{\text{пред}}$ – предельный угол поворота корпуса подшипника относительно оси турбины, определяемый из выражения (4.5);

φ_i – условный угол поворота корпуса подшипника относительно оси турбины в горизонтальной плоскости.

Величина условного угла поворота корпуса подшипника в горизонтальной плоскости вычисляется как:

$$\varphi_i = \frac{\Delta_{i-1}'' - \Delta_i'}{W_{i-1}'' + W_i'} . \quad (5.16)$$

Пока выполняется условие $|\varphi_i| < \beta_i^{\text{пред}}$ считаем, что продольные шпонки не вступили во взаимодействие (контакт) с корпусом подшипника, корпус подшипника свободно поворачивается по фундаментной раме и деформации его «крыльев» не происходит.

Исходя из вышепредставленных выражений, получим выражение для определения усилий реакции, действующих со стороны продольных шпонок на корпус подшипника:

$$N_i' = N_i'' = k \times \frac{\Delta_i^{\text{расч}' } \times W_i' - \Delta_{i-1}^{\text{расч}'' } \times W_{i-1}''}{2l_i} . \quad (5.17)$$

Величина температурного перекоса, при котором продольные шпонки и корпус переднего подшипника вступают во взаимодействие, исходя из (5.1), (5.14) и (5.16), определяется из выражения

$$\Delta t_1 = \frac{2c_1 W_1}{L_1 l_1 \alpha_t} \quad (5.18)$$

или, учитывая выражение (4.34),

$$\Delta t_1 = \frac{2c_1}{L_1 \alpha_t} K_1^{III}. \quad (5.19)$$

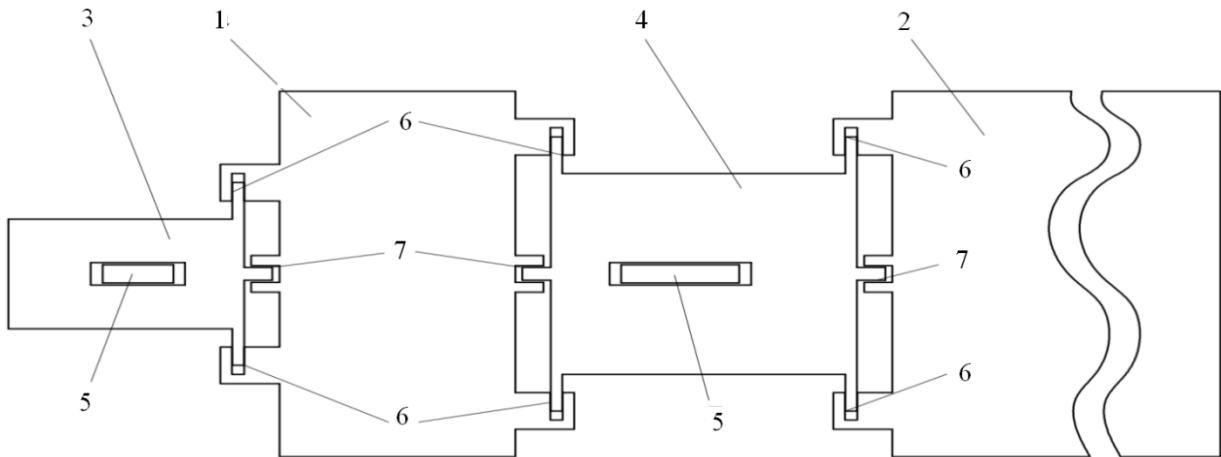
5.2. Модель для выполнения анализа методом конечных элементов (МКЭ-модель)

Предложенная аналитическая модель безусловно является упрощенной моделью, не учитывающей множество факторов, влияющих на работу элементов СТП. Её задача, как отмечалось ранее, получить простой инструмент для экспресс оценки величины температурного перекоса на фланцах цилиндра турбины при которой возникает «диагональный» контакт между направляющими осевого перемещения (продольными шпонками) и пазом в подошве корпуса подшипника, а также оценить величину усилий, возникающих в точках вышеупомянутого контакта.

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. 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, состоящая из двух цилиндров турбины (условно – цилиндра высокого и низкого давления) и двух корпусов подшипников.

Расчётная геометрическая схема МКЭ - модели представлена на рисунке 5.2 .



- 1 - цилиндр «1» (высокого давления); 2 - цилиндр «2» (среднего давления);
 3 - корпус переднего подшипника; 4 - корпус среднего подшипника;
 5 - продольные шпонки; 6 - поперечные шпонки; 7 - вертикальные шпонки.

Рисунок 5.2 - Расчётная геометрическая схема

Части предложенной МКЭ - модели взаимодействуют друг с другом при помощи сочленений, имитирующих поперечные и вертикальные шпонки. В отличие от аналитической модели, где были приняты допущения об отсутствии зазоров на поперечных шпонках и отсутствии влияния вертикальной шпонки на поворот корпуса подшипника, при разработке МКЭ - модели зазоры в поперечных и вертикальных шпонках учитывались, равно как и влияние вертикальных шпонок на поворот корпуса подшипников.

Геометрические размеры МКЭ – модели были приняты близкими к размерам соответствующих элементов турбин семейства Т-100/120-130 ТМЗ, а именно:

- расстояние между продольными шпонками корпуса переднего подшипника – $l_1 = 1500$ мм;
- расстояние между продольными шпонками корпуса среднего подшипника – $l_2 = 1400$ мм;
- расстояние между передними поперечными шпонками ЦВД – $W'_1 = 1500$ мм;

- расстояние между задними поперечными шпонками ЦВД – $W_1'' = 1740$ мм;
- расстояние между передними поперечными шпонками ЦВД – $W_2' = 1500$ мм;
- расстояние между передними и задними поперечными шпонками ЦВД – $L_i = 3500$ мм;
- зазоры во всех шпоночных соединениях приняты одинаковыми $a = b = c = 0,05$ мм.

Разбиение предложенной МКЭ - модели на конечные элементы представлено на рисунке 5.3

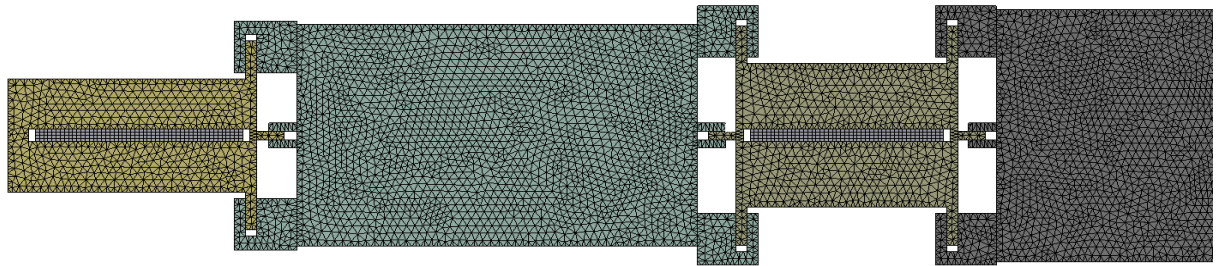


Рисунок 5.3 - Разбиение МКЭ - модели на элементы

Для моделирования реальных упругих характеристик корпусов подшипников максимально приближенным к реальным характеристикам, характеристики моделей корпусов подшипников подбирались так, чтобы осевая жёсткость выступов («крыльев») корпуса подшипника соответствовала величине, принимаемой для аналитической модели. Величина осевой жёсткости выступов («крыльев») корпуса подшипника « k » в настоящем исследовании была принята равной 1667 кН/мм (170 000 кгс/мм) по результатам экспериментальных исследований, выполнявшихся на турбинах Т-175-130 ТМЗ специалистами ПО «Турбомоторный завод».

Цилиндры и продольные шпонки принимались абсолютно жёсткими. Полагалось, что цилиндры и корпуса подшипников, в пределах соответствующих зазоров, могут свободно перемещаться в горизонтальной плоскости, весовая нагрузка отсутствует. Продольные шпонки жёстко зафиксированы на плоскости. Также, для упрощения МКЭ – модели, продольные шпонки под выносными корпусами подшипников были заданы не

разбитыми на две части, как это имеет место в реальности, а цельными. Цилиндр «2» (рисунок 5.2) со стороны генератора жёстко зафиксирован.

В качестве нагрузки, действующей на систему, для моделирования температурного перекоса на фланцах горизонтального разъёма ЦВД, задавалась неравномерная температура в направлении перпендикулярном оси цилиндра «1» (рисунок 5.2), которая приводила к его неравномерным тепловым деформациям. Моделировались температурные деформации системы при постепенном увеличении разности температур от 0 до 50 градусов. Более высокая температура задавалась с правой стороны цилиндра «1», если смотреть со стороны корпуса переднего подшипника. Первоначальное взаимное положение цилиндров и корпусов подшипников было принято аналогичным положению, возникающему при равномерном прогреве цилиндров, т.е. зазоры в поперечных шпонках со стороны цилиндров считались полностью выбранными.

5.3. Верификация аналитической модели

Для целей верификации аналитической модели для обеих моделей были выполнены расчёты по определению величин усилий реакции, действующих со стороны продольных шпонок на корпус переднего подшипника двухцилиндровой турбины.

Влияние температурного перекоса на фланцах цилиндра высокого давления на изменение усилий реакции на продольных шпонках корпуса среднего подшипника не рассматривалось, равно как и влияние температурного перекоса на фланцах второго цилиндра. Поскольку температура второго цилиндра для большинства рассматриваемых турбин, не имеющих промежуточного перегрева пара, значительно ниже температуры цилиндра высокого давления и отсутствуют достоверные сведения о наличии такого явления на цилиндрах среднего и низкого давления, дополнительное исследование таких зависимостей вряд ли имеет практическую ценность в настоящее время.

По результатам расчётов с использованием МКЭ – модели был выявлен порядок изменения точек контакта между элементами МКЭ – модели в зависимости от величины температурного перекоса.

Анализируемые точки контакта между элементами МКЭ – модели представлены на рисунке 5.4..

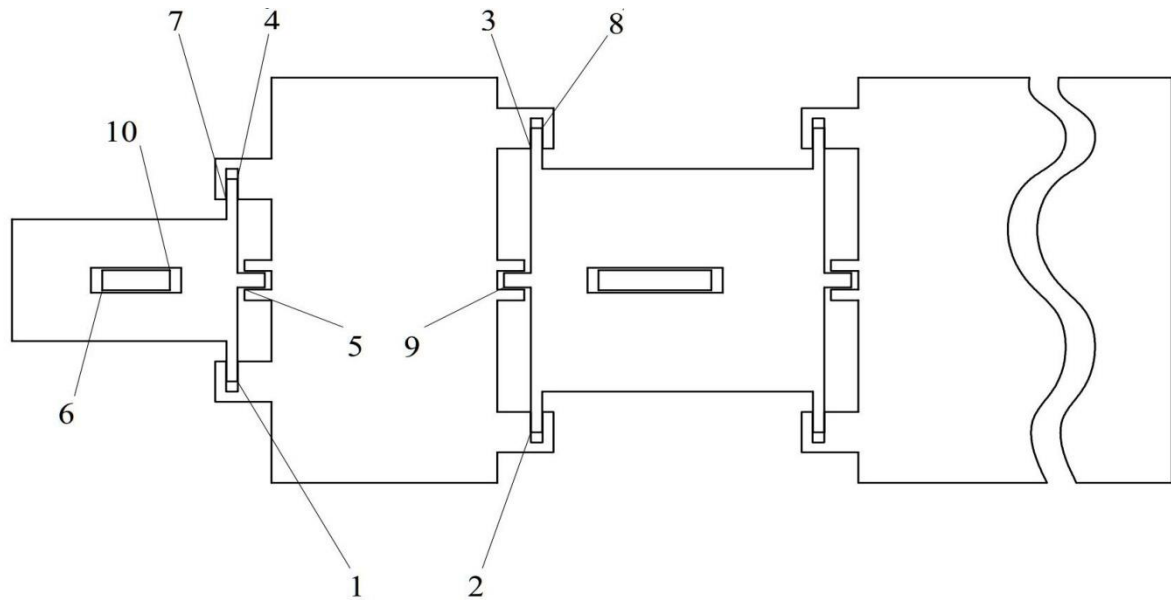


Рисунок 5.4 - Точки касания в шпоночных соединениях

Анализ полученных результатов показал, что контакты в точках 1 и 2 присутствуют постоянно. Сразу после появления температурного перекося исчезает контакт в точке 3. При достижении величины температурного перекося значения в $1,1^{\circ}\text{C}$ возникает контакт на вертикальной шпонке между цилиндром «1» и корпусом переднего подшипника (точка 5). Появление контакта в точке 5 указывает на то, что корпус подшипника в дальнейшем поворачивается относительно этой точки.

При этом же значении температурного перекося исчезает контакт на левой поперечной шпонке со стороны цилиндра (точка 4). Первый, односторонний контакт в паре «корпус подшипника – продольная шпонка» по типу, представленному на рисунке 2.11, б) возникает при величине температурного перекося $2,5^{\circ}\text{C}$ (точка 6). При увеличении величины температурного перекося до $3,3^{\circ}\text{C}$ вновь появляется контакт на левой поперечной шпонке, но уже с противоположной стороны (точка 7). При величине температурного перекося $4,6^{\circ}\text{C}$ появляется контакт на левой задней поперечной шпонке в точке 8, находящейся напротив точки 3. Двусторонний, «диагональный» контакт по типу рисунке 2.11(г). на продольной шпонке под передним корпусом подшипника (точки 6 и 10), возникает при величине перекося в $7,5^{\circ}\text{C}$.

Для аналитической модели с основными геометрическими размерами принятыми в разделе 5.2 для МКЭ-модели, принимая величину $\alpha_t = 1,4 \times 10^{-5} 1/^{\circ}\text{C}$, из выражения (5.19)

получаем, что контакты между корпусом подшипника и продольными шпонками появятся при величине температурного перекося около 2°C . Полученное значение температурного перекося, при котором возникает контакт между корпусом переднего подшипника и продольными шпонками, и, соответственно, появляются дополнительные силы сопротивления перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме, достаточно хорошо согласуется с данными полученными при анализе взаимодействия продольных шпонок и корпуса подшипника с использованием МКЭ-модели. Также необходимо отметить, что в МКЭ-модели не учитывался эффект угловых деформаций опорных лап цилиндра. Для традиционной СТП с неподвижными поперечными шпонками, зазоры в поперечных шпонках, как было показано в [44], уже с началом подачи пара на концевые уплотнения в результате угловых деформаций лап полностью выбираются зазоры в поперечных шпоночных соединениях. Зазоры на поперечных неподвижных шпонках в процессе проведения пусковых операций и последующей работы турбины практически отсутствуют, как и принято в допущениях для аналитической модели. Представленная последовательность изменения точек контакта может быть характерна для СТП, в которых применяются поворотные поперечные шпонки.

Таким образом, несмотря на то, что принятое допущение для аналитической модели по центру разворота корпуса подшипника отличается от картины полученной при анализе с использованием МКЭ-модели, аналитическая модель может быть применима для оценки величины температурного перекося при которой появляются дополнительные нерасчётные силы сопротивления перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме.

На рисунке 5.5 представлены данные по изменению усилий реакции, действующих со стороны продольных шпонок на корпус переднего подшипника, в зависимости от величины температурного перекося по фланцам цилиндра высокого давления, полученные с использованием аналитической модели и МКЭ-модели.

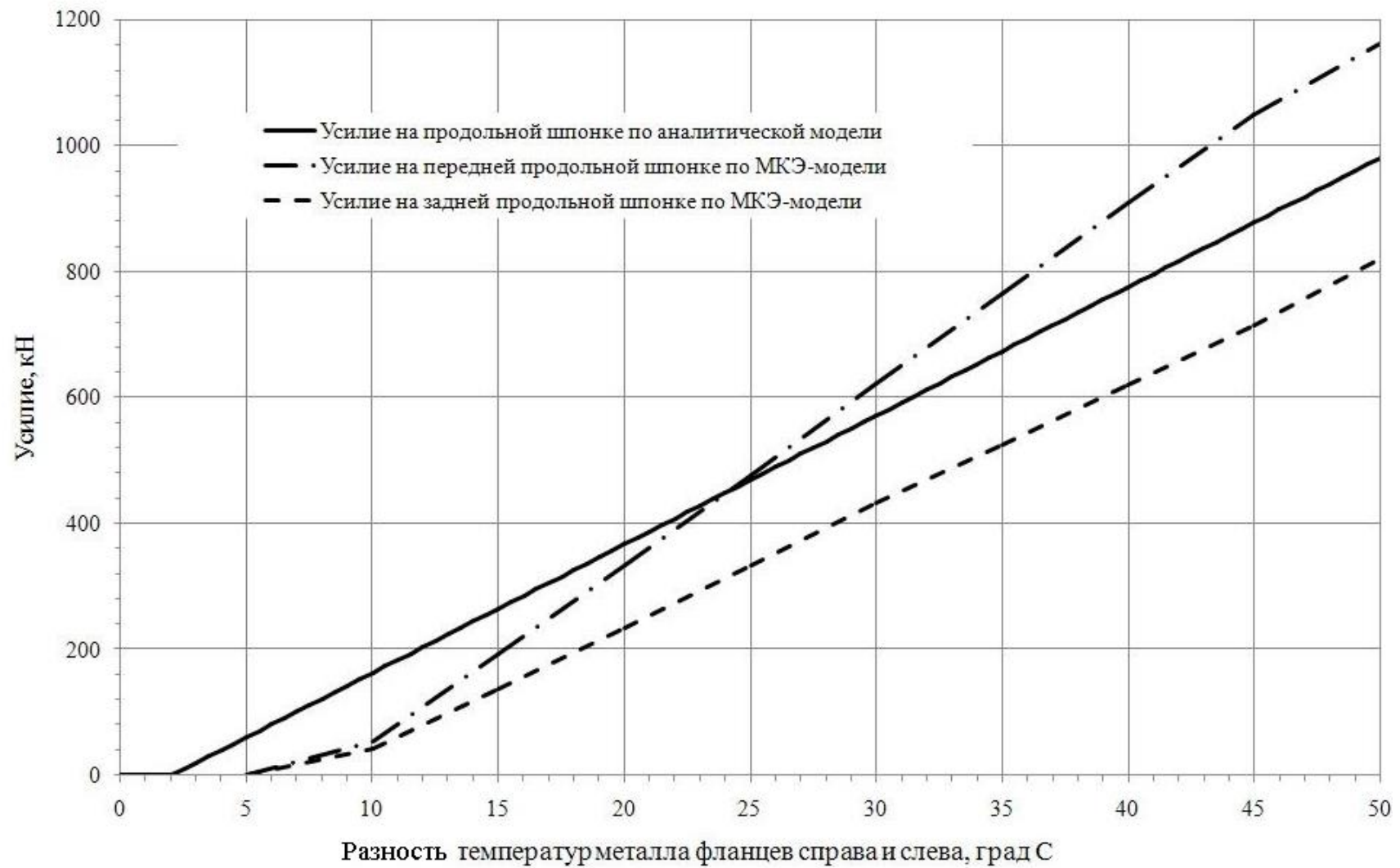


Рисунок 5.5 - Усилия реакции на корпус переднего подшипника со стороны продольных шпонок по аналитической модели и МКЭ – модели

Из представленных данных видно, что значения усилий реакции, действующих на корпус подшипника со стороны задней продольной шпонки, определённые с использованием аналитической модели, всегда выше значений усилий, определённых по МКЭ – модели. Характер изменения величины усилий по МКЭ – модели практически совпадает с характером изменения величины усилий по аналитической модели. Скорость изменения усилия реакции со стороны задней продольной шпонки на корпус подшипника по МКЭ – модели составляла около $19,7 \text{ кН/}^\circ\text{С}$, а по аналитической модели – около $20,5 \text{ кН/}^\circ\text{С}$.

Анализ полученных данных также показал, что характер изменения усилий реакции со стороны передней продольной шпонки по МКЭ – модели отличается от характера изменения усилий по аналитической модели. В диапазоне до величины температурного перекоса 10°С скорость изменения усилия составляла $7 \text{ кН/}^\circ\text{С}$. Затем скорость изменения усилия возрастает до $28 \text{ кН/}^\circ\text{С}$. Совпадение величин наблюдается при величине температурного перекоса около 24°С . До этой величины значения усилий по аналитической модели превышают значения, определённые по МКЭ – модели. При величине температурного перекоса выше 24°С усилия, определённые по МКЭ – модели превышают значения усилий определённых по аналитической модели. Анализ области с величинами температурного перекоса выше 24°С показывает, что отклонение величин усилий, определённых по МКЭ – модели от величин, определённых по аналитической модели, не превышало 20%.

Поскольку продольные шпонки выполняют, как правило, одинаковыми, то при проведении прочностных расчётов можно, с определённой осторожностью, закладывая запас, например 20%, ориентироваться на значения усилий реакции, полученных по аналитической модели.

Кроме усилий реакции, действующих со стороны продольных шпонок на корпус подшипника, целесообразно определить величину суммарных усилий, действующих со стороны продольных шпонок на корпус подшипника. На рисунке 5.6 представлены графики изменения суммарных усилий, действующих на корпус подшипника со стороны продольных шпонок. Анализ полученных данных показывает, что во всем разумном диапазоне изменения величины температурного перекоса аналитическая модель даёт завышенные, по сравнению с МКЭ – моделью, значения суммарных усилий на продольных шпонках.

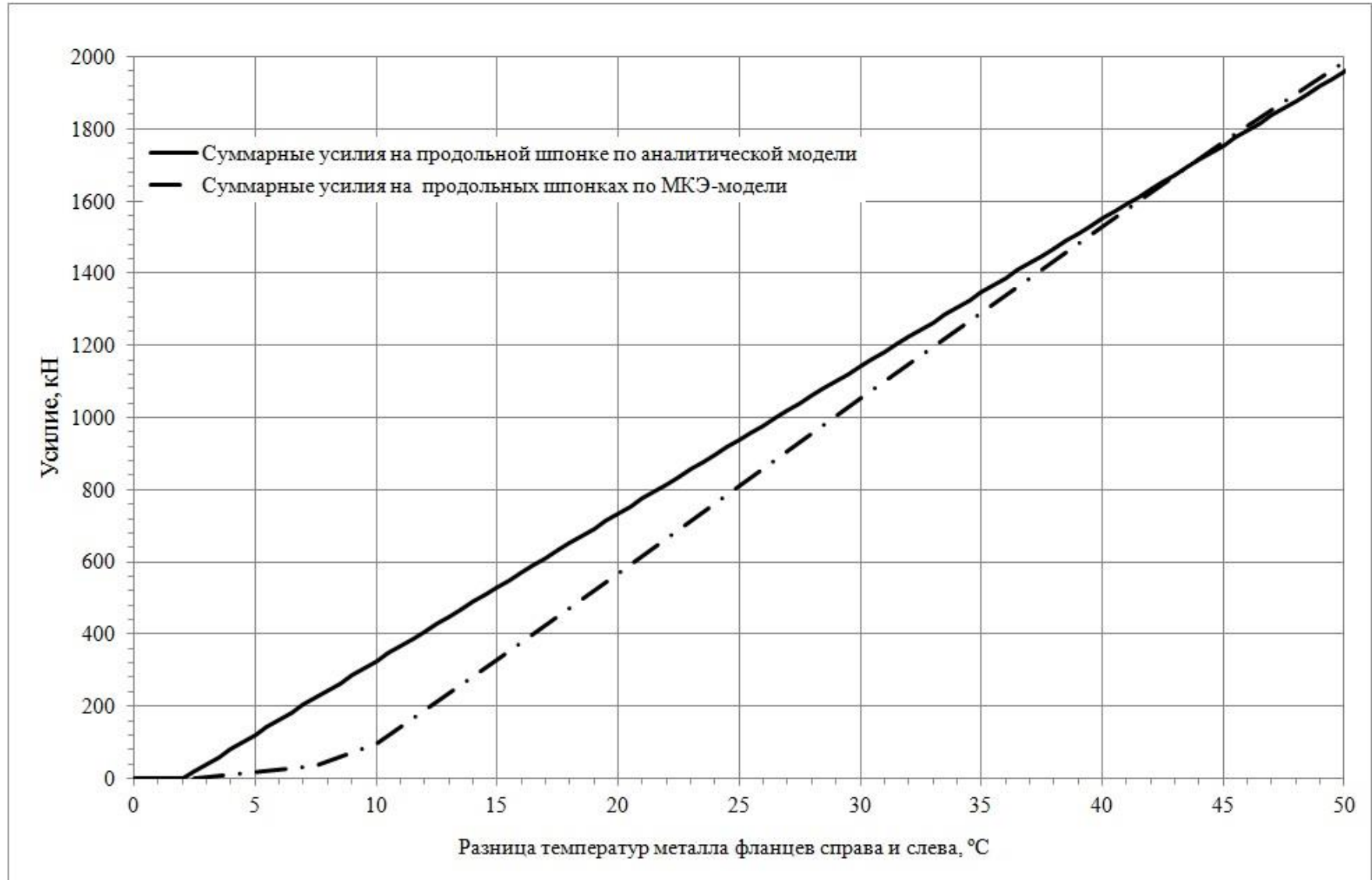


Рисунок 5.6 - Суммарные усилия реакции со стороны продольных шпонок на корпус переднего подшипника

Если предположить, что коэффициент сопротивления движению на продольных шпонках равен принятому при расчётах фундамента коэффициенту трения подошвы корпуса подшипника по фундаментной раме, то увеличение угла закрутки поперечного ригеля, на котором установлен корпус подшипника, в два раза, при отсутствии других факторов, должно достигаться при суммарном усилии на продольных шпонках, равном весовой нагрузке передаваемой через корпус подшипника на фундаментную раму. Для турбины типа Т-100/120-130 ТМЗ весовая нагрузка, передаваемая на фундаментную раму через корпус переднего подшипника, составляет 491 кН (50 000 кгс). По аналитической модели такое суммарное усилие на продольных шпонках достигается при величине температурного перекоса 14°C , а по МКЭ – модели – при 18°C . И наоборот, если рассматривать величину суммарных усилий возникающих при достаточно часто наблюдающейся при проведении пусковых операций величине

температурного перекоса 20°C , то по аналитической модели величина суммарных усилий составит 733 кН (74 745 кгс), а по МКЭ – модели – 567 кН (57 817 кгс). То есть аналитическая модель даёт завышенное на 29% значение. Для величины температурного перекоса 30°C величины суммарных усилий по аналитической модели и МКЭ – модели составят 1142 кН (116 451 кгс) и 1053 кН (107 376 кгс) соответственно. Величина суммарного усилия по аналитической модели выше значения по МКЭ – модели на 8%.

На основании вышеизложенного 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.

5.4. Анализ влияния геометрических характеристик турбины на работу системы тепловых перемещений при появлении температурного перекоса

5.4.1. Оценка (определение) величины температурного перекоса, при котором появляются дополнительные силы сопротивления перемещению корпуса подшипника

Важное значение для организации работы СТП существующих турбин, а также вновь проектируемых и изготавливаемых турбин, имеет величина «допустимого» температурного перекоса. Под «допустимым» температурным перекосом в рамках настоящей работы понимается разность температур фланцев цилиндра турбины, при которой возникает контакт между корпусом подшипника и продольными шпонками. Из выражения (5.19) видно, что величина температурного перекоса, при котором возникает контакт между корпусом переднего подшипника и продольными шпонками, прямо пропорциональна величине зазора между корпусом подшипника и продольными шпонками c_1 , а также зависит от величины коэффициента устойчивости сочленения K_1^{III} (4.34). На рисунке 5.7 представлены зависимости Δt_1 от величины c_1 при некоторых значениях K_1^{III} . Видно, что увеличение зазора c_1 приводит к увеличению «допустимого» температурного перекоса. Также видно, что увеличение коэффициента устойчивости K_1^{III} приводит к увеличению «допустимого» температурного перекоса при той же величине зазора на продольных шпонках, и наоборот, уменьшение коэффициента устойчивости приводит к уменьшению величины «допустимого» температурного перекоса. Таким образом, увеличить величину «допустимого» температурного перекоса на фланцах цилиндра можно увеличением зазора c_1 . В то же время увеличение зазора на продольных шпонках ограничено конструкцией узлов турбины, размещённых внутри корпуса подшипника, в частности уплотнений, вкладышей подшипника, главного масляного насоса, системы регулирования и пр.. В качестве критерия увеличения зазора на продольных шпонках можно принять величину зазора, при которой поворот корпуса подшипника в горизонтальной плоскости будет не больше допустимого изменения уклона ригеля (поворота корпуса подшипника в вертикальной плоскости проходящей через ось турбины).

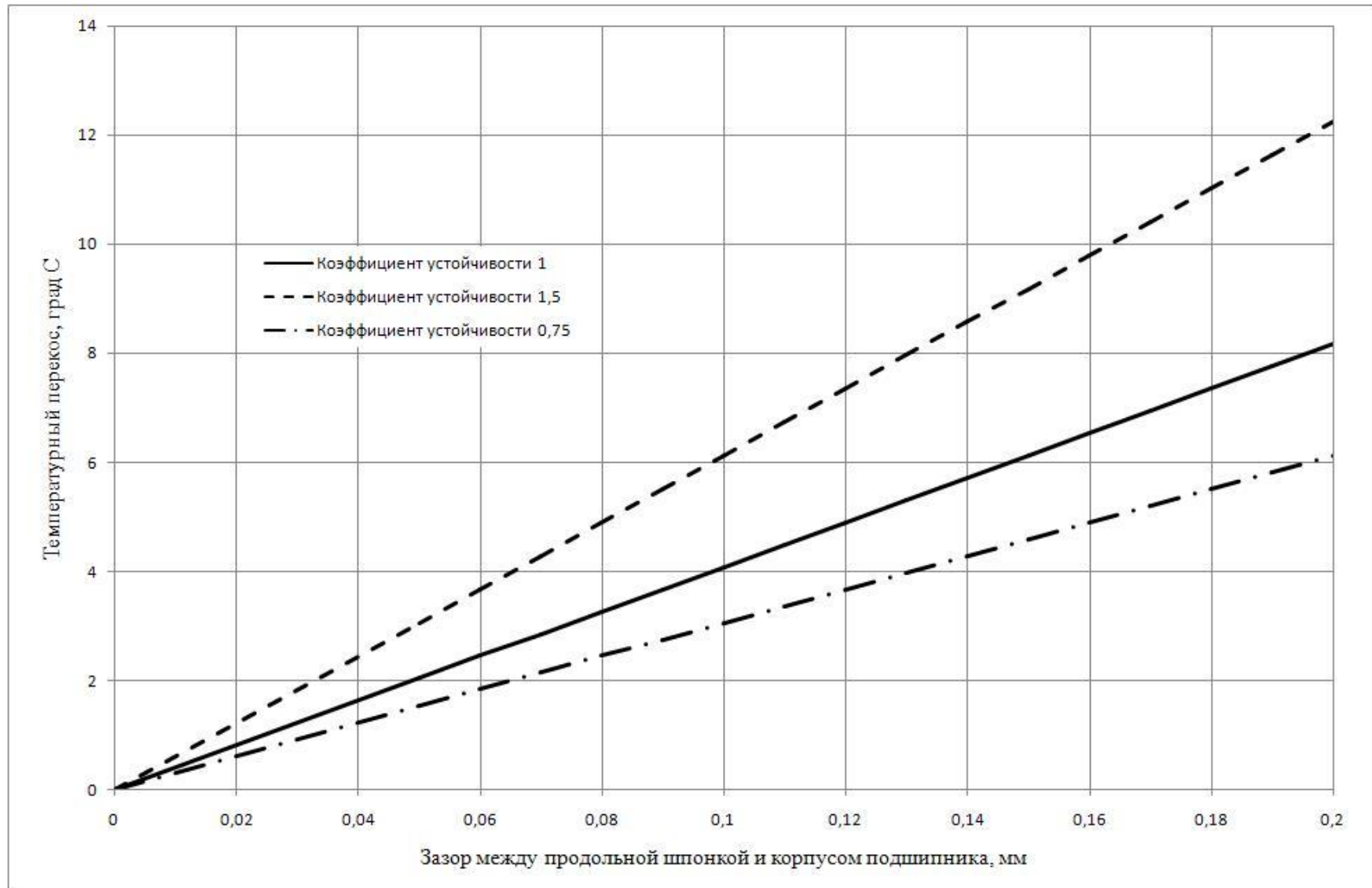


Рисунок 5.7 - Зависимость «допускаемого» температурного перекаса от величины зазора на продольных шпонках.

Допускаемая величина поворота корпуса подшипника относительно оси валопровода в вертикальной плоскости составляет 0,5 мм/м [34]. Результат анализа показал, что если принять допускаемую величину поворота корпуса подшипника относительно оси валопровода в горизонтальной плоскости равной 0,2 мм/м, как допускаемую заводом-изготовителем величину изменения поворота корпуса подшипника в вертикальной плоскости в соответствии с [107], то величина зазора на продольных шпонках для рассматриваемой модели может быть увеличена до 0,3 мм.

При проектировании новых турбин целесообразно комплексно рассматривать величину зазоров на продольных шпонках и геометрические характеристики, обуславливающие величину коэффициента устойчивости.

5.4.2. Влияние коэффициента устойчивости на зависимость величины суммарных усилий на продольных шпонках от температурного перекоса

Также целесообразно рассмотреть влияние коэффициента устойчивости на допустимую на величину суммарных усилий, приложенных к продольным шпонкам. На рисунке 5.8 представлены результаты расчёта допустимых суммарных усилий для различных значений коэффициента устойчивости при величине зазора на продольных шпонках 0,05 мм.

На рисунке 5.9 представлены результаты расчёта суммарных усилий для тех же значений коэффициента устойчивости при величине зазора на продольных шпонках 0,20 мм.

Видно, что при малом зазоре на продольных шпонках величина коэффициента устойчивости оказывает малое влияние на величину «допустимого» температурного перекоса (отличие составляет примерно 1°C), но оказывает значительное влияние на величину суммарного усилия в зависимости от величины температурного перекоса на фланцах цилиндра. Так, при величине коэффициента устойчивости 1,5 и при зазоре 0,05 мм суммарные усилия на продольных шпонках достигнут величины 500 кН (50 985 кгс), что, как отмечалось ранее, примерно соответствует весовой нагрузке передаваемой

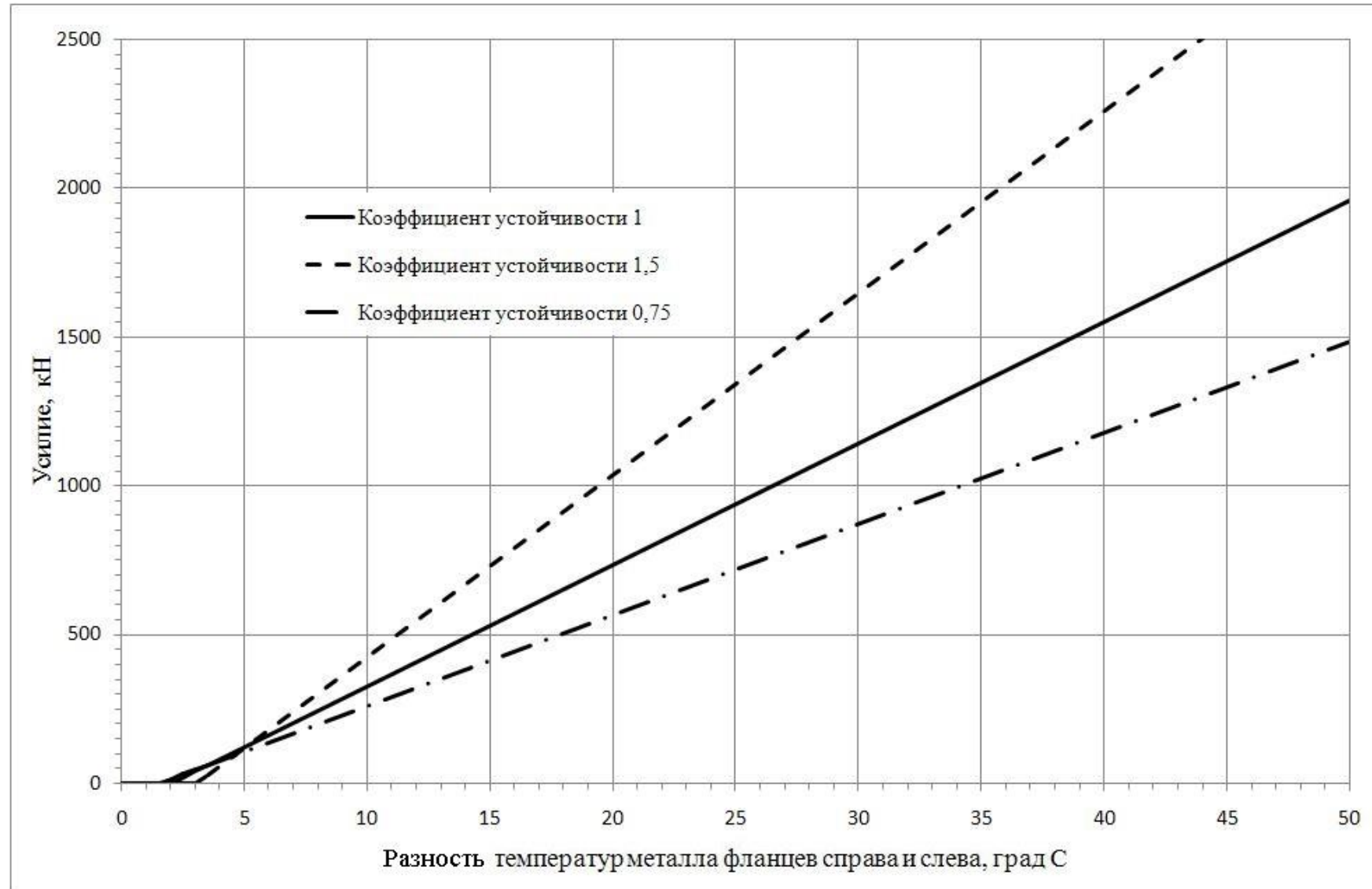


Рисунок 5.8 - Суммарные усилия на продольные шпонки при зазоре 0,05 мм и различных значениях коэффициента устойчивости

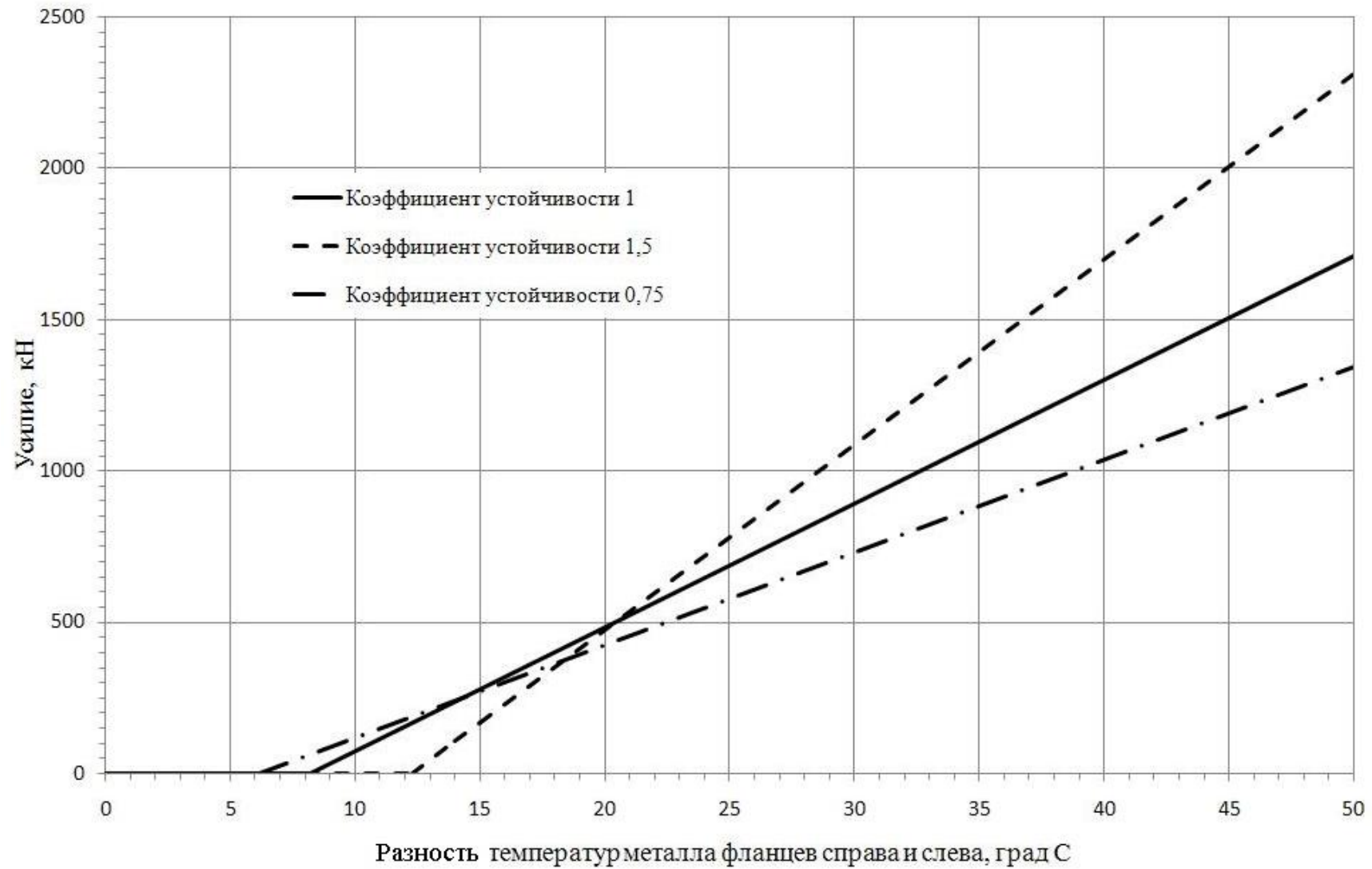


Рисунок 5.9 - Суммарные усилия на продольные шпонки при зазоре 0,20 мм и различных значениях коэффициента устойчивости

через корпус переднего подшипника на фундаментную раму, при величине температурного перекоса 11°C . При величине коэффициента устойчивости равной 1 такое же усилие будет достигнуто при величине температурного перекоса 14°C , а при величине коэффициента устойчивости 0,75 – при 18°C .

При увеличении зазора на продольной шпонке картина меняется. В зависимости от коэффициента устойчивости, в соответствии с (5.19) величины «допустимого» температурного перекоса значительно разнятся. Но если рассматривать, при какой величине температурного перекоса величина суммарных усилий достигнет значения 500 кН (50 985 кгс), то видно, что при коэффициенте устойчивости 1 и 1,5 эта величина составит 20°C , а для коэффициента устойчивости 0,75 – около 22°C .

Поэтому при проектировании новых турбин необходимо тщательно взвешивать преимущества тех или иных конструкторских решений.

5.4.3. Влияние температурного перекоса на фланцах ЦВД на возникновение дополнительных усилий на продольных шпонках корпуса среднего подшипника

На рисунке 5.10 представлены результаты расчётов по определению суммарных усилий реакции со стороны продольных шпонок на корпус среднего подшипника в зависимости от величины температурного перекоса на фланцах ЦВД при различных зазорах на продольных шпонках.

При величине зазора на продольных шпонках 0,05 мм дополнительные усилия, препятствующие перемещению корпуса среднего подшипника по фундаментной раме, появляются при величине температурного перекоса на фланцах ЦВД большей 5°C . При величине температурного перекоса около 22°C величина суммарного усилия достигнет значения 892 кН (91 000 кгс), что соответствует весовой нагрузке, передаваемой через корпус среднего подшипника на фундаментную раму.

При величине зазора 0,20 мм дополнительные усилия появятся при величине температурного перекоса около 21°C , а значения равной весовой нагрузке – при величине температурного перекоса около 37°C .

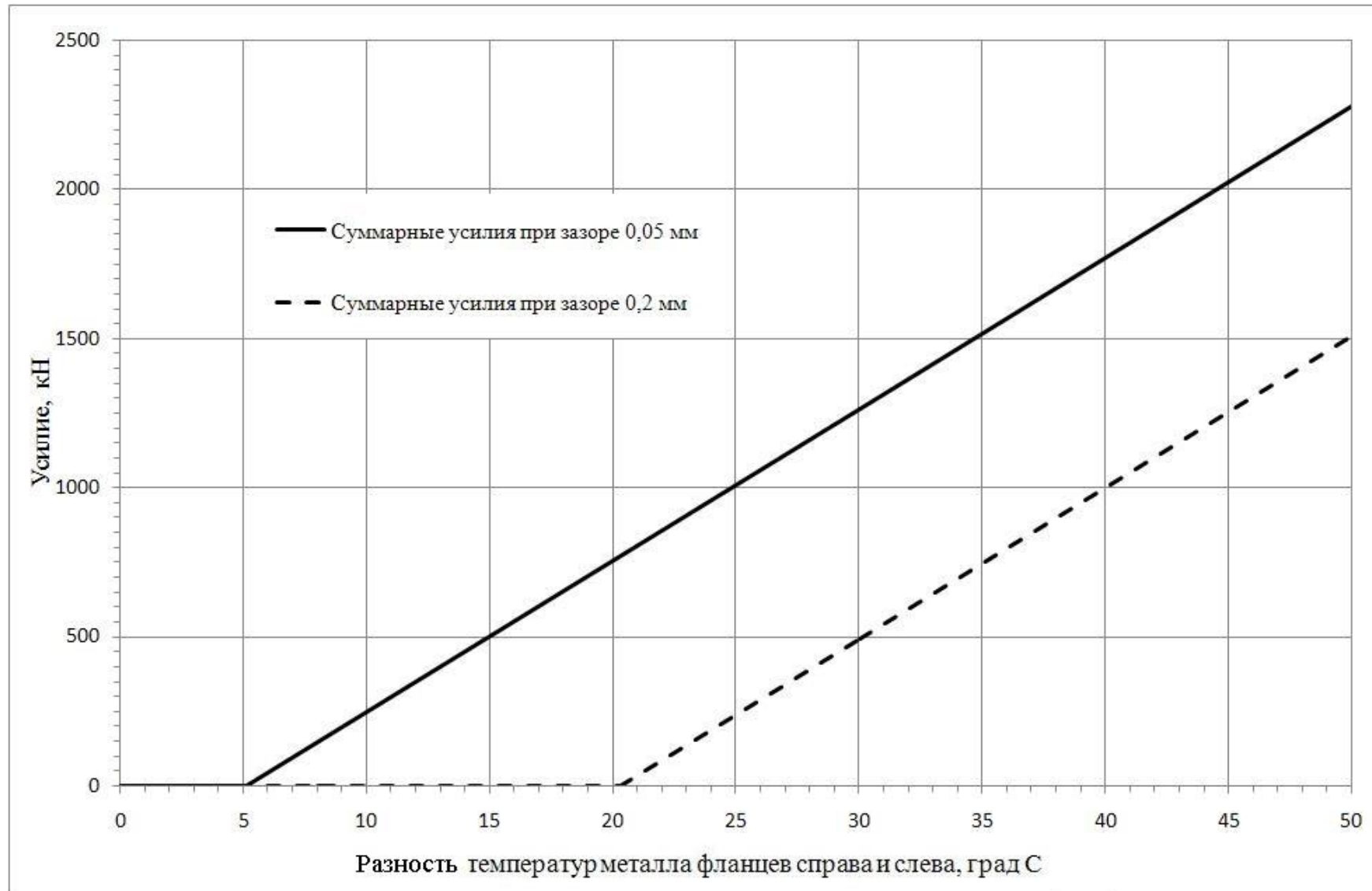


Рисунок 5.10 - Суммарные усилия реакции со стороны продольных шпонок на корпус среднего подшипника

Исходя из анализа результатов выполненного расчётного исследования влияния температурного перекося на фланцах ЦВД на появление дополнительных сил сопротивления перемещению корпуса среднего подшипника, можно сделать вывод, что температурный перекося на фланцах ЦВД в первую очередь оказывает влияние на перемещение корпуса переднего подшипника.

5.4.4. Результаты анализа, выполненного с использованием аналитической модели

Выполненный на основе разработанной модели анализ для двухцилиндровой турбины с габаритами цилиндров и корпусов подшипников, близкими к габаритам ЦВД и ЦСД турбин семейства Т-100/120-130 ТМЗ, и с соответствующими весовыми нагрузками на корпуса переднего и среднего подшипников 490 кН (50 000 кгс) и 892 кН (91 000 кгс), показал:

- при зазоре на продольных шпонках 0,05 мм контакт между пазом в корпусе переднего подшипника и продольными шпонками возникает при температурном перекося чуть больше 2°С; для корпуса среднего подшипника контакт по продольным шпонкам возникает при температурном перекося около 5°С;
- при достижении допустимой по заводской инструкции по эксплуатации [142] разности температур в 10°С величина сил, действующих со стороны корпуса переднего подшипника на каждую продольную шпонку, составит 162,5 кН (16 575 кгс); величина сил трения на продольных шпонках, при коэффициенте трения 0,3 [107] составит 97,5 кН (9 950 кгс), а суммарная сила трения по всем поверхностям сопряжения пары «фундаментная рама – корпус переднего подшипника», действующая на фундаментную раму, увеличивается более чем в полтора раза, с 147 кН (15 000 кгс) до 245 кН (25 000 кгс);
- при разности температур в 20°С, которая достаточно часто наблюдается во время проведения пусковых операций турбин, суммарная сила трения увеличивается более чем вдвое, достигая величины 367 кН (37 440 кгс);
- увеличение зазоров между корпусами подшипников и продольными шпонками приводит к снижению величины сил, действующих на продольные шпонки со стороны корпусов подшипников при тех же значениях температурного перекося.

Необходимо отметить, что реальная картина в силу принятых при построении модели допущений может несколько отличаться от полученной расчётным путём по предложенной модели: наличие зазоров на поперечных шпонках может увеличить величину температурного перекоса, при котором возникает контакт между корпусом подшипника и продольной шпонкой, а угловые перемещения лап цилиндров относительно корпусов подшипников, вызванные особенностями изменения теплового состояния цилиндров [44], наоборот, приведут к более раннему возникновению контакта; определённое влияние на общую картину также будут оказывать контакты на вертикальных шпонках.

5.5. Выводы

1. Разработаны модели системы тепловых перемещений многоцилиндровой паровой турбины, основанные на 2-х разных методах для определения сил, возникающих при взаимодействии её элементов.
2. Исследование показало, что полученные в результате расчётов по обеим моделям значения величин усилий реакции, возникающих в паре «продольная шпонка – паз» переднего корпуса подшипника в результате наличия температурного перекоса на фланцах горизонтального разъёма цилиндра высокого давления, для реально встречающегося в эксплуатации диапазона температурного перекоса достаточно близки.
3. Аналитическая модель может использоваться для оценки величин сил, возникающих на продольных шпонках переднего корпуса подшипника при температурном перекосе на фланцах сопряжённого с ним цилиндра высокого давления паровой турбины.
4. Предложенный инструмент определения усилий на основе аналитической модели может быть использован заводами-изготовителями и специализированными организациями при проектировании новых паровых турбин и при реконструкции систем тепловых перемещений турбин, находящихся в эксплуатации.

6. РАЗРАБОТКА И МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ НАПРАВЛЯЮЩИХ ОСЕВОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВЫНОСНЫХ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ТУРБИН

Результаты исследований, представленные в настоящей главе, опубликованы в работах автора [171, 172, 174, 177].

В главе 3 было показано, что в процессе эксплуатации турбины при «диагональном» контакте в паре «корпус подшипника - продольные шпонки» практически всегда возникают пластические деформации. В главах 4 и 5 обоснованы условия устойчивости СТП за счёт изменения геометрических параметров устройств сочленения и элементов турбины. Другим способом исключить возникновение пластических деформаций в паре «корпус подшипника-продольные шпонки» являются конструкторские решения направляющих осевого перемещения. В настоящей главе в соответствии с предложенным в главе 1 подходом обеспечения тепловых перемещений выносных корпусов подшипников как комплекса инженерных решений рассматриваются устройство, несущая способность и технологичность изготовления существующих вариантов конструкции направляющих осевого перемещения. На основе анализа существующих конструкций направляющих осевого перемещения и с учётом их недостатков разработана новая конструкция направляющих осевого перемещения выносных корпусов подшипников.

6.1. Традиционные направляющие осевого перемещения (штатные неподвижные продольные шпонки)

6.1.1. Моделирование пластических деформаций в паре «корпус подшипника-продольные шпонки»

Как было показано в главе 4, для обеспечения устойчивости СТП к внешнему воздействию достаточно выдержать определённое соотношение между геометрическими параметрами элементов СТП. Анализ влияния температурного перекоса по фланцам цилиндра турбины на работу СТП с традиционной схемой сочленения цилиндра турбины с

корпусом подшипника, выполненный в главе 5, показал, что изменение геометрических характеристик сочленения не способно полностью предотвратить появление в местах контакта продольных шпонок и корпусов подшипников дополнительных сил, препятствующих перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме при тепловом расширении цилиндра турбины.

Анализ результатов, полученных в результате расчётов с использованием аналитической модели, показал, что по мере увеличения величины температурного перекоса увеличивается и усилие, приложенное со стороны продольных шпонок к корпусу подшипника.

Как отмечалось ранее в главе 1, продольные шпонки, применяемые в традиционной СТП, имеют форму прямоугольной призмы, которая вставляется в паз, выполненный в фундаментной раме таким образом, чтобы продольная ось шпонки лежала в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины (рисунок 1.3). При угловом смещении корпуса подшипника в горизонтальной плоскости относительно оси турбины контакт между продольными шпонками и боковыми поверхностями паза в подошве корпуса подшипника будет происходить по линии касания вертикального ребра шпонки с гранью паза. Площадь контактной поверхности между продольной шпонкой и корпусом подшипника при традиционном исполнении СТП мала и не может обеспечить отсутствие пластических деформаций в зоне контакта.

Для того, чтобы в зоне контакта отсутствовали пластические деформации, должно выполняться условие:

$$\sigma_i \leq \sigma_T, \quad (6.1)$$

где σ_i – напряжения в зоне контакта;

σ_T – минимальный предел текучести для материалов, из которых изготовлены продольная шпонка и корпус подшипника.

или

$$\frac{N_i}{H \times l_k} \leq \sigma_T, \quad (6.2)$$

где H – высота продольной шпонки в зоне контакта;

l_k – длина зоны контакта.

Из выражения (6.2) для минимально необходимой длины зоны контакта $[l_k]$, при которой не возникает пластических деформаций, можно записать:

$$[l_k] \geq \frac{N_i}{\sigma_T \times H}. \quad (6.3)$$

На рисунке 6.1 представлена зависимость изменения минимально необходимой длины $[l_k]$ в зависимости от величины температурного перекоса по фланцам цилиндра высокого давления, построенная по результатам расчётов для аналитической модели с размерами, близкими к размерам СТП турбины Т-100/120-130 ТМЗ, рассмотренной в главе 5, с учётом увеличения зазора на продольных шпонках до 0,20 мм. Высота традиционных продольных шпонок турбин семейства Т-100/120-130 ТМЗ составляет 30 мм. Глубина паза, в который вставляется продольная шпонка, составляет 10 мм. Длина продольной шпонки 280 мм, ширина – 100 мм. Шпонка изготовлена из стали 45. Материал корпуса подшипника – сталь 20 (чугунные корпуса подшипников не рассматриваются, поскольку в настоящее время выносные корпуса подшипников все заводы-изготовители РФ изготавливают сварными).

Видно, что при величине температурного перекоса 10°C, который допускается инструкциями по эксплуатации большинства турбин различных заводов – изготовителей, величина минимально необходимой длины зоны контакта составляет около 8 мм. Штатные продольные шпонки не могут обеспечить такую величину, соответственно, уже при достаточно небольших величинах температурного перекоса на фланцах цилиндра турбины могут возникать пластические деформации в паре «продольная шпонка – корпус подшипника». Твёрдость материала продольной шпонки (сталь 45) выше, чем твёрдость материала корпуса подшипника (сталь 20), поэтому грани продольных шпонок «вгрызаются» в боковые поверхности паза в подошве корпуса подшипника. О чём свидетельствуют вмятины и натирания на боковых поверхностях паза (рисунок 3.15). Необходимо отметить, что при изготовлении корпусов подшипников из чугуна происходила «приработка» продольных шпонок (обмятие граней), поскольку твёрдость чугуна СЧ20 выше твёрдости стали 45.

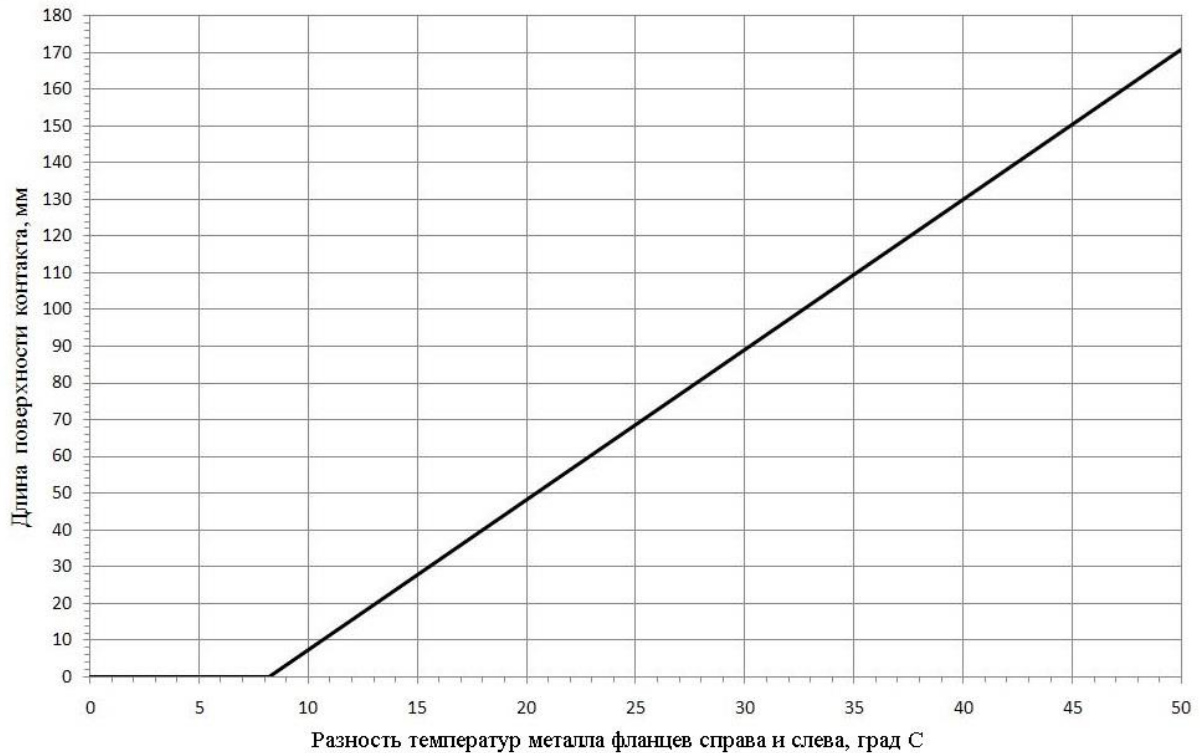


Рисунок 6.1 Изменение минимально необходимой длины контактной поверхности

6.1.2. Несущая способность традиционной направляющей осевого перемещения

Расчётная схема поперечного сечения штатной продольной шпонки представлена на рисунке 6.2. Поскольку продольная шпонка устанавливается в паз фундаментной рамы с натягом и прижимается к фундаментной раме винтами, то для целей оценки её силовых характеристик можно представить её как гребень высотой H , равной высоте выступающей из фундаментной рамы части продольной шпонки.

Ширина гребня B равна ширине продольной шпонки. Длина гребня L (на схеме не показана) равна длине продольной шпонки. Принимаем допущение, что поперечное усилие со стороны корпуса подшипника действует по всей боковой поверхности выступающей части шпонки, т.е. корпус подшипника прилегает к обоим продольным шпонкам с одной стороны. Равнодействующая $P_{\text{поп}}$ распределённой нагрузки приложена на расстоянии $\frac{H}{2}$ от основания гребня.

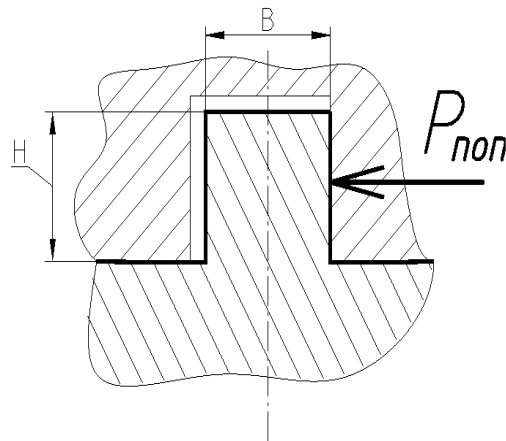


Рисунок 6.2 - Расчётная схема поперечного сечения штатной продольной шпонки.

Допустимое поперечное усилие $[P_{поп}]$ определяется из условия:

$$[P_{поп}] = \min([P_{поп}^{см}]; [P_{поп}^{ср}]; [P_{поп}^{изг}]), \quad (6.4)$$

где $[P_{поп}^{см}]$, $[P_{поп}^{ср}]$ и $[P_{поп}^{изг}]$ допустимые поперечные усилия, определяемые исходя из условий прочности на смятие, срез и изгиб, соответственно.

Допустимое поперечное усилие, обусловленное условием прочности на смятие, определяется как:

$$[P_{поп}^{см}] = [\sigma_{см}] \times F_{бок}, \quad (6.5)$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение при смятии;

$F_{бок}$ – площадь боковой грани продольной шпонки, равная произведению высоты шпонки H на её длину L .

Допустимое поперечное усилие, обусловленное условием прочности на срез, определяется как:

$$[P_{поп}^{ср}] = [\tau_{ср}] \times F_{осн}, \quad (6.6)$$

где $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение при срезе;

$F_{осн}$ – площадь основания гребня (продольной шпонки), равная произведению ширины шпонки B на её длину L .

Допустимое поперечное усилие, исходя из условия прочности гребня на изгиб, определяется как:

$$[P_{\text{поп}}^{\text{изг}}] = \frac{[\sigma_{\text{изг}}] \times L \times B^2}{3H}, \quad (6.7)$$

где $[\sigma_{\text{изг}}]$ – допускаемое напряжение при изгибе.

Принимая величины допускаемых напряжений для стали 45 $[\sigma_{\text{см}}] = 300$ МПа (3060 кгс/см²), $[\tau_{\text{ср}}] = 125$ МПа (1275 кгс/см²) и $[\sigma_{\text{изг}}] = 240$ МПа (2450 кгс/см²), получаем, что для ранее представленных размеров продольной шпонки $[P_{\text{нон}}^{\text{см}}] = 1680$ кН (171,3 тс), $[P_{\text{нон}}^{\text{ср}}] = 3498$ кН (356,7 тс) и $[P_{\text{нон}}^{\text{изг}}] = 1119$ кН (114,1 тс). Соответственно принимаем, что величина допустимого поперечного усилия $[P_{\text{нон}}]$, прилагаемого к штатной поперечной шпонке применяемой в турбинах семейства Т-100/120-130 ТМЗ, не должна превышать 1119 кН (114,1 тс).

Анализ взаимодействия штатных продольных шпонок и выносного корпуса подшипника, как отмечалось ранее в главе 3, показал, что при эксплуатации турбины наиболее вероятны варианты контакта продольной шпонки и боковой поверхности паза в подошве выносного корпуса подшипников, когда корпус подшипника прилегает к шпонке не всей поверхностью. В этих случаях, если принять длину зоны контакта 2 мм, уже при величине поперечного усилия 8,42 кН (860 кгс) могут возникать пластические деформации, значительно увеличивающие силы сопротивления перемещению выносного корпуса подшипников по фундаментной раме. Подобное усилие, как видно из данных представленных на рисунке 6.1, может возникать при величине температурного перекоса по фланцам ЦВД турбины Т-100/120-130 ТМЗ около 9°С (с учётом величин зазоров по продольным шпонкам 0,20 мм). Необходимо отметить, что подобная разность температур, и даже более высокие её значения, достаточно часто наблюдается при пусках турбин.

6.1.3. Технологичность изготовления традиционных направляющих осевого перемещения

Как отмечалось ранее, традиционная продольная шпонка представляет собою простую прямоугольную призму, изготовление которой не представляет особой сложности. Устанавливается традиционная продольная шпонка с натягом в паз, выполненный в фундаментной раме, и крепится к фундаментной раме винтами. Паз в фундаментной раме

выполняется обычно на продольно-строгальном или продольно-фрезервальном станке. Вдоль оси турбины фундаментная рама вместе с корпусом подшипника выставляется на монтаже турбины [144, 145].

6.1.4. Способы минимизации влияния температурного перекоса

Величина формулярного зазора для турбин типа Т-100/120-130 ТМЗ, как показано в таблице 4.1, составляет от 0,05 до 0,06 мм. Исследования, выполненные в главах 4 и 5, показали, что величина формулярного зазора недостаточна для обеспечения устойчивости СТП. Корректировка зазора между продольной шпонкой и корпусом подшипника может выполняться шабровкой боковых поверхностей шпонки, выступающих над фундаментной верхней поверхностью фундаментной рамы. Изменение зазора должно производиться очень аккуратно, выдерживая симметричность относительно оси шпонки. Одностороннее или несимметричное снятие металла может снизить эффективность от мероприятий по увеличению зазоров на продольных шпонках.

В то же время, как отмечалось ранее, реальная величина температурного перекоса по фланцам цилиндра турбины в реальных условиях может значительно превышать допускаемые заводом-изготовителем значения. Соответственно, в этих случаях ранее рассмотренное увеличение зазоров на продольных шпонках не исключит возникновения пластических деформаций в паре «корпус подшипника – продольные шпонки». Автор считает, что имеется два способа снизить влияние температурного перекоса на возникновение дополнительных сил сопротивления перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме:

- изменение конструкции направляющих осевого перемещения;
- управление температурным состоянием фланцев цилиндров турбины.

Управление температурным состоянием фланцев цилиндров турбины в рамках настоящей работы не рассматривается. Разность температур фланцев можно откорректировать только нагревом более холодного фланца. Поскольку тепловые процессы имеют высокую инерционность, оперативное выравнивание температур фланцев является достаточно сложной задачей, требующей отдельного исследования. В рамках существующих традиционных конструкций цилиндров турбин целесообразно при выполнении пуско-

наладочных работ тщательно настраивать систему обогрева фланцев и шпилек. Поэтому автор считает целесообразным рассмотреть в первую очередь возможности модернизации направляющих осевого перемещения.

6.2. Модернизированные направляющие осевого перемещения

Для исключения возникновения точечного контакта между корпусом подшипника и продольной шпонкой различными организациями были предложены и реализованы конструкции направляющих осевого перемещения корпусов подшипников, в которых использован принцип поворотности, аналогично поворотным поперечным шпонкам [18, 48 - 51]:

1. поворотные продольные шпонки ООО «Комтэк-Энергосервис» [65];
2. продольные шпонки УТЗ новой конструкции (далее по тексту «продольные шпонки УТЗ»).

Все вышеперечисленные устройства обладают своими достоинствами и недостатками. При новом проектировании и при модернизации уже работающих турбин наиболее важными характеристиками направляющих осевого перемещения, определяющими возможность их применения в конструкции турбины, являются:

- предельное поперечное усилие (несущая способность), которое способно воспринимать устройство;
- отсутствие возможности пластических деформаций в зоне контакта устройства и корпуса подшипников;
- технологичность изготовления;
- технологичность монтажа при выполнении модернизации действующих турбин;
- возможность корректировки, при необходимости, зазоров между устройством и корпусом подшипника.

Для выполнения сравнительного анализа эксплуатационных характеристик направляющих осевого перемещения автором разработана специальная методика. Согласно этой методике, сравнение отдельных эксплуатационных характеристик устройств сочленения может проводиться только среди устройств, предназначенных для

использования на однотипных (одинаковых) турбинах. Это требование обусловлено тем, что в зависимости от геометрических характеристик цилиндров турбин и корпусов подшипников могут значительно изменяться и требования, предъявляемые к устройствам.

Основными параметрами, по которым оцениваются эксплуатационные характеристики направляющих осевого перемещения, являются:

- несущая способность устройства или усилие, передаваемое от корпуса подшипников на направляющую осевого перемещения без возникновения пластических деформаций в элементах устройства;
- требование наличия специального оборудования для изготовления узлов и деталей направляющих;
- наличие дополнительных, по сравнению с призматическими продольными шпонками, требований по установке направляющих при выполнении модернизации системы тепловых расширений.

В соответствии с принятой методикой сравнения и поскольку особенности конструкции направляющих осевого перемещения зависят от типа турбины, для которой разработаны, и являются «ноу-хау» разработчиков конструкций, при проведении сравнительного анализа, с учётом схожести традиционных решений СТП для всех турбин, производящихся в РФ, автором принимаются 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 корпуса переднего подшипника;
- величина температурного перекоса по фланцам цилиндра турбины оценивается исходя из данных, полученных с использованием аналитической модели, рассмотренной в главе 5.

При проведении анализа конструкций направляющих осевого перемещения рассматривались технологии их установки в фундаментную раму, предельные нагрузки из условия недопущения пластических деформаций и величины температурного перекоса

по фланцам цилиндра турбины, при которых могут возникнуть пластические деформации в узле сочленения (собственно направляющие и сопрягаемые с ними элементы турбины).

6.2.1. Поворотные продольные шпонки ООО «Комтек-Энергосервис»

6.2.1.1 Конструкция продольных шпонок ООО «Комтек-Энергосервис»

Предприятием ООО «Комтек-Энергосервис», как упоминалось ранее в разделе 1.3.3, при выполнении работ на турбине Т-180-130 ЛМЗ Вильнюсской электростанции была предложена конструкция поворотных продольных шпонок, аналогичная поворотным поперечным шпонкам. Общий вид продольных шпонок ООО «Комтек-Энергосервис» представлен на рисунке 1.29.

Из представленного рисунка видно, что при выполнении работ по модернизации этого узла СТП была выполнена дополнительная обработка фундаментной рамы с установкой по оси паза под штатные продольные шпонки специальных стаканов, в которых размещается поворотная часть.

6.2.1.2 Несущая способность поворотной продольной шпонки ООО «Комтек-Энергосервис»

Рассмотрим прочностные характеристики поворотной части конструкции ООО «Комтек-Энергосервис». Расчётная схема поворотной части представлена на рисунке 6.3. Она практически полностью идентична расчётной схеме поворотной поперечной шпонки [44]. Прочностные характеристика стакана, в который устанавливается поворотная часть, в настоящей работе не рассматриваются.

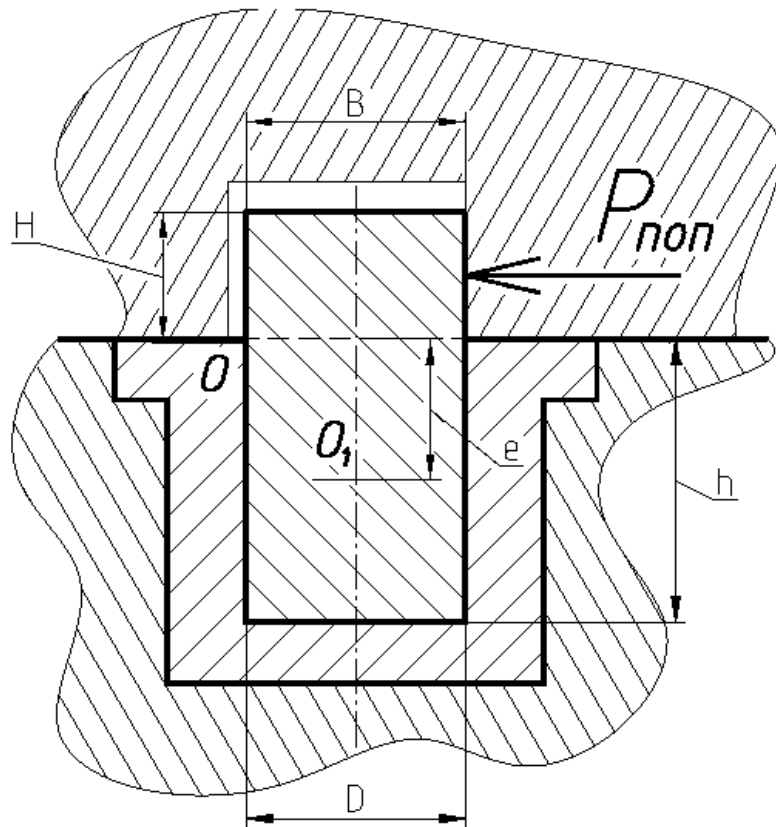


Рисунок 6.3 - Расчётная схема поворотной части продольной шпонки ООО «Комтек-Энергосервис»

Из рисунка 1.29 видно, что диаметр шипа поворотной части D равен ширине паза под штатную продольную шпонку. Как упоминалось ранее, ширина этого паза обычно составляет 100 мм. Высота шипа составляет примерно половину высоты фундаментной рамы. Для турбины Т-100/120-130 ТМЗ высота фундаментной рамы составляет 300 мм. Поэтому для целей анализа принимаем высоту шипа $h=150$ мм. Соответственно, расстояние « e » от центра тяжести шипа O_1 до поверхности скольжения корпуса подшипника составит 75 мм. Поскольку боковая поверхность паза в подошве корпуса подшипника прилегает к призматической части шпонки по всей грани, то можно принять, что высота приложения поперечного усилия $P_{\text{поп}}$ равна половине высоты H призматической части продольной поворотной шпонки. Высоту H принимаем равной 20 мм (высоте выступающей над фундаментной рамой части штатной продольной шпонки). Ширину B и длину L призматической части также принимаем такими же, как и для штатной продольной

шпонки. Материал стакана и поворотной части, исходя из опыта изготовления и эксплуатации поворотных поперечных шпонок, принимаем сталь 40Х.

Условие прочности на смятие для шипа при осевом нагружении поворотного зуба можно записать как

$$[\sigma_{см}] \geq \sigma_{см} = \frac{P_{non}}{F_k} + \frac{M_{onp} \times e}{J_{цм}}, \quad (6.8)$$

где M_{onp} - опрокидывающий момент, действующий на шип после опрокидывания поворотной части относительно ребра 0;

F_k – площадь проекции цилиндрической поверхности сопряжения шипа и стакана на вертикальную плоскость;

$J_{цм}$ - момент инерции проекции поверхности сопряжения шипа и стакана на вертикальную плоскость относительно горизонтальной оси проходящей через центр тяжести проекции.

Опрокидывающий момент M_{onp} , действующий на шип после опрокидывания поворотной части относительно ребра 0, определяется как

$$M_{onp} = P_{non} \left(\frac{1}{2} H + e \right). \quad (6.9)$$

Условие прочности для напряжений среза в шипе записывается как

$$[\tau_{ср}] \geq \tau_{ср} = \frac{P_{non}}{F_{шшп}}, \quad (6.10)$$

где $F_{шшп}$ – площадь поперечного сечения шипа.

Условие прочности для изгибных напряжений в шипе выглядит как

$$[\sigma_{изг}] \geq \sigma_{изг} = \frac{M_{onp}}{W_{шшп}}, \quad (6.11)$$

где $W_{шшп}$ – момент сопротивления поперечного сечения шипа.

Принимая величины допускаемых напряжений для стали 40Х $[\sigma_{см}] = 394$ МПа (4000 кгс/см²), $[\tau_{ср}] = 158$ МПа (1600 кгс/см²) и $[\sigma_{изг}] = 355$ МПа (3600 кгс/см²) получаем, что для ранее представленных размеров поворотной продольной шпонки $[P_{non}^{сМ}] = 1338$ кН (136.4 тс), $[P_{non}^{ср}] = 1233$ кН (125,7 тс) и $[P_{non}^{изг}] = 408$ кН (41,6 тс).

Соответственно принимаем, что величина допустимого поперечного усилия $[P_{non}]$, прилагаемого к поворотной поперечной шпонке, размеры которой приняты исходя из применения в конструкции СТП турбины Т-100/120-130 ТМЗ, не должна превышать 408 кН (41,6 тс). Такая величина допустимого поперечного усилия для ЦВД турбины Т-100/120-130 ТМЗ соответствует температурному перекосу около 28 градусов (с учётом величин зазоров по продольным шпонкам, как и предыдущем примере, 0,20 мм). Такая разность температур по фланцам ЦВД является недопустимой по заводским инструкциям на турбины, но неоднократно наблюдалась автором при пусках турбин.

Таким образом, при применении продольных поворотных шпонок ООО «Комтек-Энергосервис» критически важным с точки зрения прочности элементов устройства становится соблюдение требований инструкции завода-изготовителя в части величины температурного перекоса по фланцам цилиндра турбины.

6.2.1.3 Технологичность изготовления поворотных продольных шпонок и модернизации турбины

Анализируя конструкцию поворотных продольных шпонок ООО «Комтек-Энергосервис» с точки зрения технологичности их изготовления необходимо отметить, что каких-либо особых требований к составу оборудования для их изготовления и его точности нет.

Установка устройства в фундаментную раму существующих турбин требует демонтажа фундаментной рамы и выполнения дополнительной обработки в стационарных заводских условиях. С учётом того, что фундаментная рама на 2/3 высоты заливается бетоном, организовать выемку в бетоне внутреннего пространства фундаментной рамы под стакан поворотной продольной шпонки будет достаточно сложной задачей.

Установка модернизированной фундаментной рамы на фундамент и её центровка должны выполняться так же, как и для оригинальной фундаментной рамы со штатными продольными шпонками.

Корректировка величины зазора между корпусом подшипника и продольной шпонкой, как видно из рисунка 1.29, осуществляется дистанционными пластинами.

6.2.2. Продольная шпонка УТЗ

В развитие конструкции продольных шпонок на новых турбинах УТЗ реализована конструкция продольной шпонки с элементом поворотности, представленная на рисунке 1.30.

Шпонка, как видно из рисунка, имеет ромбовидную форму, аналогичную ромбовидным поперечным шпонкам [34]. Паз в фундаментной раме остался без изменений по сравнению 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.

6.2.2.1 Несущая способность и прочностные характеристики продольных шпонок УТЗ

Расчётная схема взаимодействия корпуса подшипника и продольных шпонок УТЗ представлена на рисунке 6.4. При анализе схемы принимается допущение, что все зазоры первоначально симметричны относительно оси турбины. Графический анализ схемы взаимодействия продольных шпонок УТЗ и корпуса подшипников показал: для обеспечения полного прилегания боковой грани продольной шпонки УТЗ к боковой поверхности паза в подошве корпуса подшипник при угловом смещении корпуса подшипника относительно оси турбины необходимо, чтобы соблюдалось условие:

$$\gamma_{un} \geq \gamma_{kn}, \quad (6.12)$$

где γ_{un} – предельный угол поворота шпонки УТЗ относительно собственной оси;

γ_{kn} – угол поворота корпуса подшипника относительно осей шпонок УТЗ.

Величина предельного угла поворота шпонки УТЗ определяется как:

$$\gamma_{un} = \frac{2\delta_{un}}{L_{un}}, \quad (6.13)$$

где δ_{un} – зазор между шпонкой УТЗ и пазом в фундаментной раме;

L_{un} – длина боковой грани шпонки УТЗ (без учёта ромбовидных частей).

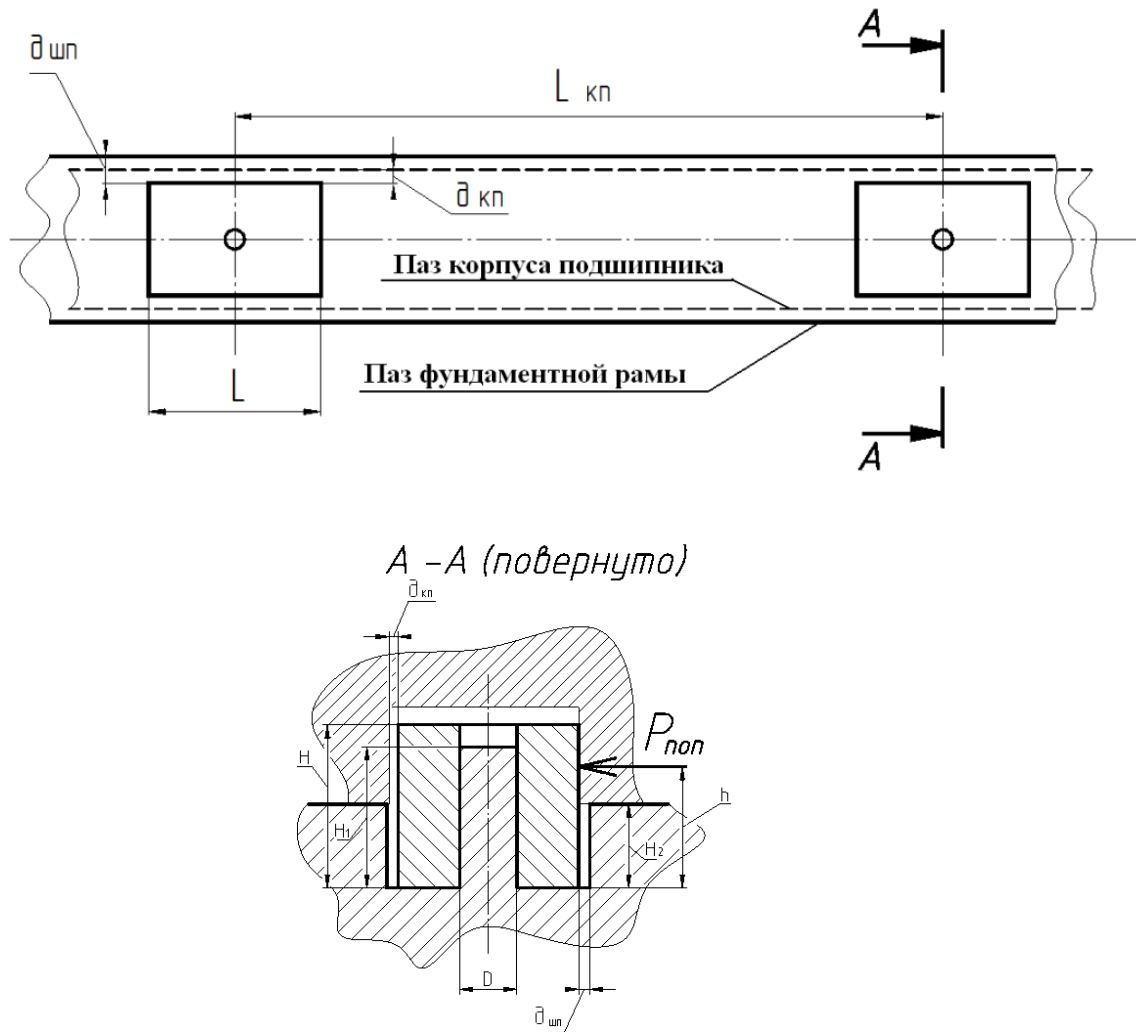


Рисунок 6.4 - Расчётная схема продольной шпонки УТЗ

Величина предельного угла поворота корпуса подшипника относительно осей шпонок УТЗ определяется как:

$$\gamma_{кп} = \frac{2\delta_{кп}}{L_{кп}}, \quad (6.14)$$

где $\delta_{кп}$ – зазор между шпонкой УТЗ и пазом в подошве корпуса подшипника с одной стороны (половина суммарного зазора между шпонкой и корпусом подшипника);

$L_{кп}$ – расстояние между осями продольных шпонок УТЗ.

С учётом выражений (6.13) и (6.14) выражение (6.12) можно записать как:

$$\delta_{ун} \geq \frac{\delta_{кп} \times L_{ун}}{L_{кп}}. \quad (6.15)$$

При несоблюдении этого условия, как и для штатных продольных шпонок, возможен вариант взаимодействия шпонок УТЗ и корпуса подшипников (рисунок 6.5), когда возникает «точечный» контакт одной из граней шпонки УТЗ с боковой поверхностью паза в подошве корпуса подшипника. Места «точечного» контакта на рисунке обведены красным. Схема взаимодействия шпонок УТЗ и корпуса подшипника в этом случае практически не будет отличаться от схемы взаимодействия корпуса подшипника со штатной шпонкой.

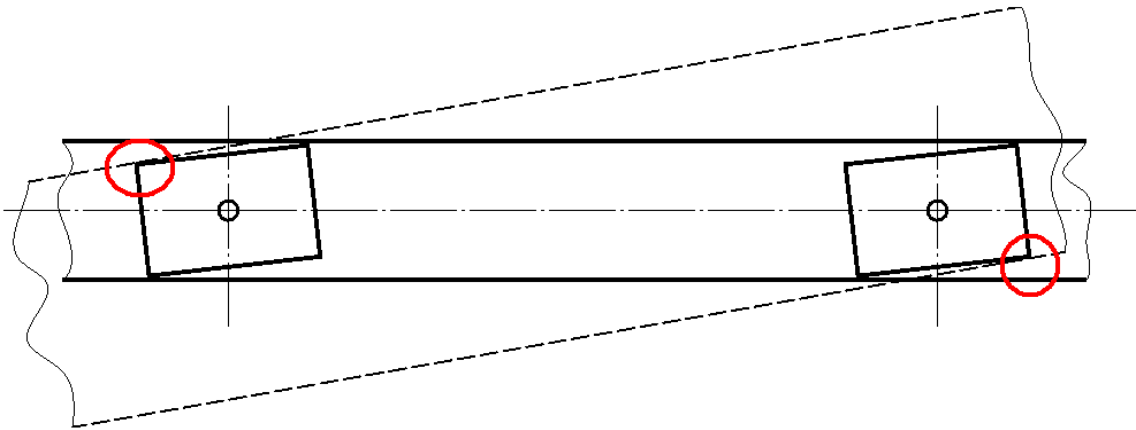


Рисунок 6.5 - Взаимодействие шпонок УТЗ и корпуса подшипника при недостаточном зазоре между шпонкой и пазом в фундаментной раме

Если условие (6.15) соблюдается, то взаимодействие корпуса подшипника и продольной шпонки УТЗ имеет две фазы. Во время первой фазы (рисунок 6.6, а), при смещении корпуса подшипников на угол $\gamma_{кп}$, шпонка УТЗ и паз в подошве корпуса подшипников вступают в контакт по всей длине боковой грани. Усилие на ось шпонки со стороны корпуса подшипника до этого момента отсутствует. Во время второй фазы шпонки УТЗ «дожимаются» до контакта с пазом в фундаментной раме (рисунок 6.6, б).

Поперечное усилие от корпуса подшипника через тело шпонки УТЗ передаётся на её ось. Под действием поперечного усилия шпонка «опрокидывается» и происходит изгиб оси до возникновения контакта боковой грани шпонки с поверхностью паза фундаментной рамы. После возникновения контакта между шпонкой и боковой поверхностью паза в фундаментной раме шпонка работает практически как штатная продольная шпонка. Дальнейшее увеличение температурного перекоса может привести к появлению пластических деформаций именно в зоне контакта между шпонкой и фундаментной

рамой, но длина зоны контакта шпонки и корпуса подшипника будет оставаться постоянной.

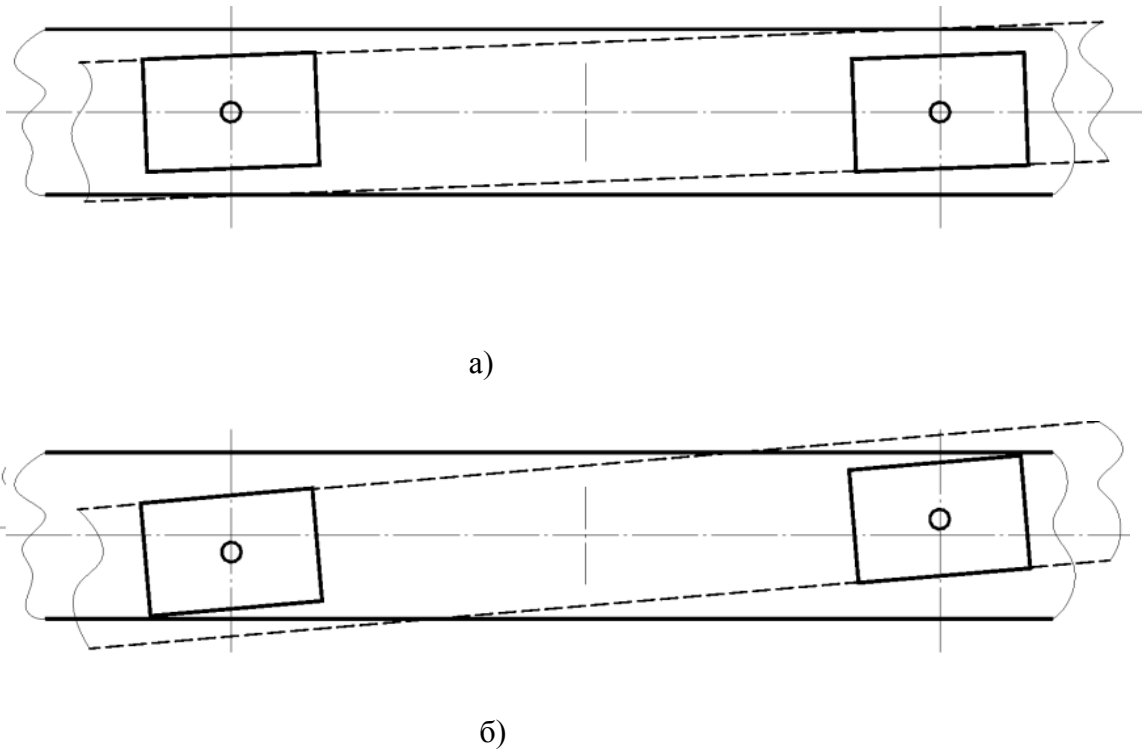


Рисунок 6.7 - Фазы взаимодействия шпонок УТЗ и корпуса подшипника

На рисунке 6.7 представлена схема взаимодействия элементов шпонки УТЗ, корпуса подшипников и фундаментной рамы в конце второй фазы.

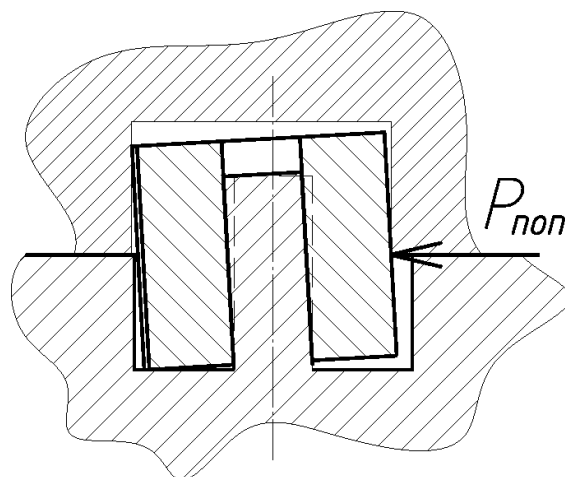


Рисунок 6.6 - Взаимодействие элементов сочленения в конце второй фазы

Величина перемещения сечения оси шпонки УТЗ на высоте H_2 от её заделки (перемещение до достижения контакта шпонки УТЗ и фундаментной рамы) определяется из выражения:

$$\partial_{\partial on} = \partial_{un} - \frac{\partial_{kn} \times L_{un}}{L_{kn}}. \quad (6.16)$$

Поскольку поперечное усилие от корпуса подшипника передаётся на ось шпонки УТЗ через её тело, то ось шпонки целесообразно рассматривать как балку с закреплённым концом, к которой приложена распределённая нагрузка $q = \frac{P_{non}}{H_1}$.

Тогда, из уравнения упругой линии для такой балки можно оценить величину распределённой нагрузки и, соответственно, величину поперечного усилия, приложенного к шпонке УТЗ, при котором возникает контакт между шпонкой и фундаментной рамой:

$$P_{non} = \frac{H_1 \times \partial_{\partial on} \times 12EJ_x}{2H_1H_2^3 - 3H_1^2H_2^2 - \frac{H_1^4}{2}}. \quad (6.17)$$

На основе измерений продольной шпонки одной из турбин УТЗ, представленной ранее на фотографии (рисунок 1.30), можно для целей выполняемого анализа принять: диаметр D оси шпонки УТЗ равен 25 мм; высота H_1 составляет 25 мм; высота H_2 составляет 10 мм; зазор ∂_{un} равен 0,05 мм; величина зазора ∂_{kn} составляет 0,075 мм (суммарный зазор 0,15 мм); длина боковой грани шпонки составляет 100 мм и расстояние между осями шпонок принимаем 1500 мм. В результате из выражений (6.16) и (6.17) получаем, что величина поперечного усилия, приложенного к шпонке УТЗ, составит около 323 кН (33 000 кгс). Тогда максимальное напряжение изгиба в оси шпонки составит около 265 МПа (2 700 кгс/см²). Соответственно, материал оси должен выбираться таким образом, чтобы гарантированно не происходило пластических деформаций оси шпонки УТЗ во время эксплуатации. Также необходимо отметить, что по оценке, выполненной с использованием ранее упомянутой аналитической модели, подобное усилие для турбин типа Т-100/120-130 может возникать при величине температурного перекося по фланцам ЦВД в 24°C.

Необходимо отметить ещё один аспект работы продольных шпонок УТЗ. Как видно из рисунка 6.7, при «опрокидывании» шпонки УТЗ поперечное усилие приложено только по линии контакта грани паза корпуса подшипника и боковой поверхности шпонки. В этом случае возможны пластические деформации грани паза корпуса

подшипника, препятствующие перемещению корпуса подшипников по фундаментной раме. Например, при величине поперечного усилия 323 кН (33 000 кгс), исходя из длины боковой поверхности тела шпонки УТЗ 100 мм и изготовления корпуса подшипника из стали 20, получаем, что ширина контактной поверхности шпонки и корпуса подшипника, при которой напряжения смятия не превышают допустимых пределов, должна быть не менее 16 мм, что практически нереально. О том, что во время эксплуатации турбины продольные шпонки УТЗ испытывают пластические деформации, указывает характер натиров (рисунок 3.16), расположенных только в верхней части тела шпонки. Тем не менее, если предположить, что контакт осуществляется по всей боковой поверхности шпонки УТЗ, то исходя из принятых размеров и условия прочности на смятие получим, что величина допускаемого поперечного усилия, при котором отсутствуют пластические деформации в зоне контакта шпонки и корпуса подшипника составит 784 кН (80 000 кгс). Такое поперечное усилие соответствует величине температурного перекоса 46°C.

6.2.2.2 Технологичность изготовления и выполнения модернизации фундаментной рамы под шпонки УТЗ

С точки зрения сохранения существующих технологий изготовления фундаментных рам продольные шпонки УТЗ практически не отличаются от традиционных неподвижных продольных шпонок. Изготовление и обработка фундаментной рамы и шпонок выполняется на заводе-изготовителе на том же оборудовании, что и традиционные шпонки, и рама.

Для установки шпонок УТЗ при модернизации существующих турбин достаточно в пазе фундаментной рамы просверлить отверстия для запрессовки осей. Необходимо при этом отметить, что отверстия для запрессовки осей должны располагаться строго по оси турбины и очень тщательно должны быть соблюдены боковые зазоры между телом шпонки и боковой поверхностью паза в фундаментной раме. Недостаточная величина зазора приведёт к тому, что недостатки штатных шпонок проявятся и на новых шпонках УТЗ. Чрезмерная величина зазора может привести к возникновению пластических деформаций оси шпонки. Кроме того, напряжения на контактных поверхностях могут превысить допустимые значения, что приведёт к появлению пластических деформаций и

появлению нерасчётных сил, препятствующих перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме.

Автор считает необходимым, для тех турбин, где применяются такие шпонки, ремонтные формуляры дополнять сведениями о боковом зазоре между телом шпонки и пазом в фундаментной раме.

Также необходимо отметить, что для надёжного крепления оси шпонки УТЗ целесообразно отверстие под её установку выполнить и в нижней плите фундаментной рамы, которая, как отмечалось ранее, залита бетоном. Поэтому при модернизации и техническом перевооружении турбин целесообразно полностью перемонтировать фундаментные рамы, а их дообработку выполнять в заводских условиях.

6.2.3. Анализ модернизированных конструкций

Анализ конструкторских решений, использованных в вышерассмотренных модернизированных направляющих осевого перемещения, использующих принцип поворотности, выявил следующие недостатки:

1. Несущая способность поворотных продольных шпонок ООО «Комтэк-Энергосервис» ограничена прочностью поворотной части. В частности, величиной допустимого напряжения при изгибе шипа. Для увеличения несущей способности необходимо уменьшать величину опрокидывающего момента $M_{опр}$, и/или увеличивать момент сопротивления поперечного сечения шипа $W_{шип}$. Величина опрокидывающего момента, при неизменных значениях поперечного усилия $P_{поп}$ и высоты H призматической части продольной поворотной шпонки, зависит от расстояния e от центра тяжести шипа O_1 до поверхности скольжения корпуса подшипника. Т.е. необходимо увеличивать диаметр шипа и уменьшать его высоту.
2. К недостаткам продольных шпонок УТЗ следует отнести ограничение поворота величиной зазора между пазом в фундаментной раме и собственно шпонкой. При недостаточной величине зазора взаимодействие продольных шпонок УТЗ и корпуса подшипника практически не отличается от взаимодействия корпуса подшипника со штатными неподвижными продольными шпонками. При чрезмерной величине зазора деформируется ось шпонки. Соответственно, материал оси необходимо

выбирать из условия обеспечения прочности при таких деформациях.

6.3. Разработка конструкции дисковой направляющей осевого перемещения выносного корпуса подшипника

6.3.1. Конструкция устройства

По результатам анализа выявленных недостатков ранее рассмотренных направляющих осевого перемещения предложена и защищена авторским свидетельством конструкция дисковой направляющей осевого перемещения. Конструкция разработана на основе принципов, применённых в конструкции поперечной дисковой шпонки [51]. Общий вид дисковой направляющей выносного корпуса подшипника представлен на рисунке 6.8.

Дисковая направляющая 1 представляет собой поворотную часть в виде прямого кругового цилиндра 2, на котором, заедино с ней, выполнен гребень 3, в виде прямоугольной призмы. Диаметр поворотной части направляющей превышает ширину гребня. В фундаментной раме 4 выполнено отверстие 5, в котором заподлицо заглублена поворотная часть направляющей. В опорной поверхности выносного корпуса подшипника 6, как и для штатных продольных шпонок, выполнен паз 7, который сопрягается с гребнем 3 направляющей. Дисковые направляющие располагаются на фундаментной раме таким образом, что продольная ось гребня лежит в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины. При повороте корпуса подшипника в горизонтальной плоскости поворотная часть дисковой направляющей, под действием сил приложенных к гребню, повернётся в отверстию фундаментной рамы, и поверхность гребня всегда будет прилегать к сопрягаемой поверхности паза в опорной поверхности корпуса. От «выворачивания» цилиндрической части из отверстия в фундаментной раме относительно ребра «О» (рисунок 6.9) препятствует сам корпус подшипника.

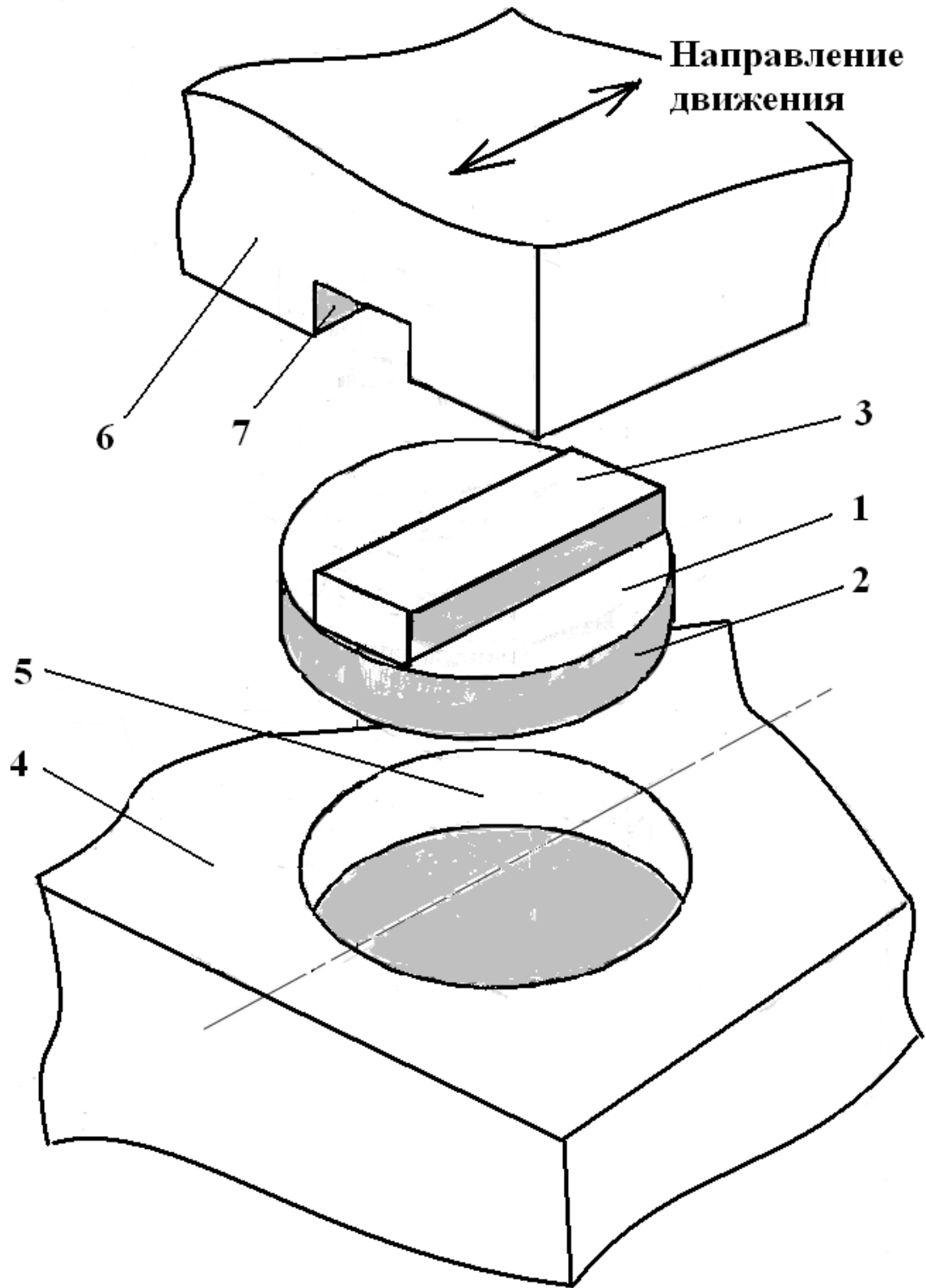


Рисунок 6.8 - Дисконая направляющая выносного корпуса подшипника

6.3.2. Несущая способность дисковой направляющей

Расчётная схема дисковой направляющей представлена на рисунке 6.9. Принимаем, что диаметр D цилиндрической части дисковой направляющей равен длине штатной шпонки и составляет 300 мм. Высота цилиндрической части h равна глубине заделки штатной продольной шпонки и составляет 10 мм. Высота гребня H определяется глубиной паза в подошве корпуса подшипников, соответствует высоте выступающей части штатной шпонки и составляет 20 мм. То же относится и к ширине гребня B . Его размер принимаем 100 мм. Материал самой дисковой направляющей принимаем сталь 45. Материал фундаментной рамы и корпуса подшипника, как и у турбины Т-100/120-130 УТЗ, принимаем сталь 20.

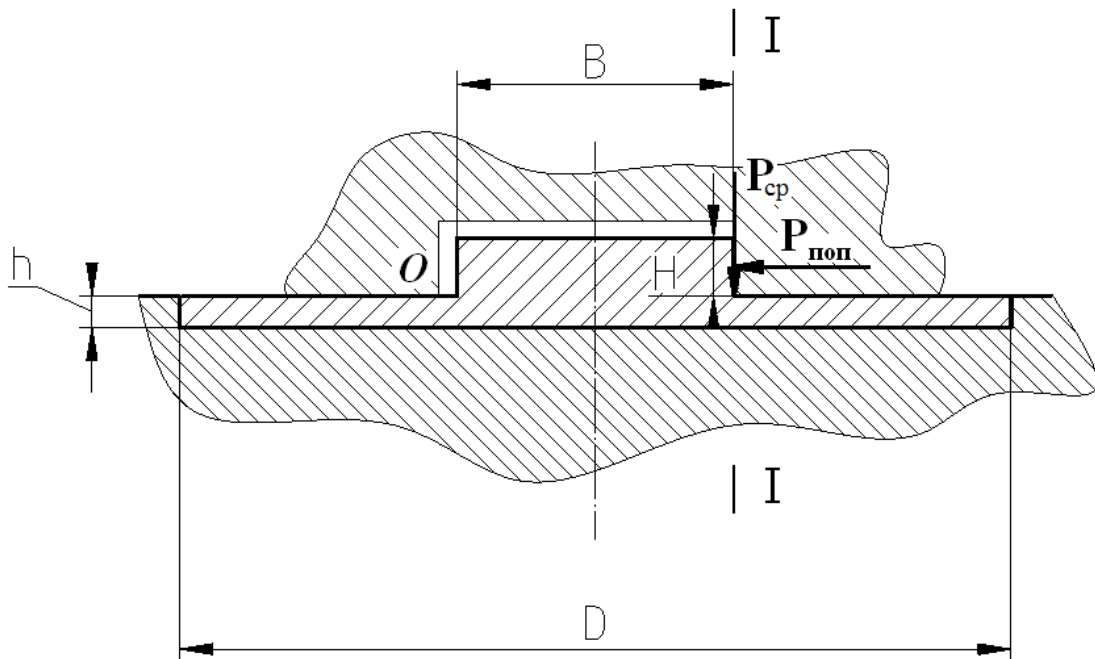


Рисунок 6.9 - Расчётная схема дисковой направляющей осевого перемещения

Критическим сечением цилиндрической части дисковой направляющей, определяющей допускаемую величину поперечного усилия, является сечение на границе гребня (сечение I-I рисунка 6.9). Поперечное усилие $P_{поп}$ стремится «вывернуть» дисковую

направляющую из отверстия в фундаментной раме, повернуть гребень, «порвать» цилиндрическую часть направляющей по линии контакта.

Условие прочности на срез для вышеуказанных критических сечений:

$$[\tau_{cp}] \geq \tau_{cp} = \frac{P_{cp}}{F_{I-I}}, \quad (6.18)$$

где P_{cp} – величина реакции на линии контакта цилиндрической части дисковой направляющей и гранью паза корпуса подшипника;

F_{I-I} – площадь поперечного сечения на линии контакта цилиндрической части дисковой направляющей и грани паза корпуса подшипника.

Величина P_{cp} определяется из условия равновесия:

$$P_{non} \times \frac{H}{2} - P_{cp} \times B = 0. \quad (6.19)$$

Площадь поперечного сечения на линии контакта цилиндрической части дисковой направляющей и гранью паза корпуса подшипника определяется как:

$$F_{I-I} = h \times 2 \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{B}{2}\right)^2}. \quad (6.20)$$

Из выражений (5.18), (5.19) и (5.20) получаем допустимую величину поперечного усилия, обусловленного условием прочности на срез в сечении I-I:

$$[P_{non}^{I-I}] = [\tau_{cp}] \frac{2Bh}{H} \times \sqrt{D^2 - B^2}. \quad (6.21)$$

Исходя из ранее принятых для целей настоящего анализа характеристик дисковой направляющей получаем, что величина $[P_{non}^{I-I}]$ составляет 3 467 кН (353,5 тс). Полученное значение значительно превышает величины допустимых значений для штатной продольной шпонки.

Очевидно, что определяющим величину предельного поперечного усилия будет условие прочности на смятие по поверхностям контакта с фундаментной рамой и с корпусом подшипников. Поскольку площадь контакта корпуса подшипника и гребня дисковой направляющей в два раза больше площади проекции цилиндрической поверхности сопряжения дисковой направляющей и фундаментной рамы $F_{цил}$, то определяющим, в данном случае, будет именно условие прочности на смятие для контактной поверхности

фундаментной рамы и дисковой направляющей:

$$[\sigma_{см}] \geq \sigma_{см} = \frac{P_{ноп}}{F_{цил}}. \quad (6.22)$$

Соответственно, для рассматриваемого случая получаем $[P_{ноп}] = 618$ кН (63 тс). Поскольку толщина листа, используемого при изготовлении верхней поверхности фундаментной рамы, составляет 50 мм, высоту h можно увеличить до высоты гребня $H = 20$ мм. В этом случае предельное поперечное усилие будет обусловлено условием прочности на смятие боковой поверхности паза в подошве корпуса подшипника при контакте с дисковой направляющей. Для рассматриваемого варианта она составит 1 236 кН (126 тс). Такая величина усилий на направляющую, по оценке выполненной на основании ранее рассмотренной аналитической модели, может возникнуть при величине температурного перегиба на фланцах цилиндра около 70°C .

6.3.3. Технологичность изготовления и модернизации

Для изготовления поворотной части дисковой направляющей, как и для ранее рассмотренных вариантов направляющих осевого перемещения, не требуется какого-либо специализированного оборудования и станков.

При изготовлении новых фундаментных рам с дисковыми направляющими также не требуется специализированного оборудования.

В отличие от вариантов направляющих ООО «Комтек-Энергосервис» и УТЗ, дисковые направляющие принципиально могут быть установлены в условиях станции без демонтажа фундаментной рамы, поскольку не требуют закрепления в нижней плите фундаментной рамы.

6.4. Сравнение эксплуатационных характеристик направляющих осевого перемещения различных конструкций

Основные результаты сравнительного анализа ранее рассмотренных

конструкций направляющих осевого перемещения представлены в таблице 6.1. Сравнивались следующие параметры конструкций:

- 1 величина допустимого поперечного усилия из условия прочности самой конструкции;
- 2 величина допустимого поперечного усилия условия отсутствия пластических деформаций на поверхностях контакта направляющих и корпусов подшипников;
- 3 величина допустимого температурного перекоса по фланцам цилиндра турбины определённая из условия отсутствия пластических деформаций на поверхностях контакта направляющих и корпусов подшипников;
- 4 возможность выполнения модернизации без демонтажа фундаментных рам.

Таблица 6.1 - Основные эксплуатационные характеристики направляющих осевого перемещения

| Направляющая | Допустимое поперечное усилие, кН (кгс) | | Допустимый температурный перекося по фланцам, °С | Демонтаж фундаментной рамы при модернизации |
|--------------------------------------------------------|----------------------------------------|----------------------------------------------------|--------------------------------------------------|---------------------------------------------|
| | по условию прочности | по пластическим деформациям в элементах устройства | | |
| Традиционная (штатная) продольная шпонка | 1 119 (114 100) | 8,42 (860) | 9 | |
| Поворотные продольные шпонки ООО «Комтек-Энергосервис» | 408 (41 600) | 408 (41 600) | 28 | да |
| Продольная шпонка УТЗ | 1 119 (114 100) | 784 (80 000) | 46 | Не требуется |
| Дисковая направляющая | 3 467 (353 500) | 618 (63 000) | 70 | Не требуется |

Полученные результаты показывают, что с точки зрения устойчивости к повышенным поперечным усилиям наилучшие результаты показывает дисковая направляющая выносного корпуса подшипников. Внедрение дисковой направляющей при модернизации существующих турбин сдерживает необходимость специальной оснастки для дополнительной обработки фундаментных рам. Для новых турбин применение дисковой направляющей сложности не должно вызывать. Установка турбины на фундаментные рамы с дисковыми направляющими не отличается от установки турбин на фундаментные

рамы с традиционными штатными продольными шпонками. Также корпус подшипника на время выставления скрепляется с фундаментной рамой и выставляется на постоянных подкладках. После центровки турбины фундаментная рама притягивается анкерными шпильками и бетонируется.

С точки зрения сохранения существующих технологий изготовления фундаментных рам явным преимуществом обладают продольные шпонки УТЗ. Для их установки достаточно в пазе фундаментной рамы просверлить отверстия для запрессовки осей. Необходимо при этом отметить, что очень тщательно должны быть соблюдены боковые зазоры между телом шпонки и боковой поверхностью паза в фундаментной раме. Недостаточная величина зазора приведёт к тому, что недостатки штатных шпонок проявятся и на новых шпонках. Чрезмерная величина зазора может привести к возникновению пластических деформаций оси шпонки. Кроме того, напряжения на контактных поверхностях могут превысить допустимые значения, что приведёт к появлению пластических деформаций и появлению нерасчётных сил, препятствующих перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме. Автор считает необходимым, для тех турбин, где реализованы такие шпонки, ремонтные формуляры дополнить сведениями о боковом зазоре между телом шпонки и пазом в фундаментной раме.

6.5. Выводы

1. Все рассмотренные конструкции модернизированных продольных шпонок позволяют исключить возникновение пластических деформаций в узле сочленения фундаментной рамы и выносного корпуса подшипников при регламентированной в большинстве инструкций по эксплуатации турбин величине температурного перекося 20°C .
2. Конструкция продольных шпонок УТЗ не требует изменения технологии изготовления фундаментных рам.
3. Для вновь изготавливаемых турбин целесообразно применение дисковых направляющих осевого перемещения.

7. РАЗРАБОТКА КОНЦЕПЦИИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПРИЧИН НАРУШЕНИЙ В РАБОТЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ВЫНОСНЫХ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ

Результаты исследований, представленные в настоящей главе, опубликованы в работах автора [159-161, 166,179].

В главе 1 дано определение организации системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников турбины, как системы, включающей совокупность проектных, модельных, конструктивных, технологических и информационных решений, включающих в себя организацию контроля тепловых перемещений и диагностику нарушений (дефектов) СТП. В предыдущих главах рассмотрены инженерные решения по повышению надёжности СТП паровой турбины. Информационные решения, предложенные автором, включают в себя организацию контроля тепловых перемещений и разработку алгоритмов выявления нарушений тепловых перемещений и их причин. В настоящей главе рассмотрены вопросы организации контроля параметров состояния турбины в необходимом для диагностики СТП объёме и концепция автоматизированного выявления дефектов СТП.

Одной из важнейших задач, возникающих в процессе эксплуатации паровых турбин, является своевременное выявление (диагностика) возникновения дефектов в работе оборудования, в частности, в работе СТП. Опыт проведения обследований СТП различных турбоагрегатов показал, что представленный в главе 1 комплекс мер по нормализации тепловых перемещений позволяет устранить дефекты работы СТП. Но достаточно часто, как правило, в течение 10-20 тысяч часов после первого пуска после монтажа или капитального ремонта, дефекты могут вновь проявиться. Кроме того, при эксплуатации некоторых недавно введённых в строй турбин, как было показано ранее, несмотря на применение новых технических решений (поверхности скольжения с низким коэффициентом трения, поворотные поперечные шпонки и т.д.), возникают проблемы связанные с затруднениями в работе СТП. Причинами этого, как показали выполненные автором исследования, практически во всех случаях, являлись:

- отклонения от конструкторской документации, допущенные при монтаже или ремонте турбины;
- усилия, действующие на турбину со стороны присоединённых трубопроводов;
- несоблюдение режимов эксплуатации.

Кроме того, в главе 4 было показано, что в процессе эксплуатации турбин с традиционной СТП и с неподвижными поперечными шпонками изменяются характеристики устойчивости системы к внешнему воздействию.

Реализация современной концепции ремонта оборудования тепловой электростанции «по состоянию» возможна и целесообразна только при наличии технических средств контроля и диагностики состояния всех систем оборудования.

Несмотря на всю важность нормального функционирования СТП, мониторингу и диагностике её состояния в процессе эксплуатации турбоагрегатов обычно уделяется недостаточно внимания. До недавнего времени отсутствовали какие-либо системы автоматической или автоматизированной диагностики СТП. Диагностирование дефектов и их причин обычно проводится на основе обследования выполняемого с использованием переносного оборудования [120, 143] уже после возникновения и проявления нарушений.

Автором предложена концепция создания автоматизированной диагностики СТП. Диагностику состояния оборудования, применительно к СТП, можно разделить на оперативную и постоперативную. Оперативная диагностика выполняется в автоматическом режиме в процессе эксплуатации турбины и позволяет выявить возникновение отклонений параметров текущего состояния оборудования от заданных расчётных параметров состояния, т.е. фиксируется появление некоего события или комплекса событий свидетельствующих о появлении нарушений. Постоперативная диагностика выполняется экспертом на основе анализа данных, полученных при выполнении оперативной диагностики и обработки информации, содержащейся в базе данных, сформированной за время эксплуатации турбины. Задачей постоперативной диагностики является определение причины возникновения отклонений.

В настоящее время практически все параметры работы новых паротурбинных установок или паротурбинных установок после технического перевооружения регистрируются и архивируются в автоматизированных системах управления технологическим процессом (АСУ ТП) или в специализированных подсистемах контроля параметров, например в автоматизированных системах контроля вибрации и механических величин (АСКВМ). Вычислительные мощности программно-технического комплекса АСУ ТП позволяют выполнять обработку поступающей информации в режиме реального времени. Соответственно, в составе АСУ ТП паротурбинной установки становится

возможным реализовать модуль оперативной диагностики СТП (далее по тексту «модуль диагностики»).

Для создания модуля диагностики, предлагаемого автором, необходимо решить несколько задач:

- формирование базы данных (сбор, обработка и накопление информации);
- формирование перечня дефектов, которые могут быть выявлены в рамках оперативной диагностики;
- формирование диагностической модели СТП;
- создание базы знаний (анализ и обобщение возможных дефектов и событий, свидетельствующих о появлении дефектов),
- разработка пользовательского интерфейса.

В рамках настоящей работы вопрос разработки пользовательского интерфейса будет рассмотрен только с точки зрения объема выдаваемых модулем диагностики сообщений. Вопрос графического представления данных не будет рассматриваться, поскольку он разрабатывается для каждого потенциального пользователя индивидуально.

Далее автором сформулированы основные подходы к организации модуля диагностики СТП и его реализации.

7.1. Объем измерений параметров состояния объекта диагностирования (формирование базы данных)

Для организации достоверного диагностирования дефектов работы СТП необходимо определить:

- необходимый и достаточный объем измерений параметров механических величин (перемещений) для каждого типа турбин;
- объем параметров теплового состояния турбины.

Под объемом параметров в данном случае понимается не только перечень параметров, но и необходимая точность и периодичность их регистрации/измерения.

7.1.1. Параметры механических величин, необходимые для выполнения диагностики системы тепловых перемещений

Опыт выполненных автором исследований показал, что для достоверного диагностирования состояния СТП необходимо фиксировать следующие механические величины:

- изменение уклонов ригелей под выносными корпусами подшипников;
- абсолютное перемещение выносных корпусов подшипников;
- поперечные перемещения лап цилиндров относительно корпусов подшипников.

7.1.1.1 Изменение уклонов ригелей

Как было показано ранее, важным показателем, характеризующим состояние СТП, является величина изменения уклона ригеля. Соответственно, для выявления нарушений в работе СТП необходимо каждый ригель под выносным корпусом подшипника оборудовать как минимум одним датчиком измерения уклона (уклономером). Уклонометры должны быть установлены в сходных точках с одной стороны от оси турбины.

Для контроля деформации ригеля целесообразно дополнительно к основному уклономеру устанавливать второй уклономер с противоположной стороны от оси турбины. В этом случае становится возможным по разности показаний приборов выявить появление приложенного к ригелю момента, закручивающего ригель в горизонтальной плоскости. На рисунке 7.1 в качестве примера представлены данные полученные при исследовании СТП на турбоагрегате Т-100/120-130 ТМЗ ст. №2 Ново-Свердловской ТЭЦ ОАО «Свердловэнерго» после капитального ремонта во время пусков из холодного состояния. Контроль изменения уклонов выполнялся специалистами ОАО «Свердловэнерго» с использованием специализированной автоматизированной системы. Видно, что в начальный период пуска разность между изменением уклона каждого ригеля слева и справа практически отсутствует. В дальнейшем наблюдается несовпадение показаний датчиков с левой и правой сторон от оси турбины, что можно объяснить приложением к ригелю крутящего момента в горизонтальной плоскости.

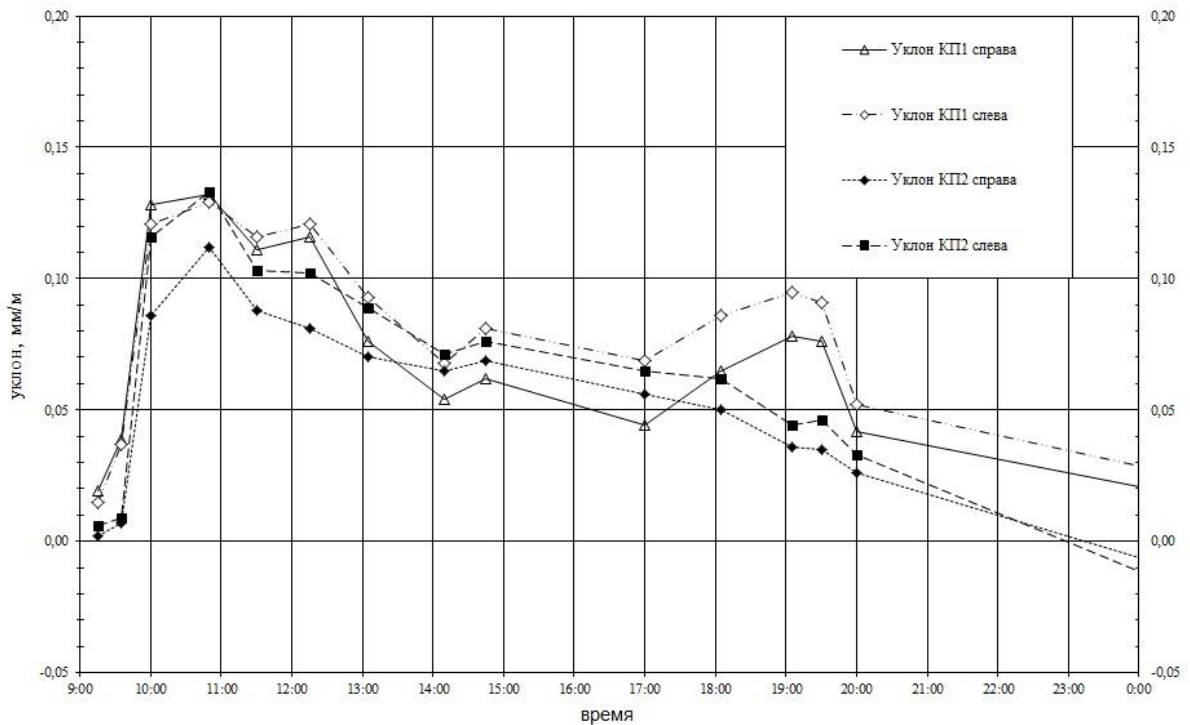


Рисунок 7.1 - Изменение уклонов ригеля слева и справа от оси турбины

Также, для контроля возможного отрыва подошвы корпуса подшипника от поверхности скольжения, целесообразна дополнительная установка уклономеров непосредственно на корпуса подшипников. При этом желательно уклономер разместить максимально близко к подошве корпуса подшипника. В противном случае в показания уклономера будет вноситься дополнительная погрешность, связанная с деформацией корпуса подшипника под действием осевого усилия.

Поскольку предельные абсолютные величины изменения уклонов ригелей составляют 0,5 мм/м (во время пуска) и 0,2 мм/м (во время останова), то для достоверного определения превышения предельной величины погрешность измерения уклона ригеля должна составлять не более 0,05 мм/м

Необходимо отметить, что в настоящее время оснащение турбин штатными уклономерами встречается достаточно редко. Даже новые турбины не оснащаются ими изначально. Как правило, уклономеры устанавливаются станциями в составе современных АСКВМ самостоятельно при замене виброаппаратуры.

7.1.1.2 Абсолютные перемещения выносных корпусов подшипников

Нормативной документацией предусмотрен контроль абсолютного перемещения выносных корпусов подшипников. Обычно заводами-изготовителями на корпус подшипника штатно устанавливается один датчик абсолютного перемещения. Опыт эксплуатации, в том числе новых турбин, показывает, что установка датчиков перемещения только с одной стороны не всегда информативна. В качестве наиболее яркого примера недостаточности штатного оснащения можно привести ранее рассмотренный в подразделе 3.3.3 пример из недавней практики автора (рисунок 3.14).

Как было показано ранее, причиной возникновения дополнительных нерасчётных сил сопротивления перемещению выносных корпусов подшипников по фундаментным рамам является поворот корпуса подшипника в горизонтальной плоскости. Для достоверного выявления поворота корпуса подшипника в горизонтальной плоскости, каждый выносной корпус подшипника должен быть оснащён датчиками абсолютного перемещения с обеих сторон: как с левой, так и с правой.

На рисунке 7.2 в качестве примера представлены данные, полученные при исследовании СТТ турбины К-330-24,5-4 УЗЭМ. Видно, что несмотря на схожесть характера показаний датчиков, установленных с левой и с правой сторон корпусов подшипников, разность между их показаниями изменяется, что указывает на изменение положения корпусов подшипников в горизонтальной плоскости относительно оси турбины. Особенно это заметно на примере перемещения корпуса среднего подшипника, когда величина разности перемещений слева и справа меняет знак.

Видимая на представленном примере «борода» на кривых изменения разности перемещений связана с некоторой рассинхронизацией записи данных, получаемых от разных систем. В данном случае показания абсолютных перемещений в одной из сторон корпусов подшипников брались из АСКВМ, а с противоположной стороны – из АСУ ТП. Этот пример указывает также на необходимость максимальной синхронизации всех измерений.

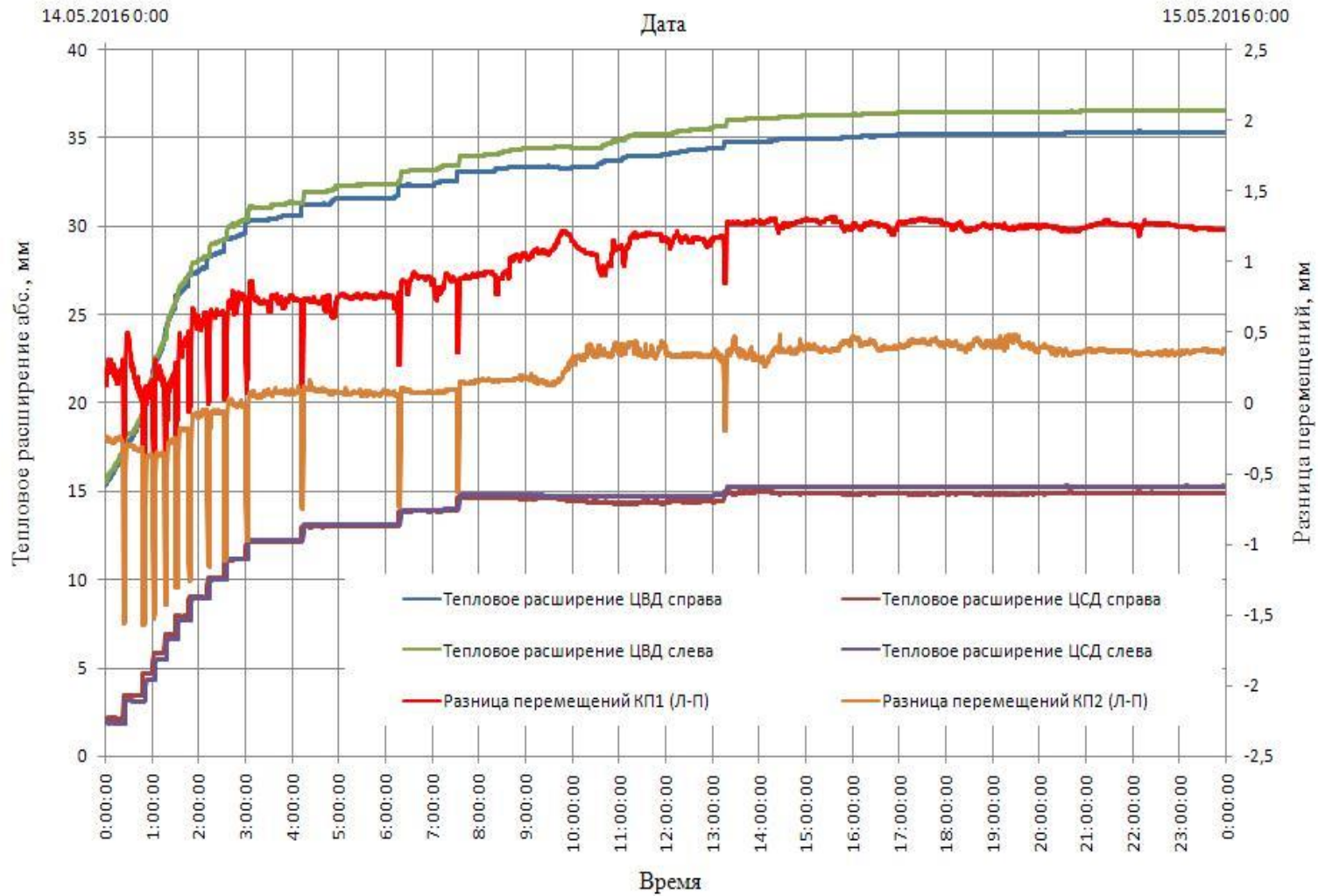


Рисунок 7.2 - Показания датчиков абсолютного перемещения корпусов подшипников во время пуска турбины К-330-24,5-4 УЗЭМ. (за период с 0:00 по 24:00 14.05.2016 г.).

Для целей диагностики точность измерения величин абсолютного перемещения корпусов подшипников должна позволять выявлять поворот корпуса подшипника в горизонтальной плоскости. Для каждой турбины эта величина определяется геометрическими размерами корпуса подшипника и величиной зазора на продольных шпонках. Если принять, что ширина корпуса подшипника равна расстоянию между продольными шпонками, а величина зазора на продольных шпонках равна 0,1 мм, то для того, чтобы достоверно зафиксировать поворот корпуса подшипника точность измерения перемещения должна быть 0,05 мм. При меньшей точности, например при 0,1 мм, выявление поворота корпуса подшипника требует подтверждения косвенными признаками: разностью изменения уклонов ригеля слева и справа, разностью температур колодок упорного подшипника для корпусов, содержащих опорно-упорный вкладыш.

7.1.1.3 Поперечные перемещения лап цилиндров относительно корпусов подшипников

Важным параметром для диагностирования возникновения дефектов СТП является перемещение лап цилиндра относительно корпуса подшипников в поперечном направлении. Здесь важно отталкиваться от конструкции сочленения лап цилиндров и корпусов подшипников. Как отмечалось ранее, в традиционных СТП применяется два типа сочленения: штатные неподвижные поперечные шпонки и поворотные поперечные шпонки.

Для штатных поперечных шпонок диагностическим признаком возникновения такого дефекта, как «закусывание» на поперечных шпонках, в соответствии с указаниями, изложенными в РТМ 34.30.506-90, является «разность расширений левой и правой лап корпусов ЦВД и ЦСД в поперечном направлении превышает 1 мм».

Как было показано автором в [44], для турбин, оборудованных поворотными поперечными шпонками, этот признак утратил актуальность для диагностики вышеупомянутого дефекта, поскольку исключена возможность «заклинивания» лапы цилиндра на поперечной шпонке. В то же время, анализ изменения поперечных перемещений лап цилиндров относительно корпусов подшипников позволяет качественно оценить изменение взаимного положения цилиндра и корпуса подшипников, в том числе углового.

На рисунке 7.3 в качестве примера представлены данные по поперечным перемещениям лап цилиндров высокого и среднего давления относительно корпусов подшипников турбины К-330-24,5-4 УЗЭМ ст. №5 Рефтинской ГРЭС.

На рисунке 7.4 представлены диаграммы смещения осей цилиндров относительно осей корпусов подшипников в поперечных, по отношению к оси турбины, сечениях, проходящих через вертикальные шпонки. Диаграммы построены исходя из предположения симметричности перемещения лап, поскольку в СТП исследуемой турбины применены поворотные шпонки.

Анализ данных по нескольким пускам из различных тепловых состояний турбины, а также сравнение результатов осмотра и инструментального контроля элементов СТП на холодной и работающей турбине позволили построить картину изменения взаимного положения цилиндров турбины, выносных корпусов подшипников и направляющих на фундаментных рамах (продольных шпонок) в процессе пуска турбины (рисунок 7.5).

Таким образом, можно утверждать, что поперечные перемещения лап являются важным параметром, позволяющим не только определить возникновение дефектов СТП при проведении оперативной диагностики, но и при проведении постоперативной диагностики более точно определить причины возникновения дефектов.

Поскольку одним из критериев нарушения в работе традиционной СТП со штатными неподвижными поперечными шпонками является разность поперечных перемещений лап относительно корпуса подшипника в 1 мм, то имеющейся в настоящее время точности измерения перемещения в 0,1 мм вполне достаточно.

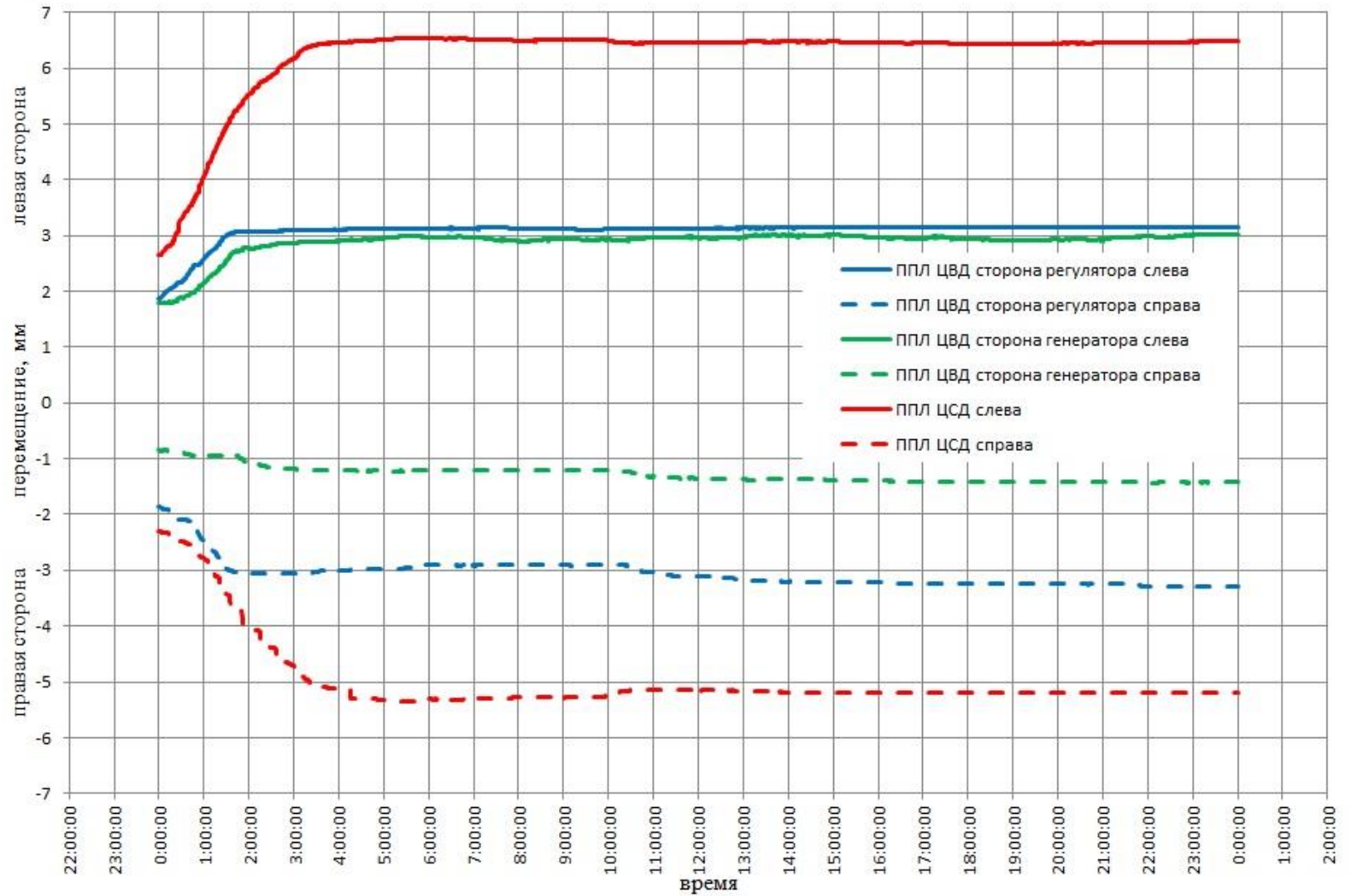


Рисунок 7.3 - Поперечные перемещения лап ЦВД и ЦСД турбины К-330-24,5-4 УЗЭМ

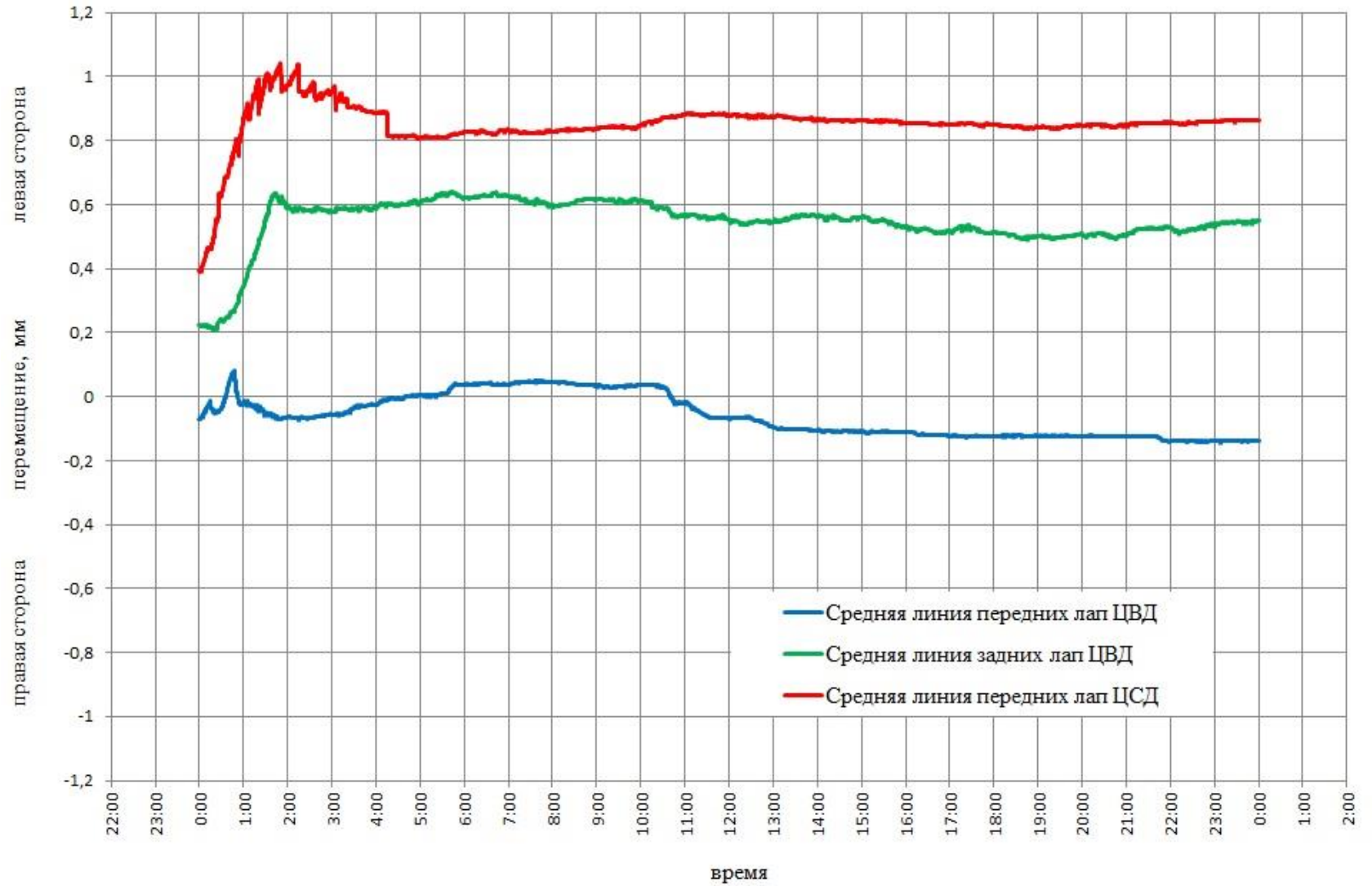
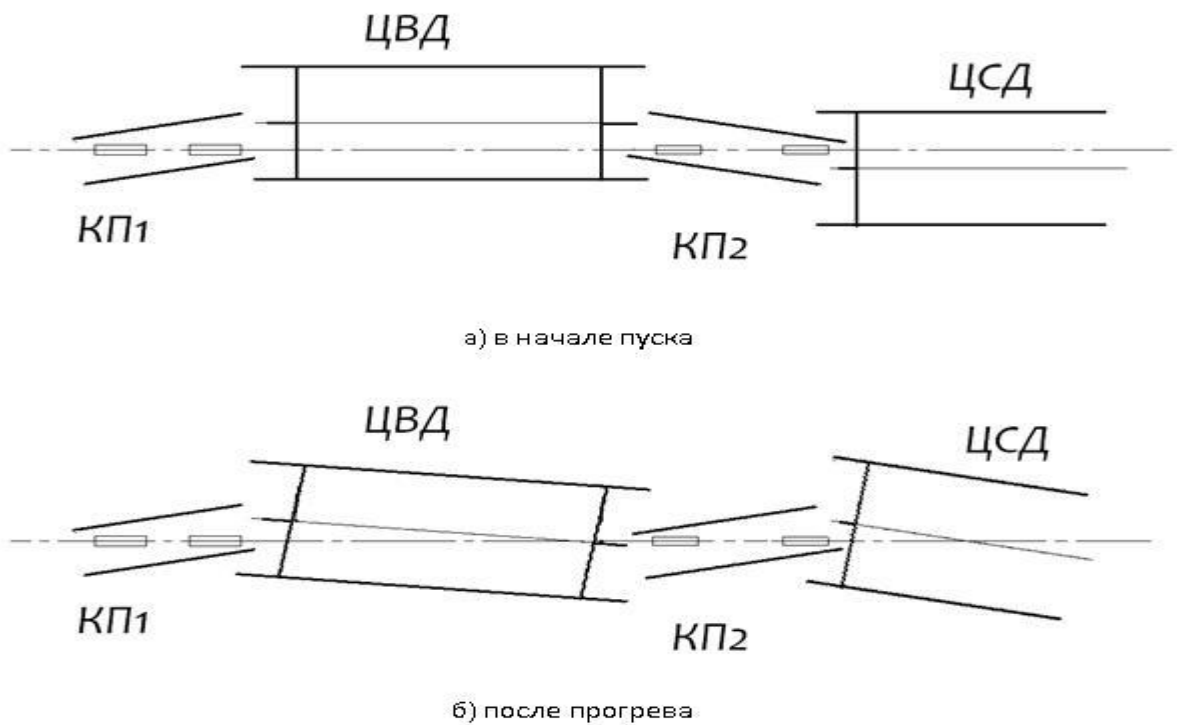


Рисунок 7.4 - Изменение положения оси цилиндра относительно оси корпуса подшипника



а) в начале пуска; б) после прогрева

Рисунок 7.5 - Изменения взаимного положения цилиндров и выносных корпусов подшипников турбины К-330-24,5-4 УЗЭМ

7.1.2. Данные по состоянию паротурбинной установки, получаемые от АСУ ТП

Кроме ранее перечисленных в разделе 7.1.1 механических величин, для проведения диагностики СТП необходимо рассматривать изменения следующих механических величин:

- вибрационного состояния опор валопровода;
- осевого сдвига ротора;
- относительных расширений роторов.

Перечисленные механические величины как правило регистрируются в АСКВМ или в АСУ ТП.

Для модуля диагностики тепловых перемещений также должна быть обеспечена возможность получения из системы контроля турбоагрегата и паротурбинной установки следующей информации:

- температура баббита всех колодок упорного подшипника;
- температура баббита опорных вкладышей подшипников, размещённых в выносных корпусах, включая и переднюю и заднюю часть вкладыша;
- температура фланцев (желательно срединная) обеих сторон цилиндров турбины, опирающихся на выносные корпуса подшипников;
- температура выхлопной части турбины слева и справа для одно- и двухцилиндровых турбин.

7.1.3. Периодичность опроса параметров состояния паротурбинной установки

Несмотря на всю важность нормального функционирования СТП, мониторингу и диагностике её состояния в процессе эксплуатации турбоагрегатов обычно уделяется недостаточно внимания. До недавнего времени практически отсутствовали системы, позволяющие осуществлять автоматизированный сбор необходимой информации о параметрах, характеризующих состояние СТП. При обследованиях сбор информации осуществлялся вручную, при этом периодичность измерения параметров, как показывает опыт автора, не всегда обеспечивала полноту информации, необходимой для диагностики. Например, время проведения только одного цикла регистрации параметров механических величин, характеризующих функционирование СТП (абсолютные перемещения корпусов подшипников, изменение уклонов корпусов подшипников и/или ригелей фундамента, относительные перемещения лап цилиндров) для турбины Т-110/120-130 составляло более 10 минут; примерно такую же продолжительность занимала регистрация параметров теплового состояния турбины. Таким образом, суммарная продолжительность всего цикла измерений (фактическая периодичность измерений) составляла около 30 минут, при этом синхронизация полученных за один цикл данных была достаточно условной.

Для анализа влияния периодичности измерений на достоверность получаемых результатов, автором выполнен сравнительный анализ отображения изменения параметров состояния СТП при различных продолжительностях цикла замеров. На рисунках 7.6 и 7.7

в качестве примера представлены графики изменения уклона и перемещения КПП турбины К-330-23,5-4 УЗЭМ ст.№5 Рефтинской ГРЭС во время пуска 25.03.2014, построенные с периодичностью отображения 30 секунд, 10 минут и 30 минут. Данные получены от АСУ ТП Рефтинской ГРЭС. Видно, что все графики, несмотря на то что отображают изменение одного и того же параметра во время одного и того же пуска, отличаются друг от друга. Видно, что графики изменения уклонов и перемещения КПП, построенные при разных периодичностях регистрации, значительно отличаются. В зависимости от момента проведения замера, полученные результаты могут значительно отличаться от реальной картины. В частности, вне внимания исследователя при периодичности измерения 30 минут могли бы остаться увеличения уклонов в промежутке с 21:30 до 22:30, была бы пропущена точка максимального увеличения уклона КПП. Аналогичная картина наблюдается и для графиков перемещения корпуса подшипника. При периодичности 30 минут не видно резкого перемещения КПП в период с 23:00 до 23:30.

Появление переносных систем, таких как СДАРТ [120], КСК-4/ТИ [143] и пр., позволило значительно повысить достоверность информации, получаемой при проведении периодических обследований, связанных с диагностированием нарушений функционирования СТП. Переносные системы позволили в автоматическом режиме отслеживать абсолютные перемещения корпусов подшипников, углы наклона корпусов подшипников турбины и/или ригелей фундамента, перемещения лап цилиндров в поперечных шпонках. Регистрация других параметров, характеризующих состояние турбоустановки, продолжала выполняться, как правило, вручную, по записям штатных самописцев или по данным АСУ ТП. При таком подходе также возможна ошибка временного согласования (синхронизации) параметров до нескольких минут, что значительно осложняет выявление фактических (конкретных) причин затруднённых перемещений корпусов подшипников. Кроме того, использование переносной системы подразумевает временный характер её работы - только на время проведения обследования (обычно приобретается одна система на станцию или на энергосистему).

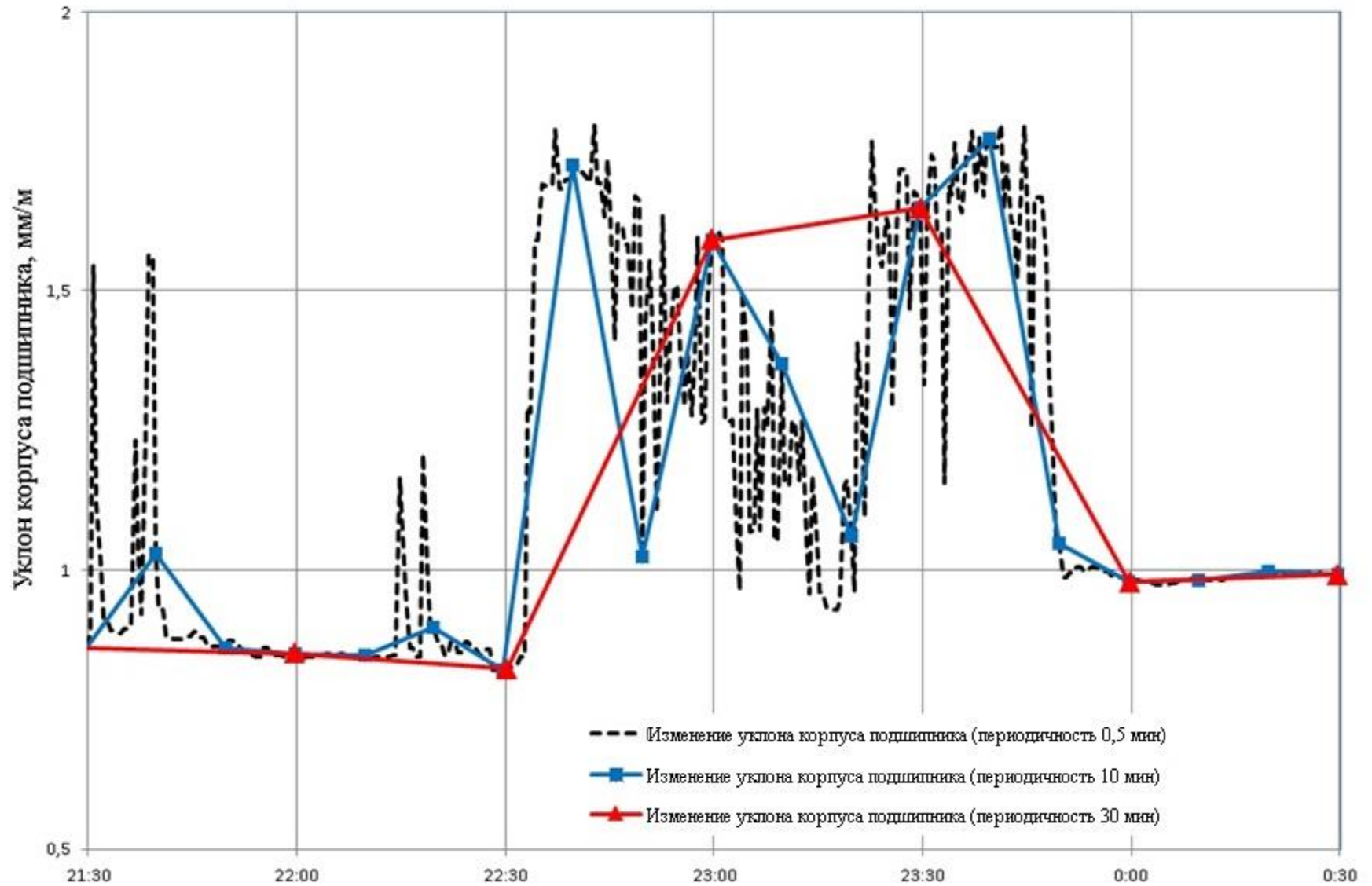


Рисунок 7.6 - Графики изменения уклона КП1 турбины К 330 23,5 4 УЗЭМ ст.№5 Рефтинской ГРЭС во время пуска 25.03.2014 при различных периодичностях регистрации

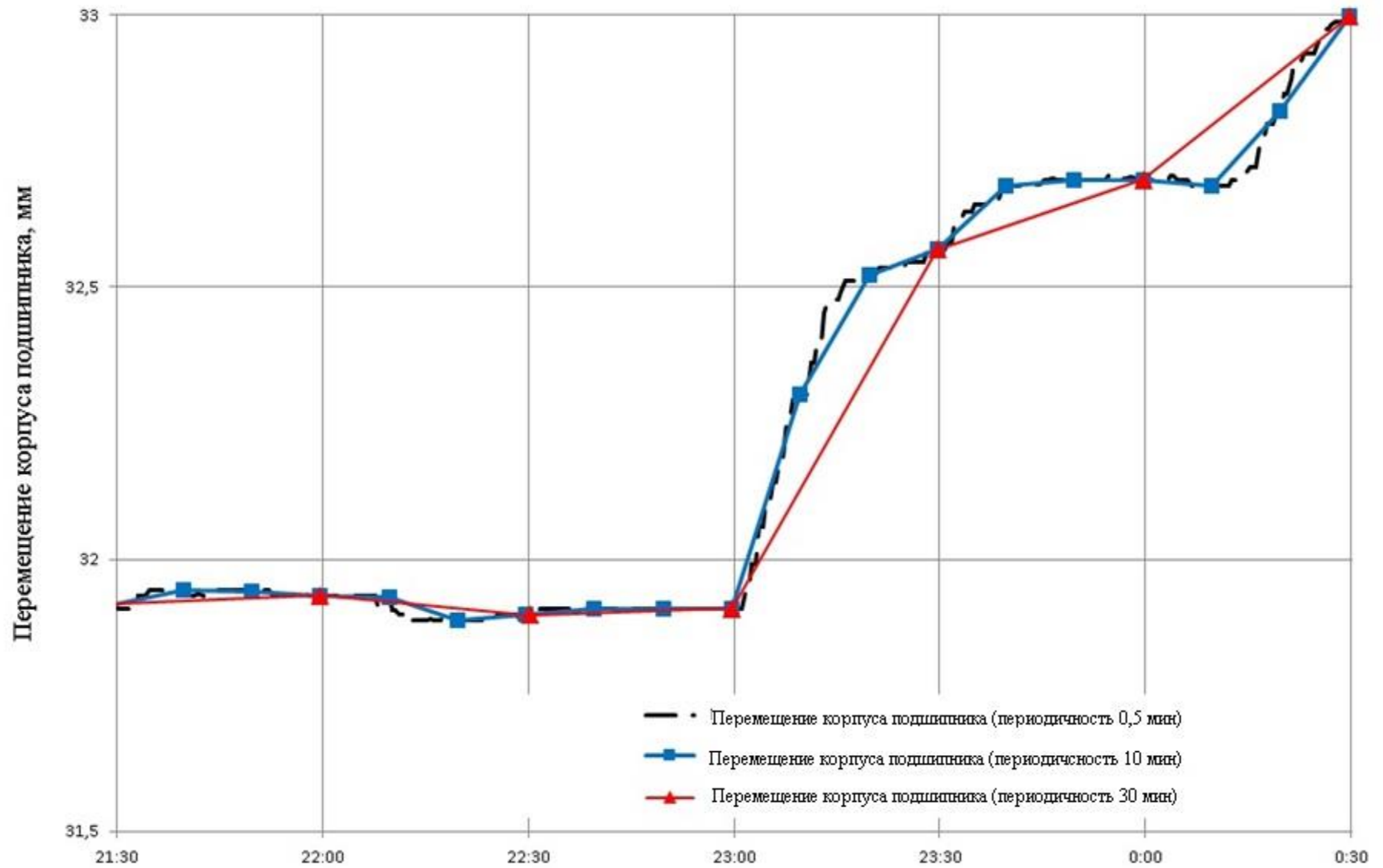


Рисунок 7.7 - Графики изменения перемещения КП1 турбины К 330 23,5 4 УЗЭМ ст.№5 Рефтинской ГРЭС во время пуска 25.03.2014 при различных периодичностях регистрации

В настоящее время практически все турбины оснащаются АСКВМ. Также на многих турбинах реализуются АСУ ТП, одной из функций которых являются контроль и регистрация параметров состояния паротурбинной установки в целом. Как правило, АСУ ТП способна получать информацию из АСКВМ. В последнее время АСКВМ всё чаще выполняется в составе АСУ ТП паротурбинной установки, на единой элементной базе.

Наличие подобных систем позволяет использовать их для реализации модуля диагностики тепловых перемещений.

Процессы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников турбины с одной стороны достаточно инерционны, поскольку зависят от изменения температурного состояния цилиндров турбины, но с другой стороны, в случае возникновения каких-либо нарушений, принимают скачкообразный характер. Поэтому частота опроса датчиков механических величин должна обеспечить возможность выявления скачкообразного изменения параметров состояния СТП.

В соответствии с ГОСТ 27164-86 «Аппаратура специального назначения для эксплуатационного контроля вибрации подшипников крупных стационарных агрегатов. Технические требования» для вибрации под внезапным изменением значения уровня вибрации понимают его изменение за время не более 5 с длительностью не менее 10 с.

Соответственно, для модуля автоматизированной диагностики тепловых перемещений для уверенного распознавания скачкообразного изменения параметров состояния СТП, периодичность опроса соответствующих датчиков механических величин целесообразно принять не более 5 с.

7.2. Дефекты состояния системы тепловых перемещений, выявляемые модулем диагностики в рамках оперативной диагностики паровых турбин

В п. 1.1 «Методических указаниях по нормализации тепловых расширений цилиндров паровых турбин тепловых электростанций» [34] указаны проявления нарушений в работе СТП, при которых не рекомендуется длительная работа турбоагрегата. Часть из этих проявлений можно квалифицировать как «события», происходящие в конкретный момент времени и которые можно определить по результатам прямых измерений и зафиксировать, а именно:

- поворот корпуса подшипника и ригеля¹ по абсолютной величине при пуске или останове превышает соответственно 0,5 мм/м и 0,2 мм/м;
- разность расширений левой и правой лап корпусов ЦВД и ЦСД в поперечном направлении превышает 1 мм;
- абсолютная величина разности температур фланцев корпусов цилиндров в симметричных точках при пусках превышает 10 °С.

Как отмечалось ранее, причинами увеличения уклона ригеля сверх допустимых пределов могут быть повышенные силы трения на поверхности скольжения подошвы корпуса подшипника по фундаментной раме или дополнительные нерасчётные силы сопротивления движению корпуса подшипника, возникающие на продольных шпонках. Для дифференциации этих причин необходимо выявить наличие или отсутствие поворота корпуса подшипника, при котором возникает «диагональный» контакт».

Соответственно, модуль диагностики должен определять следующие типы дефектов СТП:

- повышенные силы трения на поверхностях скольжения выносных корпусов подшипников по фундаментным рамам
- «закусывание» на продольной шпонке;
- «закусывание» на поперечных шпонках (для СТП с неподвижными поперечными шпонками).

Для повышения надёжности диагностирования могут быть определены дополнительные события, указывающие на вышеупомянутые дефекты.

7.3. Формирование диагностической модели СТП паровых турбин

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 состояния турбины, в частности дефекты системы тепловых перемещений, необходимо сформировать

¹ Под поворотом ригеля понимается изменение уклона ригеля, ранее рассмотренное в главе 2.

соответствующую диагностическую модель, являющуюся составной частью системы организации тепловых перемещений паровой турбины.

Блок-схема формирования и использования диагностической модели СТП паровой турбины представлена на рисунке 7.8.

Данные по геометрическим характеристикам турбины и её конструкции анализируются с использованием кинематической модели СТП исходя из положений, представленных в главах 4 и 5 настоящей работы. По результатам анализа, при необходимости,

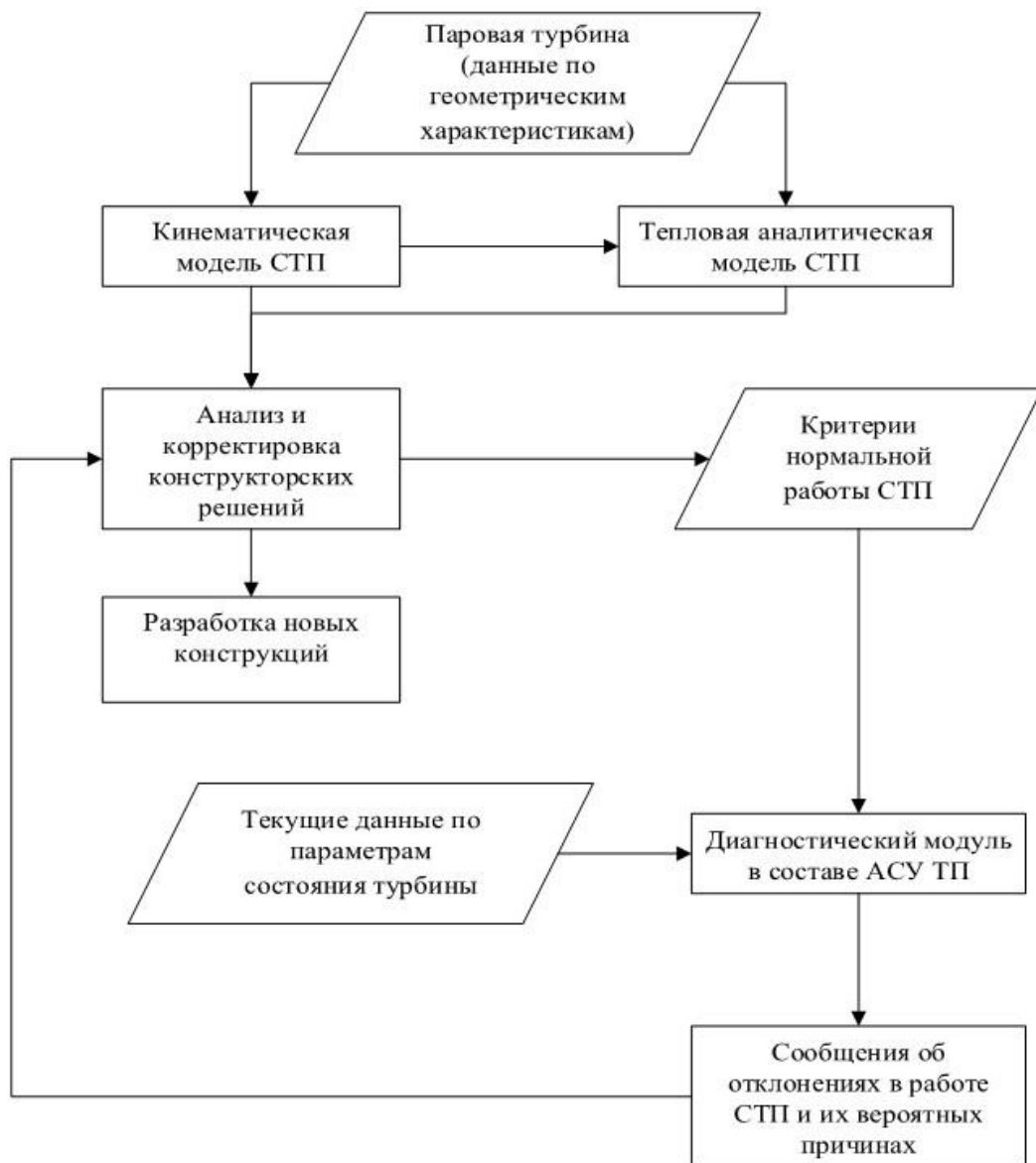


Рисунок 7.8 - Формирование и применение диагностической модели

могут быть приняты решения о корректировке конструкторских решений для рассматриваемой турбины. В частности, могут быть изменены соотношения зазоров по сочленениям традиционной СТП. Если рассматривается турбина, которой предстоит капитальный ремонт, то может быть предложен комплекс мероприятий, изложенный ранее в главе 6.

На основе выполненного анализа параметров турбины, внесённых изменений в её конструкцию, синтезируется диагностическая модель, формируются критерии нормальной работы СТП рассматриваемой турбины.

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. По мере набора статистических данных о выявленных отклонениях может быть выполнен дополнительный анализ конструкторских решений и внесены необходимые дополнения и изменения в конструкцию СТП рассматриваемой турбины, а также в конструкцию других турбин этого типа или семейства.

7.4. Основные положения реализации модуля диагностики системы тепловых перемещений паровых турбин

Модуль диагностики СТП, по мнению автора, должен обеспечивать определение вышеупомянутых дефектов СТП в течение всего периода эксплуатации турбоагрегата от момента пуска после монтажа (капитального ремонта), до останова в новый капитальный ремонт. Задачи постоперативной диагностики СТП могут реализовываться путём сочетания результатов оперативной диагностики и экспертного анализа информации, содержащейся в базе данных.

7.4.1. Требования к организации измерения параметров состояния системы тепловых перемещений

Для 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 НТД, обеспечен зазор между изоляцией и фундаментом не менее 50 мм.

Показания датчиков после выставления корпусов подшипников и до проведения любых пред- и пусковых операций принимаются за «ноль».

Во время текущих и средних ремонтов элементы СТП 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.

7.4.2. События, используемые для диагностики системы тепловых перемещений

Для решения задач выявления вышеупомянутых дефектов состояния СТП необходимо сформулировать перечень событий, которые в совокупности или поодиночке будут указывать на возникновение дефекта. Для каждого события должны быть сформулированы чёткие, однозначные критерии его наличия или отсутствия.

Для организации модуля оперативной диагностики предлагается для каждого корпуса подшипника использовать четыре основных события и ряд вспомогательных событий.

Основными событиями являются.

1. Изменение уклона ригеля под выносным корпусом подшипника больше нормативной величины.
2. Перекос (поворот) выносного корпуса подшипника относительно оси турбины в горизонтальной плоскости.
3. Отсутствие перемещения лапы относительно выносного корпуса подшипника.
4. Разность поперечных перемещений симметричных, относительно оси турбины, лап цилиндров турбины больше нормативной величины.

В качестве вспомогательных событий предлагается считать.

5. Наличие температурного перекоса фланцев цилиндров турбины, сочленённых с выносным корпусом подшипников.
6. Величина ОРР близка к предельным значениям допустимого диапазона.
7. Отсутствие перемещения выносного корпуса подшипника.
8. Наличие разности температур упорных колодок в вертикальной плоскости.
9. Наличие разности температур упорных колодок в горизонтальной плоскости.
10. Наличие разности температур опорного вкладыша подшипника.
11. Скачкообразное изменение показаний датчиков абсолютного перемещения выносного корпуса подшипника.
12. Скачкообразное изменение показаний датчиков уклонов ригеля под выносным корпусом подшипника.
13. Появление НЧВ на любом из подшипников.

Для целей постоперативной диагностики, выполняемой экспертом, перечень вспомогательных событий может быть дополнен регистрацией невозврата корпусов подшипников при остывании турбины.

7.4.3. Критерии наличия/отсутствия событий

В процессе диагностики в качестве критериев наличия/отсутствия некоторых событий автор предлагает использовать предельные значения изменения параметров, например, для изменения уклона ригеля и ОРР. При этом предельные значения изменения параметров задаются для конкретного турбоагрегата исходя из величин, указанных в

руководстве по эксплуатации турбины или в нормативно-технической документации с учётом поправочных коэффициентов. Поправочные коэффициенты для параметров, влияющих на безопасность эксплуатации турбины, должны задаваться исходя из условия определения события до срабатывания сигнализации о достижении предельно допустимого значения параметра. Например, для ОРР поправочные коэффициенты могут быть приняты в диапазоне от 0,8 до 0,95. Величина поправочных коэффициентов может корректироваться по мере накопления опыта эксплуатации модуля диагностики.

Значения допустимой разности температур предлагается задавать на основании экспертных оценок, основанных на опыте исследования и наладки работы ряда СТП различных типов паровых турбин.

Под текущим значением параметра понимается последнее зарегистрированное значение параметра перед каждым циклом диагностирования.

В таблице 7.1 представлены примеры критериев наличия/отсутствия событий, указывающих на наличие дефектов СТП. Критерии предложены для корпуса переднего подшипника одноцилиндровой паровой турбины с размещением в нем упорного подшипника. Для корпуса среднего подшипника многоцилиндровой паровой турбины критерии наличия/отсутствия событий должны формулироваться исходя из особенностей конструкции турбины.

Некоторые из предложенных критериев могут потребовать корректировки по мере наработки базы данных, в частности критерии скачкообразных изменений уклона ригеля и перемещения корпуса подшипников (в представленных примерах периодичность измерений параметров была принята 1 с).

Исходя из предложенных критериев разрабатываются алгоритмы определения наличия/отсутствия событий.

Для отработки алгоритмов разрабатываются тестовые примеры наличия/отсутствия событий.

Таблица 7.1 - Критерии наличия/отсутствия событий

| | Событие | Критерии |
|--------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Основные события | | |
| 1. | Изменение уклона ригеля под корпусом подшипника велико. | Величина уклона ригеля не принадлежит множеству <i>{минус 0,2; плюс 0,5мм/м}</i> . |
| 2. | Перекок корпуса подшипника относительно оси турбины | Абсолютная величина разности перемещений левой и правой сторон корпуса подшипника больше уставки. Уставка определяется исходя из геометрических характеристик корпуса подшипника. |
| 3. | Разность поперечных перемещений лап больше нормативной величины | Признак присутствует, если абсолютная величина разности перемещений лап в поперечном направлении больше 1 мм |
| 4. | Отсутствие перемещения лапы относительно корпуса подшипника | Признак присутствует, если при изменении положения одной из парных лап положение второй лапы не изменяется |
| Вспомогательные события | | |
| 5. | Температурный перекок фланцев цилиндра | Разность текущих показаний срединных термопар фланцев цилиндра больше 10°C. |
| 6. | ОРР близок к критическому значению | Величина ОРР не принадлежит множеству <i>{minОРР ВД; maxОРР ВД}</i> , где minОРР и maxОРР – величины уставки защиты по ОРР с учётом поправочного коэффициента. |
| 7. | Отсутствует перемещение корпуса подшипника | Абсолютная величина разности абсолютного перемещения обеих сторон корпуса подшипника при текущей величине средней температуры металла фланцев цилиндра (срединной) и при ближайшем по времени значении средней температуры в этих же точках, отличающемся от текущего на 50°C, не больше половины расчётного расширения цилиндра |
| 8. | Разность температур упорных колодок в вертикальной плоскости. | Абсолютная величина разности температур колодок, расположенных в вертикальной плоскости (или ближайших симметричных), больше 10°C |
| 9. | Разность температур упорных колодок в горизонтальной плоскости. | Абсолютная величина разности сумм температур колодок вблизи горизонтального разъёма больше 10°C |
| 10. | Разность температур вкладыша опорного подшипника | Абсолютная величина разности показаний передней и задней термопар больше 10°C |
| 11. | Скачкообразное изменение показаний датчиков абсолютного перемещения корпуса подшипника | Вычисляется скорость перемещения каждой стороны корпуса подшипника, мм/с (абсолютная величина изменения показания датчика за секунду) в текущий момент времени. При скорости больше 1 мм/с и если за две секунды до замера скорость перемещения этой стороны была не более величины (<i>точность измерения перемещения</i>)/с, событие присутствует |
| 12. | Скачкообразное изменение показаний датчиков уклонов ригеля под корпусом подшипника | Вычисляется скорость изменения уклона за секунду (абсолютная величина изменения показания датчика за секунду) в текущий момент времени. При скорости больше 0,2 мм/м за секунду и если за две секунды до замера скорость изменения уклона была не более (<i>точность измерения уклона</i>)/с, событие присутствует |
| 13. | НЧВ на любом из подшипников | Да/Нет (по данным из АСКВМ) |

7.4.4. Примеры решения диагностических задач (определения дефектов)

Выявление модулем диагностики дефектов состояния СТП предлагается выполнять, используя два подхода: упрощенную схему, построенную на основе булевой логики [146] и использующую только матрицу дефектов с основными событиями, либо экспертную систему использующую принципы нечёткой логики [147 - 158], в которой используются все события, основные и вспомогательные.

7.4.4.1 Упрощенная схема выявления дефектов состояния системы тепловых перемещений

Матрица дефектов, используемая при выявлении дефектов по упрощенной схеме представлена в таблице 7.2

Таблица 7.2 Матрица дефектов, используемая в упрощенной схеме

| | Событие | Дефект | | |
|--|-----------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|---------------------------------------|
| | | Повышенные силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника | Заклинивание корпуса подшипника на продольной шпонке | Заклинивание лап на поперечной шпонке |
| | Изменение уклона ригеля под корпусом подшипника велико. | + | + | + |
| | Перекос корпуса подшипника относительно оси турбины | - | + | + |
| | Разность поперечных перемещений лап больше нормативной величины | - | - | + |
| | Отсутствие перемещения лапы относительно корпуса подшипника | - | - | + |

Наличие события 1 указывает на то, что имеются какие-либо дефекты в работе СТП. Отсутствие других событий позволяет сделать вывод, что увеличение уклона ригеля сверх допустимых пределов вызвано загрязнением поверхности скольжения, т.е. повышением коэффициента трения.

Если кроме события 1 присутствует событие 2, то можно, основываясь на материалах, изложенных в главе 2, с высокой степенью уверенности предположить, что увеличение уклона ригеля происходит в связи с заклиниванием корпуса подшипников на продольных шпонках.

Если наряду с событиями 1 и 2 присутствуют событие 3 или событие 4, то можно утверждать, что происходит заклинивание лапы цилиндра на поперечной шпонке.

Вариант блок-схемы выявления дефектов СТП с использованием дерева дефектов представлен на рисунке 7.9

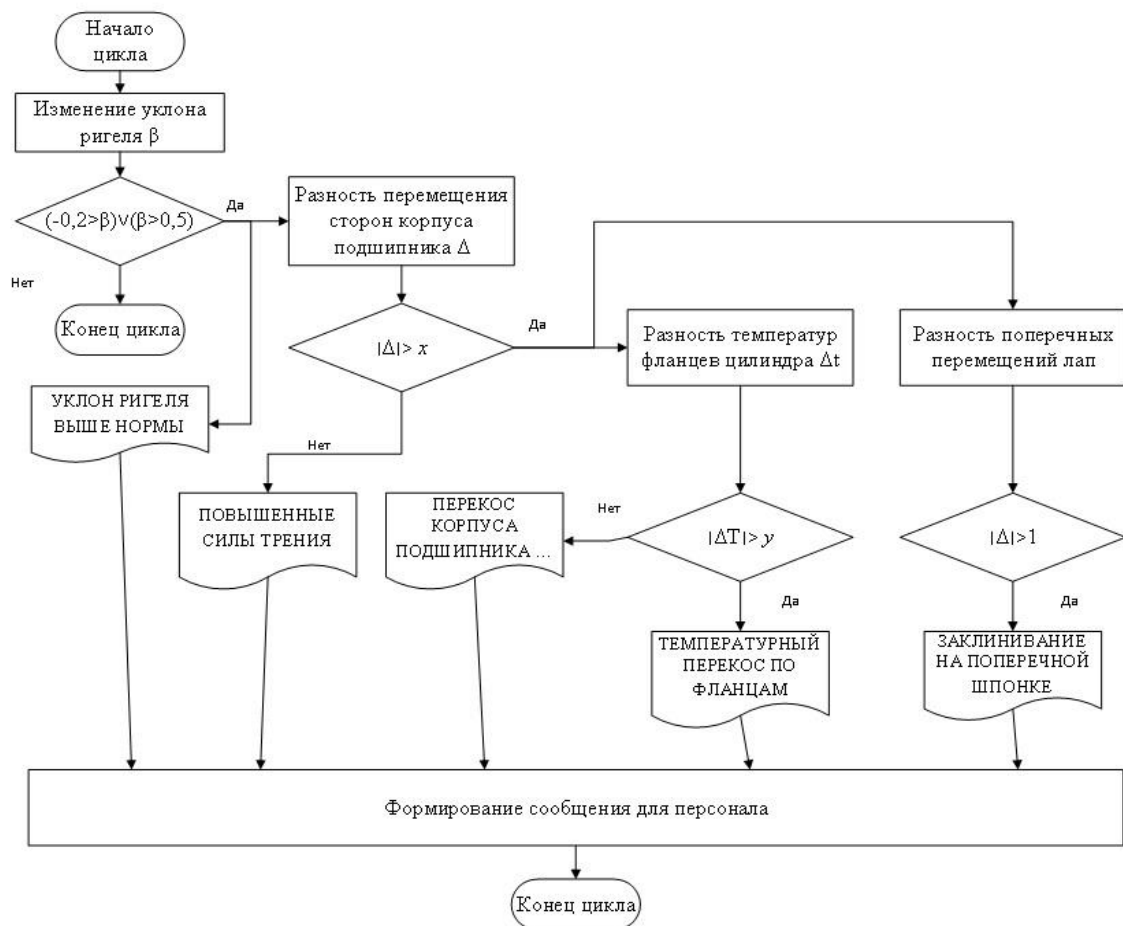


Рисунок 7.9 - Вариант блок-схемы выявления дефектов СТП по упрощенной схеме

7.4.4.2 Выявление дефектов состояния системы тепловых перемещений с использованием экспертной системы вероятностного типа

Для повышения достоверности выявления дефектов, особенно в случаях возможного отказа датчиков механических величин целесообразно решение диагностических задач выполнять с использованием экспертной системы вероятностного типа, в которой определяемые по результатам измерений события используются для вероятностной оценки наличия того или иного дефекта.

Теория нечёткой логики была предложена Лотфи Заде в 1965 г. [147]. Для принятия решений в условиях неопределённости применяются следующие методологии

- байесовская логика;
- вывод на основе коэффициентов уверенности (Шортлифф, Демпстер-Шафер);

Расчётная часть модуля диагностики должна обрабатывать массив данных, необходимых для вычисления наличия/отсутствия событий, и при определённом сочетании событий, исходя из их весовых коэффициентов, выдавать персоналу сообщения о выявлении дефекта.

В таблице 7.3 представлен пример-шаблон заполнения весовыми коэффициентами (коэффициентами уверенности) при построении системы методом экспертных оценок

Значения весовых коэффициентов N первоначально принимаются на основании экспертной оценки. По мере накопления базы данных значения весовых коэффициентов могут корректироваться.

Аналогичная таблица для диагностирования наличия дефектов, приводящих к нарушениям в работе СТП, может быть разработана при использовании экспертной системы на основе теоремы Байеса [149, 150].

Таблица 7.3 - Весовые коэффициенты событий для экспертной системы вероятностного типа

| Событие | | Дефекты | | |
|--------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|---------------------------------------|
| | | Повышенные силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника | Заклинивание корпуса подшипника на продольной шпонке | Заклинивание лап на поперечной шпонке |
| Основные события | | | | |
| 1. | Изменение уклона ригеля под корпусом подшипника велико | $N_{X,01}$ | $N_{Y,01}$ | $N_{Z,01}$ |
| 2. | Перекус корпуса подшипника относительно оси турбины | $N_{X,02}$ | $N_{Y,02}$ | $N_{Z,02}$ |
| 3. | Разность поперечных перемещений лап больше нормативной величины | $N_{X,03}$ | $N_{Y,03}$ | $N_{Z,03}$ |
| 4. | Отсутствие перемещения лапы относительно корпуса подшипника | $N_{X,04}$ | $N_{Y,04}$ | $N_{Z,04}$ |
| Вспомогательные события | | | | |
| 5. | Температурный перекус фланцев цилиндра | $N_{X,05}$ | $N_{X,05}$ | $N_{Z,05}$ |
| 6. | ОРР близок к критическому значению | $N_{X,06}$ | $N_{Y,06}$ | $N_{Z,06}$ |
| 7. | Отсутствует перемещение корпуса подшипника | $N_{X,07}$ | $N_{Y,07}$ | $N_{Z,07}$ |
| 8. | Разность температур упорных колодок в вертикальной плоскости. | $N_{X,08}$ | $N_{Y,08}$ | $N_{Z,08}$ |
| 9. | Разность температур упорных колодок в горизонтальной плоскости. | $N_{X,09}$ | $N_{Y,09}$ | $N_{Z,09}$ |
| 10. | Разность температур вкладыша опорного подшипника | $N_{X,10}$ | $N_{Y,10}$ | $N_{Z,10}$ |
| 11. | Скачкообразное изменение показаний датчиков абсолютного перемещения корпуса подшипника | $N_{X,11}$ | $N_{Y,11}$ | $N_{Z,11}$ |
| 12. | Скачкообразное изменение показаний датчиков уклонов ригеля под корпусом подшипника | $N_{X,12}$ | $N_{Y,12}$ | $N_{Z,12}$ |
| 13. | НЧВ на любом из подшипников | $N_{X,13}$ | $N_{Y,13}$ | $N_{Z,13}$ |

Отработку работы 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 оснащены полным комплектом датчиков механических величин.

7.5. Разработка элементов интерфейса модуля диагностики СТП паровых турбин

Задачами интерфейса модуля диагностики, по мнению автора, являются:

- своевременное информирование эксплуатационного персонала о нарушениях в работе СТП;
- предоставление по запросу инженерно-технического и руководящего персонала информации о выявленных дефектах и об изменении основных параметров работы СТП в период от начала пуска/останова до текущего момента времени.

7.5.1. Сообщения для оперативного персонала

Автор считает, что оперативный персонал должен получать от модуля диагностики следующие сообщения типа:

- «ТЕМПЕРАТУРНЫЙ ПЕРЕКОС ПО ФЛАНЦАМ ЦВД»;
- «ПЕРЕКОС КОРПУСА ПОДШИПНИКА №...»;
- «УКЛОН РИГЕЛЯ №... ВЫШЕ НОРМЫ».

Для эксплуатационного персонала во время пуска турбины одним из основных критериев его нормального хода является отсутствие недопустимой вибрации опор валопровода. Как правило, искать причины нарушения вибрационного состояния опор и принимать меры к его нормализации персонал начинает только при явном росте вибрации опор.

В руководствах по эксплуатации паровых турбин отечественных заводов-изготовителей в качестве одного из параметров, при котором необходимо приостановить

нагружение турбины, указан температурный перекося по фланцам цилиндра. В руководствах по эксплуатации паровых турбин также содержится указание о необходимости при первых пусках настроить систему обогрева фланцев и шпилек таким образом, чтобы температуры фланцев с обеих сторон цилиндра были одинаковыми. В реальных условиях, при возникновении внешних неучтённых факторов, например, повреждения остекления в зимнее время или открытия ворот, возможно возникновение температурного перекося, превышающего допустимые значения. Так, автор уже упоминал ранее, что при проведении работ по нормализации тепловых перемещений им была зафиксирована разность температур фланцев ЦВД турбины Т-100/120-130 ТМЗ в 70°С. Анализ заводских заданий на автоматизацию, а также нормативных документов, показал, что сигнализация по появлению температурного перекося по фланцам цилиндра турбины не предусмотрена и отсутствует не только в традиционных системах управления, но и в современных автоматизированных системах управления паровых турбин. Задача выявления несоответствия возложена на оперативный персонал, который может обратить внимание на этот параметр только при возникновении каких-либо нарушений в вибрационном состоянии опор валопровода. Неоднократные наблюдения автором за проведением пусковых операций показывают, что на этот параметр эксплуатационный персонал не обращает особого внимания. Это связано, скорее всего, с тем, что у персонала практически отсутствует возможность влиять на эту величину. Потоки пара в системах обогрева фланцев и шпилек по сторонам цилиндра, как правило, настраиваются один раз при проведении пусконаладочных работ и не имеют возможности управления с пульта машиниста. Соответственно, при проектировании турбин необходимо предусматривать установку электрифицированных регулирующих клапанов для управления потоками пара при возникновении температурного перекося. Наличие подобной сигнализации, а именно появление сообщения «ТЕМПЕРАТУРНЫЙ ПЕРЕКОС ПО ФЛАНЦАМ ЦВД» позволит персоналу, при наличии технической возможности, своевременно принять меры для выравнивания температур фланцев цилиндра турбины.

Также в заводских руководствах по эксплуатации дана рекомендация приостановить нагружение турбины или набор оборотов при несимметричном расширении турбины. Несимметричное расширение турбины проявляется в несимметричном перемещении выносных корпусов подшипников и в несимметричном перемещении лап цилиндров относительно корпусов подшипников. И перекося корпуса подшипника, и

несимметричность перемещения лап в поперечном направлении, как правило, вызывается смещением цилиндра турбины или корпуса подшипника при воздействии внешних усилий от присоединённых трубопроводов. При проведении пуска персонал может повлиять на несимметричное перемещение корпуса подшипника только увеличением температуры фланца с той стороны, которая отстаёт, если система обогрева фланцев, как было упомянуто выше, позволяет выполнять подобное изменение. С учётом того, что процессы нагрева/прогрева корпуса цилиндра имеют высокую инерционность, то принятие решения об изменении температуры фланцев при появлении сообщения «ПЕРЕКОС КОРПУСА ПОДШИПНИКА №...» или о снижении темпов пуска должен принимать руководитель пуска.

В случае простого загрязнения поверхностей скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам, например, после длительного простоя, может наблюдаться повышенное значение изменения уклона ригеля, не сопровождающееся температурным перекосом на фланцах цилиндра турбины или несимметричным перемещением корпуса подшипника. В этом случае появляется сообщение «УКЛОН РИГЕЛЯ №... ВЫШЕ НОРМЫ». Как упоминалось ранее, одной из причин нарушения вибрационного состояния является расцентровка опор валопровода, вызванная сверхнормативным изменением уклона ригеля под выносным корпусом подшипника. Поэтому персонал целесообразно предупреждать о том, что изменение уклона ригеля превысило величину, указанную в нормативной документации. Превышение нормированной величины уклона ригеля не обязательно немедленно приведёт к недопустимому изменению вибрационного состояния опор. Как показывает опыт проведения пусковых операций, замедление темпов прогрева и набора оборотов/мощности позволяет не допустить дальнейшего увеличения уклона ригеля и, соответственно, увеличения вибрации опор валопровода. В любом случае решение о действиях персонала при появлении вышеупомянутых сообщений должен принимать руководитель пуска исходя из опыта предыдущих пусков и условий станции.

7.5.2. Информация для инженерно-технического персонала

Для инженерно-технических работников руководящего звена, по мнению автора, интерес представляют выявленные модулем диагностики при пуске или изменении

режима работы турбины дефекты в работе СТП. Располагая информацией о выявленных дефектах, можно планировать объём ремонтных работ или проведение дополнительных исследований по выявлению причин возникновения дефектов.

Поскольку модуль диагностики реализуется в рамках АСУ ТП паротурбинной установки, для эксперта, при выявлении причин возникновения дефектов, доступны все параметры состояния турбины, а также параметры работы вспомогательного оборудования. База данных АСУ ТП должна позволять делать выборку по всем необходимым для эксперта параметрам в любом временном интервале и с любым шагом. Может быть целесообразным, чтобы при просмотре трендов параметров средствами визуализации АСУ ТП можно было просматривать не только изменение параметров состояния, но и изменение комбинаций этих параметров, например:

- разности абсолютных перемещений корпусов подшипников с левой и правой сторон;
- разности поперечных перемещений лап цилиндра турбины относительно корпуса подшипников;
- разности температур фланцев цилиндра турбины с левой и с правой стороны и т.п.

Реализация модуля диагностики, даже по упрощённой схеме, позволит, по мнению автора, повысить качество проведения пусков турбины, своевременно выявлять возникновение дефектов в работе СТП, планировать объём ремонтов.

7.6. Выводы

1. Предложена концепция автоматического модуля для диагностики дефектов СТП.
2. Сформулированы и обоснованы основные диагностические задачи, которые могут быть реализованы модулем диагностики в рамках автоматической оперативной диагностики.
3. Сформирован перечень измерений механических величин, необходимых для достоверного определения модулем диагностики дефектов СТП, определены необходимая периодичность проведения измерений и точность измерительных приборов.
4. Сформулированы события, свидетельствующие о наличии дефектов СТП и критерии определения их наличия.

5. Предложены варианты реализации модуля диагностики на основе матрицы дефектов и экспертной системы, использующей метод весовых коэффициентов и теорему Байеса.

8. РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

Как отмечалось ранее, в главе 1, для повышения надёжности тепловых перемещений выносных корпусов подшипников паровых турбин необходимо рассматривать не только узлы и детали собственно турбины, но и комплекс узлов и деталей паротурбинной установки, оказывающих влияние на перемещение выносных корпусов подшипников. Кроме того, организация тепловых перемещений выносных корпусов подшипников не ограничивается только какими-либо конструктивными решениями. Необходимо рассматривать и другие меры по обеспечению расчётных перемещений выносных корпусов подшипников и своевременному выявлению нарушений в работе СТП. Повышение надёжности СТП, соответственно, является результатом комплекса 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 СКТР. Под конструкторскими решениями понимается устройство элементов собственно турбины, участвующих в перемещениях выносных корпусов подшипников, т.е. направляющих осевого перемещения и устройств сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников. Под технологическими решениями автор подразумевает особенности проведения пусковых операций, в т.ч. управления тепловыми перемещениями, учитывающих особенности конкретных турбин. К информационным решениям автор относит мероприятия по организации контроля состояния СТП и диагностику нарушений в работе СТП, включая программно-аппаратный комплекс системы диагностики.

Реализация результатов выполненных исследований по обеспечению свободных тепловых перемещений выносных корпусов подшипников проводилась по следующим направлениям.

1. Минимизация усилий со стороны присоединённых к турбине трубопроводов.
2. Обеспечение устойчивости СТП к внешнему воздействию.
3. Изменение конструкции (геометрических характеристик) направляющих осевого перемещения для исключения возникновения пластических деформаций в паре «корпус подшипника – продольные шпонки».

4. Организация постоянного контроля за параметрами состояния СТП (изменение уклона ригеля, перемещения сторон корпусов подшипников и т.п.) в процессе эксплуатации.
5. Выполнение в составе АСУ ТП модуля оперативной диагностики нарушений в работе СТП.

Также по результатам 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.

В настоящей главе представлены полученные в результате исследования результаты апробации и реализации отдельных решений, составляющих комплекс мероприятий по организации и повышению надёжности СТП.

8.1. Минимизация усилий со стороны присоединённых трубопроводов

Минимизация усилий от присоединённых трубопроводов является важной частью мероприятий по повышению надёжности СТП. Как показал опыт автора по осмотру и обследованию СКТР трубопроводных систем более чем 25-ти паротурбинных установок с турбинами разных типоразмеров различных заводов-изготовителей, на всех турбоустановках, где наблюдались затруднённые перемещения выносных корпусов подшипников, имелись нарушения требований НТД [121]. Также необходимо отметить, что практически на всех обследованных турбоустановках имелись дефекты исполнения СКТР трубопроводов, оборудованных линзовыми компенсаторами.

Реализация рекомендаций, основанных на разработанной автором методике [44] по оптимизации ориентации стяжек линзовых компенсаторов СКТР теплофикационных отборов, позволила минимизировать влияние изменения теплового состояния трубопроводов теплофикационных отборов на перемещения выносных корпусов подшипников и на изменение вибрационного состояния турбин.

Опыт обследований и осмотров трубопроводных систем паротурбинных установок показал, что на станциях, особенно на оборудовании, введённом в эксплуатацию во время интенсивного роста отечественной энергетики в 60-х-70-х годах XX века, как правило, не уделяется должного внимания вопросам свободного перемещения трубопроводов при тепловых расширениях. Так, в 2003 году автор проводил осмотр трубопроводов турбоустановки ст. №6 Ново-Салаватской ТЭЦ с турбиной ПТ-140/165-130/15 ТМЗ. Во время осмотра были выявлены грубые нарушения требований НТД [121] в части прохождения трубопровода производственного отбора через металлоконструкции площадок обслуживания. В 2021 году во время пуска этой машины после ремонта ротора высокого давления в заводских условиях наблюдался недопустимый уровень вибрации. Перебалансировка ротора специалистами альтернативной ремонтной организации, выбранной станцией, не устранила повышенную вибрацию при пуске. Осмотр автором турбоустановки в 2021 году показал, что выявленные в 2003 году нарушения не были устранены. Это являлось коренной причиной нарушений вибростояния. Достижение приемлемого вибростояния турбины все эти годы обеспечивалось предварительными расцентровками вала трубопровода. Руководству станции вновь было рекомендовано выполнить требования НТД в части прохождения трубопровода производственного отбора через металлоконструкции площадок обслуживания [121].

Другой причиной возникновения повышенных усилий и моментов, действующих на цилиндры турбины от присоединённых трубопроводов, являются допущенные проектными организациями ошибки. Документацией заводов-изготовителей турбин в ряде случаев предусмотрена возможность организации дополнительных отборов пара на нужды станции. В случае реализации такого отбора проектная организация должна выполнить расчёт вновь образованной трубопроводной системы не только исходя из требований прочности, но и обеспечения минимального уровня усилий и моментов действующих на патрубки цилиндров турбины. Результаты расчёта должны быть согласованы с заводом-изготовителем турбины.

Одним из примеров влияния не предусмотренных первоначальным проектом турбоустановки отборов, можно назвать ранее упоминавшееся влияние на вибрационное состояние турбины К-330-24,5-4 УЗЭМ ст. №5 Рефтинской ГРЭС отборов на теплофикационные подогреватели. Турбина К-330-24,5-4 УЗЭМ проектировалась как чисто конденсационная турбина для замены турбин К-300-240 ХТЗ, отработавших ресурс. Из всех

турбоустановок с турбинами типа К-300-240 ХТЗ, установленных на Рефтинской ГРЭС, только в составе турбоустановки ст. №5 имелись дополнительные теплофикационные подогреватели. В частности, отбор на основной бойлер был выполнен из трубопровода возврата отработанного в турбине питательного турбонасоса пара в проточную часть основной турбины. После замены турбины наблюдалась низкочастотная вибрация при включении питательного турбонасоса и включении «основного» бойлера. Проведённый автором расчётный анализ системы трубопроводов показал, что при определенных сочетаниях включения в работу оборудования со стороны системы трубопроводов на паровпуск ЦСД турбины действуют значительные сдвиговые усилия.

Для снижения величин усилий и моментов, действующих на паровпуск ЦСД со стороны трубопроводов отборов, автор рекомендовал организовать на трубопроводе отбора на основной бойлер трёхшарнирную схему компенсации тепловых расширений трубопровода с использованием линзовых компенсаторов в качестве шарниров. Предложенная автором схема размещения шарниров представлена на рисунке 8.1. Кроме реконструкции трубопровода станции рекомендовано для повышения устойчивости СТП изменить зазоры в поворотных поперечных шпонках. После реализации предложенных автором

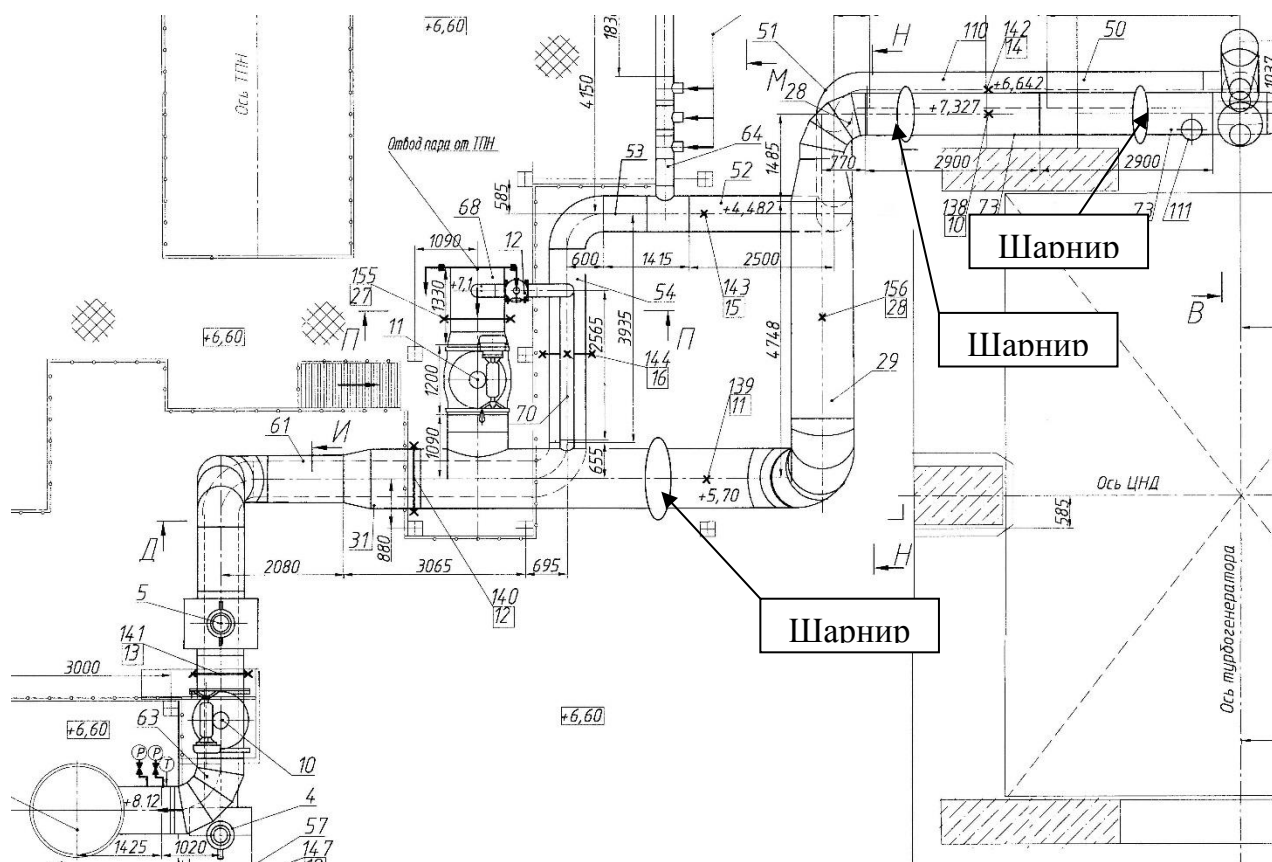


Рисунок 8.1 - Схема размещения шарниров на трубопроводе отбора на основной бойлер

мероприятий ранее имевшиеся нарушения вибрационного состояния турбины не наблюдались.

8.1.1. Рекомендации для персонала станций и подрядных организаций

На основе результатов исследования можно сформулировать следующие рекомендации для персонала станций:

1. Обеспечить для всех трубопроводов трубопроводных систем, присоединённых непосредственно к турбине, свободное прохождение через строительные конструкции. Минимальное расстояние от внешней поверхности трубопровода (по изоляции) до строительных конструкций или другого трубопровода должно быть не меньше 50 мм.
2. При выполнении ремонтных работ на трубопроводах следить за тем, чтобы не был привнесён непредусмотренный проектом монтажный натяг.
3. При замене линзовых компенсаторов исключить практику, когда компенсаторы заказываются по внешним признакам, например, по количеству линз. Линзовые компенсаторы, изготовленные по разной технической документации, имеют разную компенсирующую способность. При необходимости замены линзовых компенсаторов документация на их замену должна разрабатываться специализированной организацией. Объём работ, указанный в рабочей документации, не должен произвольно сокращаться (не должно быть частичного выполнения работ).
4. Согласовать рабочую документацию на трубопроводы дополнительных отборов или на изменение трассировки существующих трубопроводов отборов с заводом – изготовителем турбины. При невозможности такого согласования рабочая документация должна пройти экспертную оценку на предмет минимизации усилий от трубопроводов.
5. Проверить, что опоры и подвески маслопроводов, присоединённых к выносным корпусам подшипников, обеспечивают перемещение точек маслопроводов, в которых они установлены, на величину расчётного перемещения соответствующего корпуса подшипников.

8.1.2. Рекомендации для проектных организаций

Для проектных организаций, выполняющих рабочую документацию по обвязке турбины, автор считает необходимым рекомендовать:

1. Выполнять анализ изменения усилий и моментов, действующих на турбину от присоединённых трубопроводов, на всех этапах пуска турбины и для всех вариантов включения вспомогательного оборудования в работу по разработанной с участием автора методике.
2. При проектировании маслопроводов:
 - особое внимание уделять согласованности документации, выполняемой разными подразделениями;
 - избегать установки направляющих опор, ориентированных перпендикулярно оси турбины;
 - конструкции опор и подвесок в местах установки должны обеспечивать свободное перемещение маслопровода в точках установки опор и подвесок на расчётную величину его перемещения.

Полностью предложенные автором подходы к проектированию трубопроводов реализованы в рабочей документации на турбоустановку с турбиной Р-105-12,8/1,5 ст. №5 Ново-Салаватской ТЭЦ. Отсутствие проблем в работе СТП этой турбоустановки подтвердило правильность предложенного подхода.

8.2. Обеспечение устойчивости СТП к внешнему воздействию

Как было показано в главах 4 и 5, геометрические параметры устройства сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника влияют на устойчивость СТП к внешнему воздействию и температурному перекоосу по фланцам цилиндров турбины.

С 2018 года зазоры во всех поворотных поперечных шпонках турбин, модернизируемых или выпускаемых ООО «УК Теплоэнергосервис», выполняются исходя из условия обеспечения устойчивости к внешнему воздействию. Нареканий по работе СТП этих

турбин, а также по их вибрационному состоянию, связанному с изменением режимов работы, не поступало.

Рекомендации по обеспечению устойчивости СТП к внешнему воздействию целесообразно разделить на две части: для турбин, находящихся в эксплуатации, и для вновь проектируемых турбин.

8.2.1. Мероприятия по увеличению устойчивости систем тепловых расширений турбин, находящихся в эксплуатации

Для турбин, находящихся в эксплуатации, величина коэффициента устойчивости уже определена геометрическими параметрами цилиндра турбины, выносного корпуса подшипника и фундаментной рамы. Поэтому без перемонтажа турбины для повышения устойчивости СТП можно рассматривать только изменение соотношения зазоров в элементах СТП.

Как отмечалось ранее в п. 5.4.1 настоящей работы, основным критерием изменения зазора на «продольных шпонках» является угол поворота корпуса подшипника в горизонтальной плоскости относительно ротора турбины. При повороте корпуса подшипника в горизонтальной плоскости должны сохранять работоспособность масляные уплотнения, главный маслонасос, если он установлен на валу турбины, а также изменение углового положения корпуса подшипника в горизонтальной плоскости относительно оси турбины не должно оказывать недопустимого влияния на показания датчиков системы автоматического регулирования и защит. С другой стороны, увеличение угла поворота корпуса подшипника в горизонтальной плоскости увеличивает возможный угол поворота цилиндра турбины относительно оси турбины и, соответственно, относительно вращающегося валопровода, оказывая таким образом негативное влияние на работу концевых уплотнений цилиндра турбины. Соответственно, конструкция концевых уплотнений должна обеспечивать отсутствие пропаривания при повороте цилиндра турбины.

Так, например, при эксплуатации одноцилиндровой турбины мощностью 20 МВт, являвшейся модернизацией турбины АК-50-1 ЛМЗ, наблюдалась некорректная работа реле осевого сдвига (РОС). Показания РОС при наборе половины номинальной мощности

приближались к уставке срабатывания защиты, что не позволяло выполнять дальнейшее нагружение турбины. Кроме того, в процессе эксплуатации турбины было отмечено снижение величины абсолютного перемещения корпуса переднего подшипника до 6 мм против 11 мм, ранее достигавшихся. При вскрытии упорного подшипника повышенного износа рабочих колодок и каких-либо отклонений в состоянии его конструкции персоналом станции и ремонтной организации не выявлено. Для определения причин некорректных показаний РОС с участием автора выполнено обследование турбоагрегата. Осмотр турбоустановки показал, что зазоры в соединениях СТП значительно отличаются от нормативных. Так зазор на продольной шпонке составлял 0,7 мм (вместо 0,06 мм), зазор на левой поперечной шпонке (со стороны паровпуска на генератор) составил 0,3 мм (вместо 0,08 мм), а зазор на правой поперечной шпонке отсутствовал. Кроме того, осмотр присоединённых к турбине трубопроводов выявил нарушения требований нормативной документации. Анализ параметров состояния СТП, полученных при автоматической регистрации переносным комплексом во время пуска, показал, что корпус подшипника двигался с момента начала прогрева цилиндра турбины до момента синхронизации, причём левая сторона опережала правую. К моменту включения генератора в сеть перемещения левой и правой сторон сравнялись, а затем, при нагружении, правая сторона опередила левую и в таком положении корпус подшипника практически остановился. Т.е. корпус подшипника в процессе перемещения поворачивался относительно оси турбины. Сопоставление данных по изменению показаний штатного РОС, дополнительно установленного прибора ИП-17, датчиков перемещения и уклона корпуса подшипников, температуры упорных колодок показало, что причиной некорректных показаний РОС являлось, изменение положения (поворот) корпуса подшипника относительно диска РОС, закреплённого на роторе турбины. Механизм возникновения некорректных показаний РОС показан на рисунке 8.2. Красным цветом показано положение корпуса подшипника после синхронизации.

Как видно из вышепредставленного примера, при увеличении угла поворота корпуса подшипника в горизонтальной плоскости необходимо учитывать возможные отклонения в работе датчиков, установленных в корпусе подшипника.

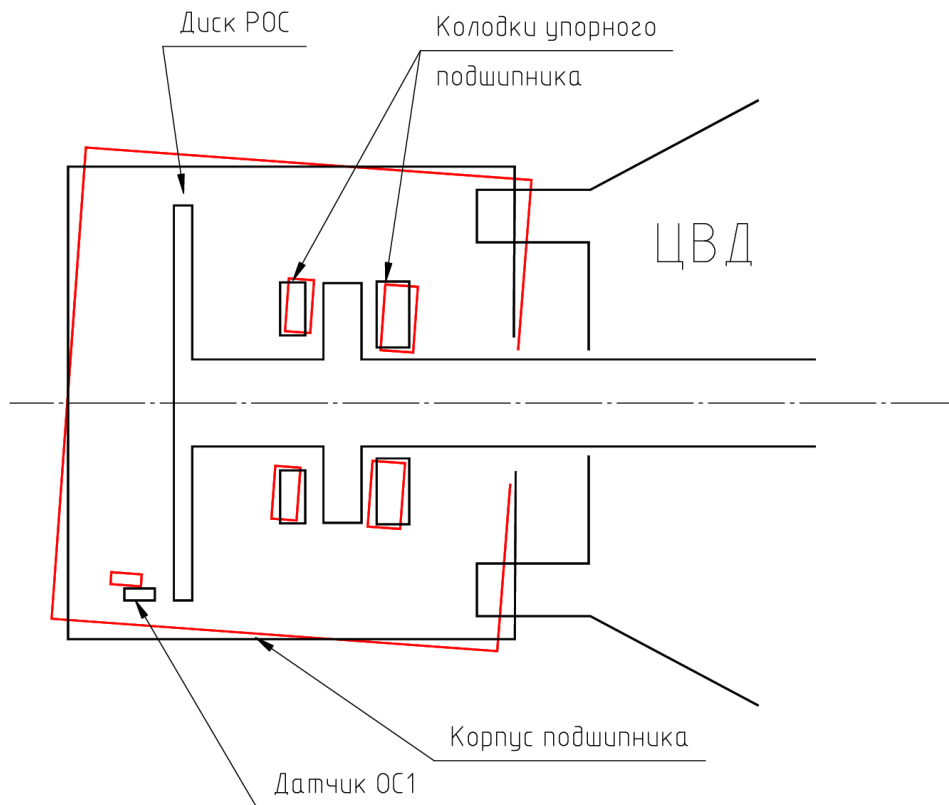


Рисунок 8.2 - Механизм возникновения некорректных показаний РОС

В качестве критерия допустимого увеличения зазоров по «продольным шпонкам» можно принять критерии допустимого изменения уклона ригеля при пуске и останове турбины. Как указывалось ранее, нормативной документацией [34] допускается изменение уклона ригеля на 0,5 мм/м при пуске турбины и на 0,2 мм/м при её останове. Соответственно, представляется возможным увеличить зазор по «продольным шпонкам» до величины, обеспечивающей угол поворота корпуса подшипника относительно оси турбины до 0,2-0,25 мм/м. С учётом того, что для турбин производства ТМЗ расстояние между продольными шпонками под корпусом переднего подшипника составляет около 1500 мм (турбины семейства Т-100/120-130 ТМЗ), то величина зазора по «продольным шпонкам» может быть увеличена до 0,2 мм. Безусловно, что величина этого зазора должна быть соотнесена с другими критериями надёжной работы турбины в целом.

Учитывая, что значение коэффициента устойчивости для ЦВД турбин семейства Т-100/120-130 ТМЗ чуть меньше 1, рекомендуемое нормативной документацией увеличение зазора по поперечным шпонкам до 0,2 мм при зазоре на продольных шпонках 0,2 мм, исходя из выражения (4.35), не способно обеспечить устойчивость СТП к внешнему

воздействию. В то же время, как было показано ранее в главе 4, угловые перемещения лап цилиндров относительно корпуса подшипника значительно превышают пределы, заданные формулярными зазорами, и в процессе эксплуатации происходит увеличение «эффективного» зазора. С этой точки зрения целесообразно применение поперечных шпонок с эффектом поворотности – «разрезных» шпонок ЦКТИ или поворотных шпонок. По мнению автора целесообразным, для новых турбин является применение «дисковых» поперечных шпонок [51], обеспечивающих наибольшую несущую способность сочленения. Суммарный зазор в направлении оси турбины для таких шпонок, для гарантированного обеспечения устойчивости СТП, не должен превышать 0,1 мм.

8.2.2. Мероприятия по увеличению устойчивости систем тепловых расширений для новых турбин

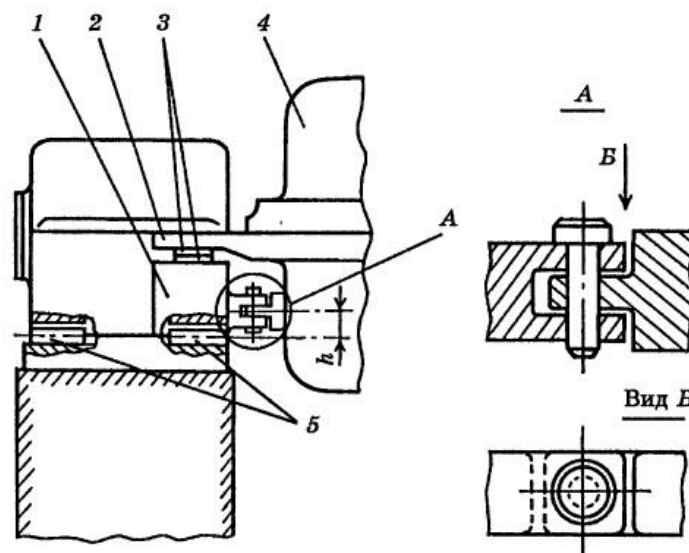
В отличие от турбин, находящихся в эксплуатации, для новых турбин, использующих традиционные устройства сочленения цилиндров турбин с выносными корпусами подшипников, возможно изменение геометрических параметров для увеличения коэффициента устойчивости. Как было показано ранее в разделе 4.2, коэффициент устойчивости равен отношению расстояния между поперечными шпонками к расстоянию между направляющими осевого движения.

Для новых турбин или для турбин при техническом перевооружении, когда выполняется замена фундаментной рамы, расстояние между направляющими осевого перемещения может быть сокращено. Критерием изменения расстояния между направляющими и изменения зазоров между ними и корпусом подшипника как для новых турбин, так и для турбин, находящихся в эксплуатации, является угол поворота корпуса подшипника в горизонтальной плоскости. И как было показано ранее, за предельную величину такого поворота можно принять величину 0,2-0,25 мм/м.

Также увеличение коэффициента устойчивости может быть достигнуто за счёт увеличения расстояния между лапами цилиндра турбины опирающихся на корпус подшипника с соответствующим изменением конструкции корпуса подшипника. Как видно из данных, представленных в таблице 3.1, расстояние между лапами, опирающимися на

корпус переднего подшипника, как правило, меньше, чем расстояние между лапами, опирающимися на корпус среднего подшипника. При значении коэффициента устойчивости больше 1 зазоры в направляющих осевого перемещения и на поперечных шпонках могут быть выполнены равными.

Для исключения влияния температурного перекося по фланцам цилиндра передачу осевого усилия целесообразно выполнить с исключением лап цилиндров из схемы передачи осевого усилия и организации передачи осевого усилия по оси турбоагрегата. Результаты представленного в главе 4 исследования показали, что для обеспечения устойчивости СТП к внешнему воздействию величина взаимного углового смещения цилиндра турбины и корпуса подшипника должна быть ограничена. В связи с этим автор считает, что применение в новых турбинах рекомендованного в [14, 53, 54] петлевого устройства сочленения (рисунок 8.3), нецелесообразно.



- 1 - корпус подшипника; 2 - лапа цилиндра;
 3 - износостойкие твёрдые подкладки; 4 - корпус цилиндра;
 5 - продольные шпонки;
 А - узел соединения цилиндра турбины с корпусом подшипника.

Рисунок 8.3 – Петлевое устройство сочленения [14]

Из ранее рассмотренных в главе 4 устройств сочленения автор, исходя из выполненного анализа, считает наиболее перспективным и целесообразным применение сцепного устройства в виде гибкой пластины (рисунок 1.25) и сцепного устройства «серьгового» типа.

Предложенные автором подходы к обеспечению устойчивости СТП полностью реализованы в турбине Р-105-12,8/1,5 ст. №5 Ново-Салаватской ТЭЦ.

8.3. Изменение конструкции направляющих осевого перемещения для исключения возникновения пластических деформаций в паре «корпус подшипника – продольные шпонки»

Как показал представленный в главе 3 анализ результатов обследования турбин, практически во всех рассмотренных случаях величина угла поворота корпуса подшипника в горизонтальной плоскости относительно оси турбины превышала пределы, обусловленные величиной зазора в паре «корпус подшипника – продольная шпонка». Соответственно, в точках контакта боковых стенок паза в подошве корпуса подшипника с продольными шпонками возникали пластические деформации, которые препятствовали свободному перемещению. Автором предложена конструкция дисковой направляющей осевого перемещения корпуса подшипника, обеспечивающей постоянную площадь поверхности контакта между боковыми поверхностями паза в подошве корпуса подшипника. Конструкция дисковой направляющей защищена патентом РФ на полезную модель [183].

Дисковые направляющие осевого перемещения приняты к производству ООО «УК Теплоэнергосервис» для вновь проектируемых и реконструируемых турбин.

8.4. Организация постоянного контроля параметров состояния СТП (изменение уклона ригеля, перемещения сторон выносных корпусов подшипников и т.п.) в процессе эксплуатации

В главе 7 был показан и обоснован объем контроля параметров состояния СТП необходимый для достоверного определения причин нарушений в работе СТП., а именно:

- перемещение корпуса подшипника слева и справа;
- изменение уклона ригеля под выносным корпусом подшипника

- поперечные перемещения лап цилиндра турбины относительно корпуса подшипника

Выполненный автором анализ данных, предоставленных НПП «Вибробит» (одним из основных производителей АСКВМ), более чем по 170 многоцилиндровым паровым турбинам производства различных заводов-изготовителей мощностью от 65 до 800 МВт, работающим на электростанциях России и стран СНГ, показал, что в большинстве случаев количество заказываемых измерительных каналов механических величин совпадает с количеством измерительных каналов, характеризующих состояние валопровода относительно статора. Количество заказываемых измерительных каналов, характеризующих состояние статора (перемещения, уклоны), минимально. В большинстве случаев заказывалось только по одному датчику абсолютного теплового расширения на выносной корпус подшипников. Датчики измерения уклонов ригелей/корпусов подшипников поставлялись только для части турбин К-300-240 ЛМЗ и К-300-240 ХТЗ. Измерительные каналы поперечных перемещений лап цилиндров относительно корпусов подшипников, по предоставленным данным, поставлялись только для нескольких турбин.

Необходимо также отметить, что, по сведениям, предоставленным НПП «Вибробит», в штатное (заводское) оснащение новых турбин входят, как правило, только измерительные каналы контроля осевого сдвига, ОРР, искривления вала, абсолютных перемещений корпусов подшипников (только с одной стороны). Измерительные каналы для ряда параметров, регламентированных [34], например, уклонов ригелей/корпусов подшипников, поперечных перемещений лап, а также абсолютных перемещений выносных корпусов подшипников со второй стороны от оси турбины, в состав поставок заводов-изготовителей турбин не входят.

С 2011 года, по инициативе автора, техническими заданиями ООО «УК Теплоэнергосервис» на поставку АСКВМ для комплектации новых турбин или комплектов узлов и деталей для технического перевооружения, предусмотрено оснащение корпусов подшипников датчиками перемещения с обеих сторон, оснащение каждого ригеля под выносным корпусом подшипника как минимум одним уклономером. Турбина К-330-24,5-4 УЗЭМ, в соответствии с разработанным с участием автора техническим заданием, оснащена полным комплектом измерительных каналов характеризующих

состояние статора, что позволило впоследствии диагностировать причины нарушений в работе её СТП.

8.5. Выполнение в составе АСУ ТП модуля оперативной диагностики нарушений в работе СТП

Результаты исследования автора по диагностике нарушений в работе СТП и в частности элементы предложенной в главе 7 концепции оперативной диагностики реализованы в модуле диагностики тепловых расширений турбины ПТ-75/80-8,8/1,28-М ст. № 5 ТЭЦ-ПВС ПАО «Северсталь». Аппаратная часть системы диагностики выполнялась силами АО «Силовые машины» на базе АСУ ТП турбоустановки. Специалистами УрФУ разрабатывались алгоритмы модулей диагностики тепловых расширений, системы регулирования и защиты, проточной части турбины, оборудования конденсационной установки, системы регенеративного подогрева питательной воды, системы подогрева сетевой воды. Алгоритмы для модуля вибродиагностики разрабатывались ЦКТИ.

В рамках этой работы с участием автора были разработаны:

- 1) Перечень событий, свидетельствующих о возникновении дефектов;
- 2) Критерии наличия/отсутствия события;
- 3) Алгоритмы определения наличия/отсутствия события;
- 4) Таблицы связи событий и дефектов (весовые коэффициенты для вероятностной экспертной системы);
- 5) Перечень измеряемых параметров необходимых для работы модуля диагностики тепловых расширений (34 параметра);
- 6) Перечень ранее зарегистрированных в базе данных параметров, необходимых для реализации алгоритмов определения наличия/отсутствия события (22 параметра);
- 7) Перечень вычисляемых параметров, необходимых для реализации алгоритмов определения наличия/отсутствия события (40 параметров);

- 8) Таблица контрольных величин, соответствующих нормальному состоянию СТП турбины ПТ-75/80-8,8/1,28-М ст. № 5 ТЭЦ-ПВС ПАО «Северсталь» (58 параметров);
- 9) Контрольные примеры для проверки программной реализации алгоритмов (24 примера).

На рисунке 8.4 в качестве примера представлен фрагмент таблицы с перечнем измеряемых параметров состояния СТП турбины ПТ-75/80-8,8/1,28-М ст. № 5 ТЭЦ-ПВС ПАО «Северсталь».

На рисунке 8.5, также в качестве примера представлен фрагмент отчёта по НИР с контрольным примером для проверки одного из алгоритмов наличия события, а именно события «Разница температур упорных колодок в вертикальной плоскости» для модуля диагностики СТП турбины ПТ-75/80-8,8/1,28-М ст. № 5 ТЭЦ-ПВС ПАО «Северсталь».

Прямые измерения

| | Наименование параметра | Размерность | Обозначение | Код параметра |
|----|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|-------------|---------------|
| 1. | Абсолютное перемещение корпуса переднего подшипника справа | мм | $a^{пр}$ | ? |
| 2. | Абсолютное перемещение корпуса переднего подшипника слева | мм | $a^{лев}$ | ? |
| 3. | Абсолютное перемещение корпуса среднего подшипника справа | мм | $b^{пр}$ | ? |
| 4. | Абсолютное перемещение корпуса среднего подшипника слева | мм | $b^{л}$ | ? |
| 5. | Уклон фундаментной рамы под корпусом переднего подшипника и/или самого корпуса переднего подшипника в районе подошвы | мм/м | α | ? |
| 6. | Уклон фундаментной рамы под корпусом среднего подшипника и/или самого корпуса среднего подшипника в районе подошвы | мм/м | β | ? |
| 7. | Перемещение правой передней лапы ЦВД | мм | $c_1^{пр}$ | ? |
| 8. | Перемещение левой передней лапы ЦВД | мм | $c_1^{лев}$ | ? |
| 9. | Перемещение правой задней лапы ЦВД | мм | $c_2^{пр}$ | ? |

Рисунок 8.4 - Фрагмент таблицы с перечнем измеряемых параметров состояния СТП турбины ПТ-75/80-8,8/1,28-М ст. № 5 ТЭЦ-ПВС ПАО «Северсталь»

1.2.11 «Разница температур упорных колодок в вертикальной плоскости».

Формула для определения наличия признака

$$(\Delta T_{\text{верт}}^{\text{рег}} > 10) \vee (\Delta T_{\text{верт}}^{\text{ген}} > 10)$$

Параметры, используемые в алгоритме определения наличия признака, их значения, при которых признак отсутствует, а также значения, при которых признак присутствует, представлены в таблице 1.15.

Таблица 1.15

| Наименование параметра | Обозначение | Значение при отсутствии признака | Значение при наличии признака |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------|
| Температура баббита упорной колодки №3 со стороны регулятора | $T_{\text{я}}^{\text{рег}}$ | 60 | 76 |
| Температура баббита упорной колодки №8 со стороны регулятора | $T_{\text{я}}^{\text{рег}}$ | 65 | 65 |
| Температура баббита упорной колодки №3 со стороны генератора | $T_{\text{я}}^{\text{ген}}$ | 50 | 50 |
| Температура баббита упорной колодки №8 со стороны генератора | $T_{\text{я}}^{\text{ген}}$ | 45 | 59 |
| Абсолютная величина разницы температур упорных колодок в вертикальной плоскости со стороны регулятора | $\Delta T_{\text{верт}}^{\text{рег}}$ | 5 | 11 |
| Абсолютная величина разницы температур упорных колодок в вертикальной плоскости со стороны генератора | $\Delta T_{\text{верт}}^{\text{ген}}$ | 5 | 9 |

Рисунок. 8.5 – Фрагмент отчета о НИР с контрольным примером

8.6. Выводы

1. 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.
2. Реализация разработок диссертационного исследования проведена по следующим направлениям:
 - а). минимизация усилий со стороны присоединённых к турбине трубопроводов – на 18 турбинах;
 - б). обеспечение устойчивости СТП к внешнему воздействию – на 5 турбинах;
 - в). изменение конструкции (геометрических характеристик) направляющих осевого перемещения для исключения возникновения пластических деформаций в паре «корпус подшипника – продольные шпонки» – принято к производству в ООО «УК Теплоэнергосервис»;
 - г). организация постоянного контроля за параметрами состояния СТП (изменение уклона ригеля, перемещения сторон корпусов подшипников и т.п.) в процессе эксплуатации – на 6 турбинах;
 - д). выполнение в составе АСУ ТП модуля оперативной диагностики нарушений в работе СТП – на турбине ПТ-75/80-8,8/1,28-М
3. По результатам исследования подготовлено учебное пособие, одобренное методическим советом Уральского энергетического института УрФУ. Пособие используется в учебном процессе кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании выполненного исследования можно сформулировать следующие основные выводы и положения:

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 особенности проведения пусковых операций, в т.ч. управления тепловыми перемещениями, учитывающих особенности конкретных турбин. 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 перемещающимся 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 методом 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 перекося 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 периодичность 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.

Результаты выполненного исследования подтверждают, что вопросы организации надёжной работы системы тепловых перемещений выносных корпусов подшипников паровых турбин необходимо рассматривать как комплекс взаимосвязанных инженерных и информационных решений.

Перспективными направлениями дальнейших работ по повышению надёжности СТП паровых турбин, по мнению автора, являются: разработка методик и методов

оптимизации внешних усилий действующих на турбину со стороны присоединённых трубопроводов на всех этапах пуска и переходных режимах работы турбины; исследование влияния изменения и перераспределения нагрузок на опорные лапы цилиндров во время пуска турбины на возникновение дополнительных сил сопротивления перемещению корпусов подшипников; разработка методов корректировки перемещений выносных корпусов подшипников на основе данных модуля диагностики тепловых перемещений.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

- АСКВМ – автоматизированная система контроля вибрации и механических величин;
- АСУ ТП – автоматизированная система управления технологическим процессом;
- ВД – высокое давление;
- ВТИ – Открытое акционерное общество «Всероссийский дважды ордена трудового красного знамени теплотехнический научно-исследовательский институт» (г. Москва, РФ);
- КП1 – корпус переднего подшипника;
- КП2 – корпус среднего подшипника;
- КПД – коэффициент полезного действия;
- КТЗ – ПАО «Калужский турбинный завод» (г. Калуга, РФ)
- ЛКМ – литые композиционные материалы;
- ЛМЗ – Ленинградский Металлический завод (г. Санкт-Петербург, РФ), в настоящее время филиал ОАО «Силовые машины»;
- МФЛ – металлофторопластовая лента;
- МЭИ – Московский энергетический институт, ныне Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ» (г. Москва, РФ);
- НД – низкое давление;
- НТД – нормативно-техническая документация;
- ОРГРЭС – Производственное объединение по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей «Союзтехэнерго»
- ОРР – относительное расширение ротора;
- ПГУ – парогазовая установка;
- ПНД – подогреватель низкого давления;
- ПСГ – подогреватель сетевой горизонтальный;

РК – регулирующий клапан;

РОС – реле осевого сдвига;

СД – среднее давление;

СК – стопорный клапан;

СКТР – система компенсации тепловых расширений трубопроводов;

СПИК – мобильный специализированный программно-измерительный комплекс;

СТП – система тепловых перемещений выносных корпусов подшипников;

ТМЗ – ОАО «Турбомоторный завод» (г. Екатеринбург, РФ), в 2004 году на его базе создано АО «Уральский турбинный завод»;

ТЭС – тепловая электрическая станция;

УЗЭМ – ЗАО «Уральский завод энергетических машин» (г. Екатеринбург, РФ), входил в группу компаний «Теплоэнергосервис»;

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

УТЗ – АО «Уральский турбинный завод» (г. Екатеринбург, РФ), организован в 2004 году на базе коллектива и производственных мощностей турбинного производства ОАО «Турбомоторный завод»;

ХТЗ – Харьковский турбинный завод, ныне АТ «Українські енергетичні машини» (г. Харьков, Украина);

ЦВД – цилиндр высокого давления, первый по ходу пара цилиндр многоцилиндровой паровой стационарной турбины;

ЦКТИ – ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова», ранее - Центральный котлотурбинный институт (г. Санкт-Петербург, РФ);

ЦНД – цилиндр низкого давления, последний по ходу пара цилиндр многоцилиндровой паровой стационарной турбины с конденсатором;

ЦПФ – система «цилиндр турбины – корпус подшипника – фундамент»;

ЦСД – цилиндр среднего давления, промежуточный по ходу пара цилиндр многоцилиндровой паровой стационарной турбины с конденсатором.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллов И.И. Теория турбомашин. – М.-Л.: Машиностроение, 1972. 533с.
2. Трояновский Б.М. Турбины для атомных электростанций. – М: Энергия, 1978. 232 с.
3. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: Учеб, для вузов В 2 кн. Кн. 2.— 6-е изд., перераб, доп. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. – М: Энергоатомиздат. 1993.— 416 с.
4. Жирицкий Г.С., Стрункин В.А. Конструкция и расчёт на прочность деталей паровых и газовых турбин. – М.: Машиностроение. 1968. 523 с.
5. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины / А. Д. Трухний, С. М Лосев; Под ред. Б. М. Трояновского. - М.: Энергоиздат, 1981. - 456 с.
6. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. / А.Д. Трухний; 2-е изд., перераб. и доп. //М., Энергоатомиздат, 1990. 640 с.
7. Тубьянский Л.И., Френкель Л.Д. Паровые турбины высокого давления. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. 404 с.
8. Трубилов М.А Паровые и газовые турбины / М.А. Трубилов, Г.В. Арсеньев, В.В. Фролов, В.А. Ценев, В.Н. Веллер, под ред. А. Г Костюка, В.В. Фролова; // М., Энергоатомиздат, 1985, 351 с.
9. Костюк А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций/ А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под ред. А. Г Костюка, В.В. Фролова; 2-е изд., перераб. и доп.//М., Издательство МЭИ, 2001, 488 с.
10. Трояновский Б.М., Филиппов Г.А., Булкин А.Е. Паровые и газовые турбины атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1985. 256 с.
11. Надёжность теплоэнергетического оборудования ТЭС и АЭС. / Под ред. А.И. Андрющенко – М.: Высшая школа, 1991. 303 с
12. Сафонов Л.П., Селезнев К.П., Коваленко А.Н. Тепловое состояние высокоманевренных паровых турбин – Л.: Машиностроение, 1983. 295 с.
13. Лейзерович А.Ш., Годик И.Б., Грейль А.Д., Глускер Б.Н., Сафонов Л.П., Журавель А.М. Первоочередные задачи технической диагностики для

паротурбинных установок и котлов ТЭС // Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического совещания г. Горловка – 1988.

14. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин: Учеб. для студентов вузов, обучающихся по специальности «Газотурбин., паротурбин. установки и двигатели» / А. Г. Костюк. - 2. изд., перераб. и доп. - М. Изд-во МЭИ, 2000. 478 с.

15. Паротурбинные установки атомных электростанций. Под ред. Ю.Ф. Косяка – М.: Энергия, 1978 г.

16. Шубенко-Шубин Л.А., Гернер Д.М., Зельдес Н.Я., Ингульцов В.Л. и др. Прочность паровых турбин – М.: Машиностроение, 1973.

17. Розенберг С.Ш., Сафонов Л.П., Хоменок Л.А. Исследование мощных паровых турбин на электростанциях. – М.: Энергоатомиздат, 1994.

18. Хоменок Л.А. Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Том1. Совершенствование паровых турбин / Л.А. Хоменок, А.Н. Ремезов, И.А. Ковалёв, В.С. Шаргородский, С.Ш. Розенберг, В.И. Олимпиев, под ред. Л.А. Хоменок// СПб, Изд. ПЭИпк, 2001, 340 с.

19. Дон, Э.А. Расцентровка подшипников турбоагрегатов / Э.А. Дон, В.П. Осоловский. -- М.: Энергоатомиздат, 1994. -- 192 с.

20. Радин, Ю. А. Исследование и улучшение маневренности парогазовых установок: дис. ...д-ра техн. наук 05.14.17 / Радин Юрий Анатольевич. — М.,2013. — 196 с.

21. Авруцкий Г.Д., Дон Э.А., Людомирский Б.Н., Савенкова И.А., Березин М.Г. Нормализация тепловых расширений паровых турбин. В сборнике «Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта» – Екатеринбург, УГТУ-УПИ 1999 г.

22. Авруцкий Г.Д. О скольжении корпусов подшипников паровых турбин. / Г.Д. Авруцкий, Э.Д. Браун, Э.А. Дон [и др.] //Теплоэнергетика, 1991. №1. С.18—24.

23. Дон Э.А., Авруцкий Г.Д., Потапов Е.Н., Бурлака Л.В., Лучников В.А., Сорока В.Ф. Обеспечение температурных расширений цилиндров турбин при реконструкции энергоблоков. // Энергетик, 1995, №2.

24. Авруцкий Г.Д., Дубровский С.Л., Савенкова И.А. Металлофторопластовая лента на поверхностях скольжения корпусов подшипников турбин. // Теплоэнергетика, 1995, №5.
25. Дон Э.А., Авруцкий Г.Д., Михайлова А.Н., Савенкова И.А., Буглаев К.Е. Совершенствование (восстановление) показателей температурных расширений цилиндров паровых турбин при пуско–остановочных режимах // Электрические станции, 1999, №2.
26. Дон Э.А., Михайлова А.Н., Складчиков В.П., Назимов Е.И. Применение твёрдосмазочных покрытий для нормализации температурных расширений цилиндров паровых турбин // Энергетик, 1997, №11.
27. Жорник В.И., Калиниченко А.С., Кезик В.Я., Кобзарь Ю.В., Кот А.А. Рекомендации по ремонту и реконструкции тяжело нагруженных узлов скольжения с использованием композиционных материалов. – Минск. Институт технической кибернетики НАН Беларуси, 2000, 88с.
28. Thomas H.I. Entwicklungstendenzen und Probleme der thermischen Kraftwerksturbinen. – Wörve, 1978, Bd. 84, N 1
29. Шаргородский В.С., Хоменок Л.А., Курмакаев М.К. Нормализация тепловых расширений мощных паровых турбин. // Электрические станции, 1996, №6.
30. Шаргородский В.С., Ковалёв И.А., Розенберг С.Ш., Хоменок Л.А., Козлов И.С., Кочуров С.Н., Зуев О.Г. Улучшение эксплуатационных характеристик турбин Т-250/300-240 на ТЭЦ-22. // Электрические станции, 2000, №11.
31. Опыт освоения головных турбоустановок энергоблоков мощностью 800 МВт/ Моногаров Ю.И., Орлов И.И., Розенберг С.Ш. и др. // Энергомашиностроение, 1980, №7.
32. Исследование силового взаимодействия корпусов и подшипников турбин К-800-240-3./ Розенберг С.Ш., Хоменок Л.А. и др. // Теплоэнергетика, 1981, №9.
33. Розенберг С.Ш., Хоменок Л.А., Ильин В.И. О силовом взаимодействии цилиндров и корпусов подшипников турбины К-300-240 ЛМЗ. // Электрические станции, 1985, №8.

34. Методические указания по нормализации тепловых расширений паровых турбин тепловых электростанций: РД 34.30.506—90 // М.: Минэнерго, 1990. 40 с.

35. Хоменок Л.А. Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Том 2. Диагностика паровых турбин / Л.А. Хоменок, А.Н. Ремезов, И.А. Ковалёв, В.С. Шаргородский, С.Ш. Розенберг, В.И. Олимпиев, под ред. Л.А. Хоменок // СПб, Изд. ПЭИпк, 2002, 264 с

36. Авруцкий, Г.Д. Модель тепловых продольных перемещений паровых турбин / Г.Д. Авруцкий, В.Ф. Устинов, А.Н. Перфильев // Теплоэнергетика. - 2003. - № 6. -С. 44-48.

37. Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе; под ред. Д.П. Бузина. Теплофикационные паровые турбины. –М.: Энергоатомиздат, 1986 г.

38. . Баринберг Г.Д. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода/ Баринберг Г.Д., Бродов Ю.М., Гольдберг А.А. [и др.] под общей редакцией Ю.М. Бродова и В.В. Кортенко; 2-е изд. // Екатеринбург: Априо, 2010. 488с.

39. Лосев С.М. Паровые турбины и конденсационные устройства: Энергия, 1964. 376 с.

40. А.с. СССР 690857 Опора корпуса / В.К. Рыжков, О.Д. Волков, Ю.С. Муравко, В.С. Шаргородский, Р.К. Ковальский, А.И. Корнев // Б.И. №44, 1980.

41. А.с. СССР 1321846 Опора цилиндра турбины / В.А. Персидский // Б.И. №25, 1987.

42. Патент 2167310 РФ Опора корпуса / Евсеев Я.И., Сосновский А.Ю., Ермолаев В.В., Мурманский Б.Е. / Б.И. №14, 2001.

43. Водичев В.И., Губанов Д.Е., Сурис П.Л. О работе поперечных шпоночных соединений цилиндров и корпусов подшипников паровых турбин. // Теплоэнергетика, 1981, №9.

44. Сосновский А.Ю. Разработка, опытно-промышленная проверка и реализация комплекса мероприятий по нормализации тепловых расширений паровых турбин: автореф. дис. ...канд. техн. наук 05.04.12 / Сосновский Андрей Юрьевич. — Екатеринбург, 2002. — 20 с.

45. 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

46. Моденов С.Н. Повышение надёжности и экономичности эксплуатации теплофикационных турбин типа Т-175-130 (Т-185-130) применительно к условиям Омской ТЭЦ-5: автореф. дис. канд. техн. наук 05.04.12./ Моденов Сергей Николаевич. Екатеринбург.: УрФУ. 2011. 24 с

47. Курмакаев М.К. Мероприятия, обеспечивающие свободу тепловых расширений цилиндров мощных паровых турбин. В сборнике «Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта» – Екатеринбург, УГТУ-УПИ 1999 г.

48. Патент 1617159 РФ Опора корпуса турбомашин / Л.А. Хоменок, В.С. Шаргородский, С.Ш. Розенберг, В.Н. Ильин, А.Т. Коган// Б.И. №48, 1990.

49. Патент 2134797 РФ Опора корпуса турбомашин // Б.И. №23, 1999.

50. Патент 2165532 РФ. Опора корпуса турбомашин / Евсеев Я.И., Сосновский А.Ю., Ермолаев В.В., Шкляр А.И. / БИ. 2001. №11.

51. Патент 2146332 РФ Устройство сочленения корпуса и опоры / Евсеев Я.И., Сосновский А.Ю., Ермолаев В.В. / Б.И. №7, 2000.

52. Патент RU 2 764 494 С1 Опора корпуса цилиндра паровой турбины/ Морозова Елена Алексеевна, Шекалин Владимир Евгеньевич, Евдокимов Сергей Юрьевич, Гусев Юрий Владимирович, Лыков Алексей Викторович/ Б.И. №2, 2022.

53. Трухний А.Д., Костюк А.Г., Трояновский Б.М. Технические предложения по созданию паротурбинной установки для замены устаревших энергоблоков 150...200 МВт. // Теплоэнергетика, 2000, №2

54. Костюк, А. Г. Концепция паровых турбин нового поколения для угольной энергетики России. Ч. 1. Экономическое и техническое обоснование концепции / А. Г. Костюк, В. Г. Грибин, А. Д. Трухний // Теплоэнергетика, 2010. № 12. С. 23—31

55. Костюк, А. Г. Модернизация турбины Т-250/300-23,5/ А.Г. Костюк// Вестник Московского Энергетического Института. Вестник МЭИ, 2015, № 1, С 26-33

56. Герцберг Х.Я. Системы установки на фундаменте и температурные расширения многоцилиндровых паровых турбин // Х.Я. Герцберг, А.Н. Коваленко, Л.П. Сафонов, Л.Д. Френкель//М., НИИЭинформэнергомаш, 1982. 46 с.

57. Вирченко М.А. Двадцатилетний опыт эксплуатации турбин ХТЗ мощностью 500 МВт на тепловых и атомных электростанциях / М.А. Вирченко, Е.В. Левченко, Ю.Ф. Косяк, В.П. Сухинин, Б.А. Аркадьев, Ф.М. Сухарев, М.Г. Вишневский, А.П. Еперин //Теплоэнергетика. 1996. № 1. С. 2-9.

58. Патент RU 2 227 213 С2 Устройство для двухсторонней передачи осевого усилия (варианты)/ Орлик В.Г., Вайнштейн Л.Л., Филаретов М.А., Чернышов В.Г., Матюшин А.В., Гнездилов Ю.И., Зинченко А. Н./ Б.И. №11, 2004.

59. Патент RU 179 102 U1 Устройство для двухсторонней передачи осевого усилия /Плахтий В. Н., Саков А. П., Арменков С. В., Сахнин Ю. А. / Б.И. №12, 2018.

60. Зильберштейн С.Л. Английские паровые турбины большой мощности и тенденции развития паротурбостроения Англии / Зильберштейн С.Л. Тененбойм Л.Г. // М., ОРГРЭС, 1966. 72 с

61. Прхлик Любош. Эффективные турбоагрегаты для энергетических станций [Электронный ресурс] Режим доступа: http://www.segrp.ru/data/3290391_Param0.pdf (Дата обращения:14.06.2022).

62. Патент 2123603 РФ Устройство для обеспечения теплового расширения турбоагрегата / Евсеев Я.И. // Б.И. №35, 1998.

63. Кобзарь Ю.В. Применение новых технологий и материалов для нормализации тепломеханического состояния турбин/ Ю.В. Кобзарь, С.О. Выхота, И.П. Бутенко [и др.] // Региональный сборник научных статей «Совершенствование турбин и турбинного оборудования» Екатеринбург: УГТУ, 1998. С.100—104.

64. Кобзарь Ю. В. Опыт применения композиционных материалов с макрорегетерогенной структурой для нормализации тепломеханического состояния паровых турбин / Ю. В. Кобзарь, А.С. Калиниченко, Е.О. Воронов // Энергетика:

Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ, 2013. № 3. С. 79–86

65. Инженерная поддержка электростанций в решении проблем эксплуатации и ремонта турбинного оборудования [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://studylib.ru/doc/2584562/inzhenernaya-podderzhka-e-lektrostancij-v-reshenii-problem> (дата обращения: 10.05.2021).

66. Сосновский А.Ю. Влияние трубопроводов теплофикационных отборов на работу турбоагрегата в переходных режимах/ А.Ю. Сосновский, В.В. Ермолаев, А.И. Шкляр, М.М. Мительман, Б.Е. Мурманский, А.А. Симановский // Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта/ материалы третьей международной научно-практической конференции 13 – 15 марта 2001 г.: УГТУ, Екатеринбург, 2002, 350 с., с. 77—85

67. Ермолаев В.В. Комплексный подход к нормализации тепловых расширений турбины/ В.В. Ермолаев, А.Ю. Сосновский, А.И. Шкляр, М.В. Великович, М.В. Фертиков, Б.Е. Мурманский, М.М. Мительман // Электрические станции, 2002. №5. С. 26—31

68. Ermolaev V.V. Complex approach to normalization of thermal expansions of a turbine / V.V. Ermolaev, A.Yu. Sosnovskii, A.I. Shklyar, M.V. Velikovich, M.V. Fertikov, Murmanskii B.E., Mitelman M.M. Power Technology and Engineering. 2002. T. 36. № 3. С. 132-137

69. Расчёт и конструирование трубопроводов. Справочное пособие / Под ред. Б.В. Зверькова Л.:Машиностроение,1979.

70. Камерштейн А.Г., Ручимский М.Н. Расчет заводских трубопроводов на прочность. Гостоптехиздат, 1959 г.

71. Кузнецов Л. А., Рудомино Б. В. Конструирование и расчет трубопроводов теплосиловых установок. Машгиз, 1949.

72. Расчет и конструирование систем трубопроводов. Справочная книга. Гостоптехиздат, 1961.

73. Ремжин Ю. Н., Рудомино Б. В. Проектирование трубопроводов тепловых электростанций. Л., Энергия, 1970. 207 с. Волнистые компенсаторы. Каталог ВНИИнефтемаш. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1975, 19 с.

74. Чураков С.В., Юркина М.П. О величине гидравлического сопротивления линзовых компенсаторов. // Энергомашиностроение, 1962 г., № 8.
75. Междуведомственные нормали МВН 195—63—МВН 445—63. Государственный производственный комитет по энергетике и электрификации СССР. Государственный комитет тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения при Госплане СССР.
76. Отраслевая нормаль ОН 26-01-79—68. Компенсаторы линзовые осевые на Ру от 0,6 до 1,6 МН/м². ВНИИПТхиммаш.
77. Палатников Е. А. Расчет осевых компенсаторов, вводимых в трубопроводы. М. Оборонгиз, 1957. 96 с.
78. Аксельрад Э. Л., Васильев В. В. Расчет сильфонов, нагруженных изгибающим моментом. // Приборостроение, 1972, № 5, с. 78-83.
79. Аксельрад Э. Л., Савкин Н. М. Графо-аналитический метод расчета сильфонов. // Приборы и системы управления, 1970, № 8, с. 36—39.
80. Вулф, Майнс. Расчет упругих напряжений в компенсаторе теплообменников. // Конструирование и технология машиностроения, 1973, № 1, с. 47-55.
81. Гокун М. В. Расчет линзовых компенсаторов, работающих в упругопластической области. // Химическое и нефтяное машиностроение, 1976, № 3, с. 13—15.
82. Гокун М. В., Шнейдерович Р. М. Расчет компенсаторов на малоцикловую прочность. // Машиноведение, 1971, № 4, с. 69—75.
83. Лаупа А., Вейл Н. Расчет компенсаторов с U-образными гофрами. // Прикладная механика, 1962, № 1, с. 130—139.
84. Новожилов В. В. Теория тонких оболочек. Л. Судпромгиз, 1962. 431 с.
85. Сильфоны. Расчёт и проектирование. Под ред. Л. Е. Андреевой. М., «Машиностроение», 1975. 159 с.
86. Тернер. Дискуссия. // Прикладная механика, 1963, № 1, с. 51—52.
87. Wellinger K., Dietmann H. Festigkeitsuntersuchung an Rohrgelenksticken. // Mitteilungen der Vereinigung der Grosskesselbesitzer, 1965, N 95, S. 91—94.
88. Turner C., Ford H. Stress and Deflexion Studies of Pipeline Expansion Bellows. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1971, N 15, p. 526—544.

89. Гусенков А. П., Величкин Н. Н. Исследование прочности волнистых компенсаторов при малоцикловом нагружении. // Проблемы прочности, Г971, № 3, с. 97—102.

90. Берлянд В. И., Соколовская С. С., Фертман Л. Л. Напряженное состояние и жёсткость линзовых компенсаторов. // Энергомашиностроение, 1972, № 4, с. 19—21.

91. Вольшонок Л. С. Напряжения и перемещения в мелкоффрированных сильфонах, компенсирующих тепловые расширения оборудования. — В кн.: Исследование температурных напряжений. Под ред. Н. И. Пригоровского. М., «Наука», 1970.

92. Карцев А. И. О методах определения долговечности линзовых компенсаторов. // Проблемы прочности, 1970, № 2, с. 81—86.

93. Шубенко-Шубин Л. А. и др. О рациональном использовании прочностных возможностей компенсаторов тепловых расширений. // Проблемы прочности, 1972, № 5, с. 10—14.

94. Кирюхин А. В. Экспериментальное исследование вибрационной жёсткости и возникающих пульсаций давления в образцах разгруженных компенсаторов / А.В. Кирюхин, Л.Н. Сережкин // В сборнике: Научные труды Калужского государственного университета имени К.Э. Циолковского. Сер. «Естественные науки» Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского. 2018. С. 108-112.

95. Кирюхин А.В. Физические особенности взаимодействия жидкости и структуры в виброизолирующих компенсаторах трубопроводов энергетических установок / А.В. Кирюхин, О.О Мильман., Л.Н. Сережкин, М.О. Корлякова, В.О. Милосердов // В сборнике: Семинар вузов по теплофизике и энергетике. Материалы Всероссийской научной конференции с международным участием. 2019. С. 176-177

96. Кирюхин А.В. Передача колебаний компенсаторами трубопроводов энергетических установок и способы её уменьшения / А.В. Кирюхин, О.О. Мильман, Л.Н. Сережкин, И.С. Сербин // Электрические станции. 2020. № 7 (1068). С. 41-48.

97. Поворотные сильфонные компенсаторы. [Электронный ресурс]. Режим доступа <https://kompensator.ru/catalog/povorotnye-silfonnye-kompensatory-/> (дата обращения 08.09.2022)

98. Карданные сильфонные компенсаторы. [Электронный ресурс]. Режим доступа <https://kompensator.ru/catalog/kardannye-silfonnye-kompensatory-/>(дата обращения 08.09.2022)

99. Компенсаторы сильфонные многослойные металлические Руководящий документ по применению РД-3-ВЭП-14-3113. Вторая редакция. [Электронный ресурс]. Режим доступа <http://www.energomash.ru/upload/iblock/e1f/psk-rd-nom.pdf> / (дата обращения 08.09.2022)

100. Гольдберг А. А. Определение нагрузок на оборудование от турбинных трубопроводов /А.А. Гольдберг, Х. К. Панеке Агилера, В. Г. Калашев, Б.Н. Николаев // Теплоэнергетика. 2009. № 7. С. 33-38.

101. Гофман Ю.М. Причина смещения цилиндров высокого давления на турбинах ВК-100 (50) ЛМЗ/ Энергетик. 2007. №5. С. 33-34.

102. Курмакаев М.К. Исследование тепловых расширений многоцилиндровых паровых турбин // Автореферат диссертации на соискание учений степени кандидата технических наук. СПб. 1999.

103. Савинов О.А. Современные конструкции фундаментов под машины и их расчёт/ О.А. Савинов, научный редактор И.С. Шейнин; 2-е изд., перераб. и доп.// Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1979, 200 с.

104. Абашидзе А.И Фундаменты машин тепловых электростанций/ А.И. Абашидзе, Ф.В. Сапожников, А.Т. Казанджян// М.. «Энергия», 1975, 256 с.

105. Купцов И.П., Иоффе Ю.Р. Проектирование и строительство тепловых электростанций. / И.П. Купцов, Ю.Р. Иоффе; 3-е изд. перераб. и доп. // М.: Энергоатомиздат, 1985, 408 с.

106. Методические указания по организации и проведению наблюдений за осадкой фундаментов и деформациями зданий и сооружений строящихся и эксплуатируемых тепловых электростанций: СО 153-34.21.322-2003-М.: ЦПТИ ОР-ГРЭС, 2005. 56с.

107. Агрегаты паротурбинные энергетические. Требования к фундаментам: РТМ 108.021.102-85. – Введ. 1987-01-01. – Л.: НПО ЦКТИ, 1985.

108. Сивухин Д. В. Общий курс физики. / М.: Наука, 1979. — Т. I. Механика. — С. 101—102. — 520 с.
109. Справочник по триботехнике / Под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. Т.1. — М.: Машиностроение, 1989. С.19, 118.
110. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. Справочное пособие. — М.: Машгиз, 1962. С.9, 11.
111. Пермякова, В.В. Натурные испытания на действие крутящего момента фундамента под турбоагрегат ТП-115/125-130-1ТП+ТВФ-110-2ЕПУЗ / В.В. Пермякова, Н.А. Лебедева, О.А. Пожиткова // Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. -- 2005. -- Т. 244. -- С.146 -- 151.
112. Пермякова В.В Статические и динамические испытания ненагруженного фундамента турбоагрегата Т-130/160-12,8+ТЗФП-160-2ПГУ-220/ В.В. Пермякова, Н.А. Лебедева, О.А. Пожиткова, А.В. Томашевский, В.Н. Кирилина, Д.Г. Эсперов//Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. 2005. Том 244. С.151-158.
113. Пермякова В.В Обследование фундамента турбоагрегата энергоблока № 10 Рефтинской ГРЭС/ В.В. Пермякова, Н.А. Лебедева, О.А. Пожиткова, //Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. 2008. Том 251. С.83-92.
114. Козлов, А.Б. Оценка состояния фундаментов паротурбинных агрегатов по результатам натурных исследований /А.Б. Козлов, В.В. Пермякова//Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. -2000. -Т. 237. -С. 12 -17.
115. Пермякова, В.В. Исследование состояния бетонных и железобетонных конструкций, подверженных воздействию отработанного масла /В.В. Пермякова, Н.А. Лебедева, О.А. Пожиткова//Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. - 2000. -Т. 237. -С. 18 -23.
116. Первицкий Ю.Д. Расчёт и конструирование точных механизмов / Ю.Д Первицкий – Л.: Машиностроение, 1976. -- 456 с
117. Анурьев, В.И. Справочник конструктора – машиностроителя / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1979. -- 728 с
118. Трение, изнашивание и смазка: Справочник: В 2 кн. / В. В. Алисин, А. Я. Алябьев, А. М. Архаров и др. ; Под ред. д-ра техн. наук проф. И. В. Крагельского и канд. техн. наук В. В. Алисина. - Москва: Машиностроение, 1978. Кн.2. - 1979. - 358 с

119. Абросимов Н.А. Натурные исследования динамических характеристик под быстроходные турбоагрегаты большой мощности/ Н.А. Абросимов//Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. 2002. Том 241. С.79-84.
120. Буглаев, К. Е. Применение системы СДАРТ для диагностики температурных расширений турбоагрегатов / К. Е. Буглаев, Э. А. Дон, Д. В. Тарадай //Теплоэнергетика, 2005. N 6. С.23—28.
121. РД 153-34.1-39.401-00 «Методические указания по наладке трубопроводов тепловых электростанций, находящихся в эксплуатации»
122. Попов А. Б. Использование различных программных средств при проектировании и поверочных расчётах высокотемпературных паропроводов/ А.Б. Попов, В.А. Ветошкин, В.А. Буков. // Теплоэнергетика, 2007, №10. С. 69-74.
123. Попов А. Б О причинах повреждений главных паропроводов энергоблоков мощностью 800 МВт // Теплоэнергетика, 2004, №4. С. 20-24.
124. Зарянкин А.Е. Новый регулирующий клапан с толкающим штоком для цилиндров среднего давления паровых турбин//Зарянкин А.Е., Арианов С.В., Парамонов А.Н., Готовцев А.М., Сторожук С.К./Теплоэнергетика. 2007. № 11. С. 30-36.
125. Ермолаев В.В. Отработка элементов модернизированной проточной части паровой турбины Т-100-12,8 средствами вычислительной аэродинамики//Ермолаев В.В., Гудков Н.Н., Бабиев А.Н., Кириллов В.И., Кошелев С.А., Зайцев Д.К., Рис В.В., Смирнов Е.М.//Теплоэнергетика. 2007. № 4. С. 22-27.
126. Рис В.В. Численное моделирование процессов течения в выхлопном патрубке паровой турбины: сопоставление результатов расчёта с данными натурального эксперимента//Рис В.В., Симою Л.Л., Галаев С.А., Гудков Н.Н., Кириллов В.И., Смирнов Е.М., Кириллов А.И., Ермолаев В.В.//Теплоэнергетика. 2009. № 4. С. 11-17.
127. Адамсон Д.А. Проектирование выходных патрубков мощных паровых турбин на основе вариантных расчётов трёхмерного течения//Адамсон Д.А., Галаев С.А., Кириллов А.И., Рис В.В.//Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15. № 3-4. С. 37-43
128. Солодов В.Г. Модернизация выхлопного патрубка цилиндра низкого давления теплофикационной турбины Т-250/300-23.5//Солодов В.Г.,

Хандримайлов А.А., Култышев А.Ю., Степанов М.Ю., Ямалтдинов А.А.//Надёжность и безопасность энергетики. 2015. № 1 (28). С. 33-38.

129. Солодов В.Г. Численный анализ серийной конструкции выхлопного патрубка цилиндра низкого давления теплофикационной турбины Т-250/300-23.5//Солодов В.Г., Хандримайлов А.А., Култышев А.Ю., Степанов М.Ю., Ямалтдинов А.А.//Теплоэнергетика. 2014. № 12. С. 24.

130. Ивановский А.А. Исследование термонапряженного состояния корпусов цилиндров высокого давления теплофикационных паровых турбин//Ивановский А.А., Похорилер В.Л., Голошумова В.Н./Тяжёлое машиностроение. 2007. № 8. С. 2-5

131. Терешко А.Г. Использование МКЭ для решения задачи уточнения расчётной модели при определении критических частот вращения ротора классическими методами//Терешко А.Г., Леонтьев М.К./Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. 2006. № 2-2 (10). С. 315-318.

132. Ивановский А.А. Исследование термонапряженного состояния ротора паровой турбины Т-110/120-130//Ивановский А.А., Похорилер В.Л., Голошумова В.Н./Энергетические машины и установки. 2008. № 3. С. 20-25.

133. Кляйнрок И.Ю. Исследование термонапряженного состояния корпуса ЦВД паровой турбины Т-53/67-8,0 ЗАО УТЗ для ПГУ-230//Кляйнрок И.Ю., Голошумова В.Н., Бродов Ю.М./Надёжность и безопасность энергетики. 2011. № 3 (14). С. 65-69.

134. Линдер Т.Ю. Расчёт тепловых перемещений для выбора зазоров в проточной части турбины Т-40/50-8.8//Линдер Т.Ю., Култышев А.Ю., Сахнин Ю.А., Давлетбаев Р.Р./Теплоэнергетика. 2012. № 12. С. 40.

135. Целищев М.Ф. Влияние последовательности вальцевания трубок в трубном пучке кожухотрубного теплообменного аппарата на напряженно-деформированное состояние трубной доски//Целищев М.Ф., Плотников П.Н., Бродов Ю.М./Теплоэнергетика. 2015. № 11. С. 38.

136. Нихамкин М.Ш. Экспериментальное исследование демпфирования колебаний двухвальной роторной системы газотурбинного двигателя // Нихамкин

М.Ш., Семенов С.В., Мехоношин Г.В./Фундаментальные исследования. 2014. № 11-2. С. 280-284.

137. Нихамкин М.Ш. Методика конечно-элементного моделирования колебаний систем с фрикционным демпфированием//Нихамкин М.Ш., Воронов Л.В., Семенова И.В., Саженок Н.А., Балакирев А.А./Современные проблемы науки и образования. 2012. № 4. С. 118.

138. Нихамкин М.Ш. Моделирование колебаний осциллятора с сухим трением//Нихамкин М.Ш., Воронов Л.В., Саженок Н.А., Балакирев А.А., Семенова И.В./Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. 2012. № 2. С. 128-139.

139. Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М., Васенин С.Л. Анализ характерных дефектов паровых турбин, проявившихся в условиях эксплуатации // Тяжёлое машиностроение. 2010. № 6. С. 2-5.

140. Мурманский Б. Е. Стратегия ремонтов паровых турбин на основе анализа надёжности их узлов / Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов, С.Л. Васенин, В.В. Лебедев // Надёжность и безопасность энергетики. 2014. №4(27). С. 58–63

141. Мурманский Б. Е. Разработка и реализация концепции комплексной системы повышения надёжности состояния паротурбинной установки/ Б. Е. Мурманский // Надёжность и безопасность энергетики. 2015. №1 (28). С. 44—48.

142. Турбоустановка Т-100/120-130-4. Инструкция по эксплуатации. ТМТ-220800 ИЭ // Свердловск: ПО «Турбомоторный завод», 1979. - 164 с

143. Теплоэнергетические технологии. Система КСК-4ТИ [Электронный ресурс]. Режим доступа <http://www.zaotet.ru/ksk4ti.php> (дата обращения 08.09.2022)

144. Б.В. Абалаков, В.П. Банник, Б.И. Резников. Монтаж паровых турбин и вспомогательного оборудования. – М.-Л.: Энергия, 1966 г.

145. Бауман Н.Я. Технология производства паровых и газовых турбин / Н. Я. Бауман, М.И. Яковлев, И.Н. Свечков – М: Машиностроение, 1973 – 464 с.

146. Владимиров Д.А. Булевы алгебры / Д.А. Владимиров—М.: Наука, 1969. 320 с.

147. Заде Л. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений —М.: Мир, 1976. 167 с

148. Таунсенд К. Проектирование и программная реализация экспертных систем на персональных ЭВМ/ К. Таунсенд, Д. Фохт// М.: Финансы и статистика, 1990, 320 с.
149. Нейлор К. Как построить свою экспертную систему —М.: Энергоатомиздат, 1991. 286 с.
150. Тулупьев А.Л Байесовские сети. Логико-вероятностный подход / А.Л. Тулупьев, С.И. Николенко, А.В. Сироткин, под ред. Р.М. Юсупова// СПб, Наука, 2006, 607 с.
151. Pairing on-line diagnostics with real-time expert systems /Staclin Christopher A. //Power. -1990. -134, N6. -p. 55-58.
152. Соьер Б., Фостер Д.Л. Программирование экспертных систем на ПАСКАЛЕ - М.: «Финансы и статистика», 1990, 191с
153. Экспертные системы: состояние и перспективы / сборник научных трудов под редакцией Д.А. Поспелова. - М: Наука, 1989
154. Левин Р., Дранг Д., Эделсон Б. Практическое введение в технология искусственного интеллекта и экспертных систем с иллюстрациями на бейсике - М.: 2Финансы и статистика», 1990, 239с
155. Гуляев В.А., Скляр В.Ф. Полищук В.Б. Техническая диагностика энергетического оборудования - вопросы построения интегрированных экспертных систем. /Известия Академии Наук «Энергетика и Транспорт», 1990, N2, с.14
156. Димарогонас Эндрю Д. Создание обучающихся экспертных систем раннего диагностирования турбомашин на основе нейронных сетей. //Теплоэнергетика, 1993, N10, с. 68
157. А. Брукинг, П. Джонс, Ф. Кокс, К. Нейлор и др./ Под ред. Р.Форсайта // Экспертные системы. Принципы работы и примеры. -М.: Радио и связь, 1987. - 224 с
158. Expert system, flexible software maintain high performance levels at powerplant /Elliot Tom //Power. -1989. -133, N9. -p.95-97.

Публикации автора по теме диссертационной работы

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

159. 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).

160. 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, **Sosnovsky A.Y.**, D.A. Izotin // Thermal Engineering. 2020. Vol. 67. № 11. С. 800-804, 0,2 п.л./0,04 п.л. (Scopus, WoS).

161. 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).

162. **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).

163. **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.)

164. 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).)

165. **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.

166. 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.

167. 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).

168. 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.

169. 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).

170. 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

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

Другие публикации:

172. **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.

173. 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.

174. **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.

175. **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.

176. **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.

177. **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.

178. 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 сборнике: 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.

179. **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.

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

181. 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.

182. 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.

183. **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.

184. 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.

185. Мурманский Б.Е. Моделирование процессов, происходящих в системе тепловых расширений при температурном перекося 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.