

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МЭИ»

На правах рукописи



КОМАРОВ ИВАН ИГОРЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИЧЕСКИХ ОСНОВ И МОДЕЛЕЙ ОЦЕНКИ
ВЛИЯНИЯ УРОВНЯ РАЗВИТИЯ ПАРОТУРБИННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НА
ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УГОЛЬНЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ**

Специальность 05.14.01 – Энергетические системы и комплексы

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Рогалев Н.Д.

Москва – 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ПАРОТУРБИННЫХ ЭНЕРГОБЛОКАХ	10
1.1 Анализ состояния теплоэнергетики. Цели развития и возможные пути достижения.....	10
1.2 Анализ перспектив использования высокоэффективных технологий выработки электроэнергии за счет использования угольного топлива	19
1.3 Анализ сталей и сплавов, используемых для создания высокотемпературного энергетического оборудования.....	36
1.4 Анализ методов оценки стоимости энергетического оборудования	50
ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И СТРУКТУРЫ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ...60	
2.1 Выбор профиля тепловой схемы энергоблока с высокотемпературной паровой турбиной ...60	
2.2 Методика выполнения исследования влияния параметров тепловых схем на эффективность высокотемпературных энергоблоков	76
2.3 Исследование влияния температуры питательной воды на КПД высокотемпературного энергоблока.....	77
2.4 Оптимизация температуры питательной воды и давления промежуточного перегрева пара в тепловых схемах высокотемпературных энергоблоков	81
2.5 Исследование влияния начальных параметров пара на КПД энергоблока с высокотемпературной паротурбинной установкой	104
ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА МОДЕЛЕЙ ОЦЕНКИ СТОИМОСТИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ	106
3.1 Исследование факторов, определяющих металлозатраты на создание котельных агрегатов на повышенные параметры пара	107
3.2 Разработка модели оценки металлозатрат на изготовление котельного агрегата на повышенные параметры пара	127
3.3 Разработка модели оценки стоимости котельной установки на повышенные параметры пара	134
3.4 Исследование факторов, определяющих металлозатраты на создание высокотемпературной паровой турбины	141
3.5 Разработка модели оценки металлозатрат на изготовление высокотемпературной паровой турбины	156
3.6 Разработка модели оценки стоимости высокотемпературной паровой турбины.....	173

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УРОВНЯ РАЗВИТИЯ ПАРОТУРБИНОЙ ТЕХНОЛОГИИ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОБЛОКОВ	180
4.1 Оценка стоимости создания котельного агрегата на повышенные параметры пара	180
4.2 Оценка стоимости создания высокотемпературной паровой турбины	184
4.3 Оценка стоимости создания высокотемпературного энергоблока	187
4.4 Оценка себестоимости производства электрической энергии на высокотемпературных энергоблоках.....	191
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	199
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	201
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	206
ПРИЛОЖЕНИЕ А	214

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Рост мировой экономики неразрывно связан с увеличением потребления электрической энергии, что в свою очередь приводит к возрастанию объемов добычи природного газа и угля - углеводородов, являющихся топливом для тепловых электрических станций. Постепенное истощение природных запасов топливно-энергетических ресурсов обуславливает рост цен на первичные энергоносители. Поскольку в структуре затрат на производство электроэнергии на ТЭС топливные издержки составляют до 60-70%, то в целях недопущения чрезмерного роста себестоимости отпуска электрической энергии и, как следствие, её цены, необходимо повышать эффективность функционирования объектов тепловой генерации. Повышение тепловой экономичности энергетических комплексов одновременно с сокращением затрат топлива уменьшает величину удельных выбросов в расчете на 1 кВт·ч произведенной электрической энергии, что обеспечивает снижение вредного воздействия на окружающую среду.

Как уже было отмечено в тепловой энергетике используется преимущественно два вида топлива – природный газ и уголь. Развитие генерирующих мощностей, использующих в качестве топлива природный газ, последние 30-35 лет характеризуется активным строительством и эксплуатацией парогазовых установок. Использование комбинированного цикла позволяет добиться значений КПД по выработке электроэнергии на уровне 55-58%. Лучшие образцы обеспечивают эффективность 60-62%. Значительное превосходство по уровню КПД парогазовых установках над классическими паротурбинными электростанциями, работающими на природном газе, сделал нецелесообразным дальнейшее развитие последних. В случае с угольными ТЭС применение комбинированного цикла весьма ограничено в силу большого количества нерешенных технических задач, связанных с внутрицикловой газификацией угля, и высокой стоимостью ПГУ с газификацией. По существующим оценкам удельные капиталовложения в ПГУ с газификацией составляют 3700-4400\$/кВт. Отсутствие практической возможности использования в газовом цикле угольного топлива обуславливает то, что единственным путем развития угольных ТЭС в обозримой перспективе является совершенствование технологии производства электроэнергии на паротурбинных энергоблоках посредством повышения начальных параметров пара. По этому пути идет большинство промышленно-развитых стран. На сегодняшний день лидерами в области энергомашиностроения, в число которых входит США, КНР, Япония, Германия и ряд других, уже освоены суперсверхкритические параметры пара ($P_0 = 28-30$ МПа, $t_0 = 600-620^\circ\text{C}$) и ведутся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию паротурбинных энер-

глоблов на сверхкритические параметры пара ($P_0 = 35$ МПа, $t_0 = 720^\circ\text{C}$). Согласно оценкам специалистов, переход на параметры пара $P_0 = 35$ МПа, $t_0 = 720^\circ\text{C}$ обеспечит повышение КПД брутто угольных энергоблоков до 48-51%.

Стоит отметить, что не только КПД определяет экономическую целесообразность применения энергоустановки, функционирующей по той или иной технологии. Значительную роль играет стоимость ее создания, которая наряду с тепловой экономичностью, определяющей топливную составляющую издержек, напрямую влияет на величину себестоимости отпуска электрической энергии, являющейся одним из основных критериев эффективности эксплуатации энергообъекта. Переход на повышенные параметры пара влечет за собой существенное увеличение стоимости сооружения высокотемпературных энергоблоков, что обусловлено ростом доли аустенитных сталей и никелевых сплавов в структуре металлозатрат нового энергетического оборудования. Причем на себестоимость оказывают существенное влияние не только факторы, определяемые применяемой технологией – расход топлива и структура металлозатрат, которые можно считать внутренними, но и внешние, среди которых стоит особо выделить цену топлива и конструкционных материалов. Таким образом, для выбора направлений развития энергетической системы необходимо применение разработанных на основе системного подхода новых методов и моделей оценки технико-экономических характеристик объектов генерации, в том числе функционирующих на основе паротурбинных технологий. Для определения оптимальных по критерию минимума себестоимости отпуска электрической энергии параметров свежего пара при каждом значении цены на уголь требуются как данные по удельному расходу топлива на ТЭС, так и достоверные оценки стоимости энергоблоков с заданными параметрами пара. Определение размера капитальных затрат на возведение новых энергоблоков требует разработки многофакторных стоимостных моделей основного энергетического оборудования, учитывающих изменение основных конструктивных и массогабаритных характеристик их деталей и узлов при соответствующем изменении начального давления и температуры пара.

Степень разработанность темы. Вопросам совершенствования паротурбинных технологий посредством перехода к суперсверхкритическому и ультрасверхкритическому уровню начальных параметров пара и разработке способов практической реализации подобного перехода большое внимание уделено в работах как отечественных, так и зарубежных ученых. Исследованиями и разработкой тепловых схем энергоблоков на суперсверхкритические и ультрасверхкритические параметры пара занимались Н.Д. Рогалев, А.Г. Тумановский, А.С. Седлов, Э.Х. Вербовейкий, М.П. Федоров, Е.В. Дорохов, А.Ш. Лейзерович, Х.И. Мейер, А.А. Комов, J. Bugge, S. Кjaer, Y. Li, H. Lukowicz, F. Weizhong, T. Ye, H. Hendrix, K. Nicol, M. Fukuda. Результаты разработок новых технических решений, обеспечивающих создание высокотемпературных паровых турбин и котельных установок, освещены в трудах В. Г. Грибина, А. Е. Зарянкина, А. Д. Трухня, А. Л.

Шварца, В.В. Фролова, Л. А. Хоменка, Ю. К. Петрени, R. Quinkertz, T. Thiemann, S. Weitzel, L. Ruth, C. Stimpson. Результаты исследований в области создания новых жаропрочных сталей и сплавов представлены в научных работах В. Н. Скоробогатых, В. С. Дуба, Г. П. Карзова, И. В. Теплухиной, R. Viswanathan, W. Mankins, I. Wright. Разработками в области оценки стоимости перспективных энергоблоков на повышенные параметры пара и его оборудования занимались G. Booras, V. Tola, S. Dykas, K. Stepczynska-Drygas, J. Wheeldon.

Большинство ученых основное внимание уделяют исключительно техническим аспектам перехода к высокотемпературным паротурбинным установкам. В их работах определяется специфика и условия функционирования, проводится сопоставление с существующими аналогами. Публикации освещают результаты исследований в узкой специфической области, что не позволяет сделать вывод об экономической целесообразности повышения начальных параметров пара, основываясь на технико-экономических показателях эксплуатации угольных высокотемпературных энергоблоков. Установление зависимостей, описывающих влияние уровня развития паротурбинной технологии на технико-экономические показатели функционирования блоков, позволит судить о необходимом уровне повышения начальных давления и температуры для заданных значений внешних факторов, в первую очередь цены на угольное топливо и конструкционные материалы.

Цель исследования состоит в разработке методических основ оценки влияния уровня развития паротурбинных технологий на технико-экономические показатели эксплуатации угольных высокотемпературных энергоблоков, функционирующих в составе единой энергетической системы.

Для достижения поставленной научной цели были поставлены и решены следующие основные **задачи диссертационного исследования**:

1. Исследовать особенности тепловых схем высокотемпературных паротурбинных энергоблоков. Получить количественные оценки КПД энергоблока для множества значений начального давления и температуры пара при однократном промежуточном перегреве. Провести оптимизацию параметров тепловой схемы высокотемпературного энергоблока.

2. Исследовать влияние термодинамических параметров свежего пара на конструктивные характеристики основного энергетического оборудования.

3. Разработать комплекс моделей оценки стоимости высокотемпературной паровой турбины, котельной установки и энергоблока в целом.

4. Исследовать влияние начальных параметров пара на стоимость основного энергетического оборудования и энергоблока в целом.

5. Исследовать влияние начальных параметров пара на себестоимость отпуска электрической энергии при различных значениях цен на топливо.

Объектом исследования является высокотемпературный паротурбинный энергоблок, работающий на угольном топливе. Энергоблок представлен тепловой схемой, моделями оценки стоимости паротурбинной установки, котельного агрегата и энергоблока в целом.

Научная новизна заключается в следующем:

1. Получены количественные оценки КПД высокотемпературного энергоблока с однократным перегревом пара для диапазона начальных параметров: $P_0 = 26-35$ МПа, $t_0 = 580-720$ °С. Установлена зависимость между оптимальным значением давления промежуточного перегрева пара и температурой питательной воды.

2. Установлены зависимости массогабаритных характеристик паровой турбины и парового котла от начальных параметров пара в диапазоне: $P_0 = 26-35$ МПа, $t_0 = 580-720$ °С.

3. Разработан комплекс математических моделей оценки стоимости паровой турбины, котельного агрегата и энергоблока в целом, базирующихся на затратном подходе, и учитывающих конструктивные изменения основного энергетического оборудования, возникающие при переходе на более высокий уровень начальных параметров пара.

4. Установлены зависимости изменения стоимости создания основного энергетического оборудования и энергоблока в целом от начальных параметров пара в диапазоне: $P_0 = 26-35$ МПа, $t_0 = 580-720$ °С.

5. Установлена зависимость себестоимости отпуска электрической энергии от начального давления и температуры пара при различных значениях цен на топливо. Определены сочетания P_0 и t_0 при которой для текущей и прогнозных цен на топливо обеспечивается минимум удельной себестоимости отпуска электроэнергии.

Теоретическая значимость состоит в развитии методов и инструментов исследования влияния уровня развития паротурбинной технологии на технико-экономические показатели эксплуатации угольных высокотемпературных энергоблоков, функционирующих в составе единой энергетической системы.

Практическая значимость выполненного исследования определяется возможностью использования полученных результатов органами государственной власти при планировании модернизации электроэнергетической отрасли России в целях определения уровня паротурбинной технологии угольных энергоблоков, обеспечивающих минимум себестоимости производства электрической энергии. Разработанные методы и инструменты могут быть также использованы генерирующими компаниями при подготовке программ стратегического развития. Модели оценки стоимости основного энергетического оборудования могут быть применены для прогнозирования стоимости перспективных высокотемпературных энергоблоков с начальными параметрами пара, которые еще не освоены промышленностью.

Методология и методы исследования. Исследовательская работа построена на использовании теоретических методов, позволяющих получить как детерминированные, так и вероятностные оценки массогабаритных и стоимостных параметров моделей оценки стоимости энергетического оборудования и энергоблока.

Исследования тепловых схем проводились путем проведения вариантных расчетов. На практике выполнение вычислительных операций осуществлялось в программном продукте Gate Cycle, где для различных комбинаций начальных параметров пара осуществлялись тепловые расчеты схемы паротурбинного высокотемпературного энергоблока.

Определение зависимостей массогабаритных и стоимостных характеристик основного энергетического оборудования от параметров свежего пара осуществлялось также методом вариантных расчетов с помощью инструментов оценки стоимостных характеристик, разработанных в процессе выполнения исследования.

Модели оценки стоимостных характеристик энергетического оборудования были разработаны путем использования совокупности методов, которые можно разделить на две группы: дедуктивные и индуктивные методы исследования. Первая группа методов включает в себя анализ конструкций энергетического оборудования и корреляционно-регрессионный анализ, позволяющие вместе установить зависимости изменения конструктивных характеристик энергетического оборудования с изменением параметров тепловой схемы. Большая часть уравнений, входящих в состав разработанных моделей оценки стоимости создания энергетического оборудования, была получена на основе использования аналитических зависимостей, устанавливающих связь между параметрами пара и основными размерами деталей энергетических агрегатов. Метод регрессионного анализа был использован в тех случаях, где установление зависимости между массогабаритными характеристиками и параметрами пара требует проведения трудоемких итерационных расчетов. Вторая группа методов (индуктивные методы) состоит в агрегировании оценочных значений масс деталей и частей энергетического оборудования по признаку класса сталей, из которых они должны быть изготовлены, а также в калькуляции металлозатрат и других издержек, которые необходимо понести при создании высокотемпературного паротурбинного энергоблока.

Автор защищает:

1. Количественные оценки КПД высокотемпературного энергоблока от начальной температуры и давления пара, полученные с учетом выявленной закономерности изменения оптимального значения давления промежуточного перегрева от температуры питательной воды (начальные параметры пара: $P_0 = 26-35$ МПа, $t_0 = 580-720^\circ\text{C}$).
2. Зависимости массогабаритных характеристик высокотемпературной паровой турбины и парового котла от начальной температуры и давления пара.

3. Комплекс математических моделей оценки стоимости паровой турбины, котельного агрегата и энергоблока в целом, базирующихся на затратном подходе и отличающихся от существующих аналогов тем, что позволяют учитывать изменение структуры металлозатрат и массогабаритных характеристик основного энергетического оборудования в зависимости от начальных параметров пара.

4. Зависимости изменения стоимости паротурбинной установки, котельной установки и энергоблока в целом от начальных параметров пара.

5. Зависимости изменения себестоимости отпуска электрической энергии от начальных параметров пара при текущей и прогнозных ценах на угольное топливо, полученные с использованием комплекса моделей оценки стоимости основного энергетического оборудования, а также количественных оценок КПД энергоблока.

Соответствие паспорту специальности. Диссертационное исследование соответствует пунктам паспорта специальности ВАК 05.14.01 – «Энергетические системы и комплексы»: пункт 3. «Использование на этапе проектирования и в период эксплуатации методов математического моделирования с целью исследования и оптимизации структуры и параметров энергетических систем и комплексов и происходящих в системах энергетических процессов»; пункт 6. «Исследование влияния технических решений, принимаемых при создании и эксплуатации энергетических систем и комплексов, на их финансово-экономические и инвестиционные показатели, региональную экономику и экономику природопользования».

Степень достоверности и апробация результатов. Разработанные модели и полученные научные результаты имеют высокую степень достоверности в силу широкого применения в процессе исследования программных продуктов мирового уровня, позволяющих выполнять необходимые расчеты с высокой точностью. Среди использованных программных продуктов следует выделить: Gate Cycle, Mathcad, Statistica.

Наиболее важные научные результаты работы докладывались на: XII и XIII международной научно-практической конференции «Инновационная экономика и промышленная политика региона», Санкт-Петербург, Россия, 2015-2016 гг.; международной научно-практической конференции «УгольЭко», Москва, Россия, 2016 г.; I Международной конференции Energy Quest, Екатеринбург, Россия, 2014 г.; международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы интеграции экономических интересов России и Украины», Тольятти, Россия, 2014 г.; научном семинаре и заседании кафедры тепловых электрических станций ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», 2016 г.

Публикации. По теме диссертации соискателем опубликовано 9 научных работ, в том числе 4 в журналах, рекомендованных ВАК при Минобрнауки России для опубликования основных результатов диссертационных исследований на соискание ученых степеней доктора и кандидата

наук, 1 статья в журнале, входящем в систему цитирования Scopus и 1 статья в журнале, включенном в систему цитирования Web of science.

Структура и объем диссертации.

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, содержащего 98 источников, и 1 приложения. Работа изложена на 213 страницах текста, содержит 94 рисунка и 57 таблиц.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ПАРОТУРБИННЫХ ЭНЕРГООБЛОКАХ

1.1 Анализ состояния теплоэнергетики. Цели развития и возможные пути достижения

Энергетика – важнейшая часть национального хозяйства любой индустриально развитой страны, в особенности если в структуре экономики преобладают отрасли тяжелого машиностроения, металлургии и транспорта. От эффективной и надежной работы электрических станций зависит развитие всех сфер экономики государства.

Российская электроэнергетика характеризуется значительным износом основных генерирующих фондов. Последние годы вопрос обновления и модернизации энергетических мощностей, в особенности тепловых электрических станций (ТЭС), стоит наиболее остро. В соответствии с рисунком 1.1, на котором представлена динамика изменения срока службы основного энергетического оборудования ТЭС, среднее число лет эксплуатации котлоагрегатов к 2014 году составило 43 года, турбоагрегатов - 34, что превышает их проектный ресурс [1].



Рисунок 1.1 – Динамика изменения среднего срока службы основного энергетического оборудования

Развитие российской электроэнергетики в последнее время характеризуется малыми объемами ввода и вывода из эксплуатации генерирующих объектов. На рисунке 1.2 приведены данные Схемы и программы развития Единой энергетической системы России на 2016-2022 годы по планируемому объему вывода из эксплуатации новых мощностей, а на рисунке 1.3 – по вводу в эксплуатацию [2].

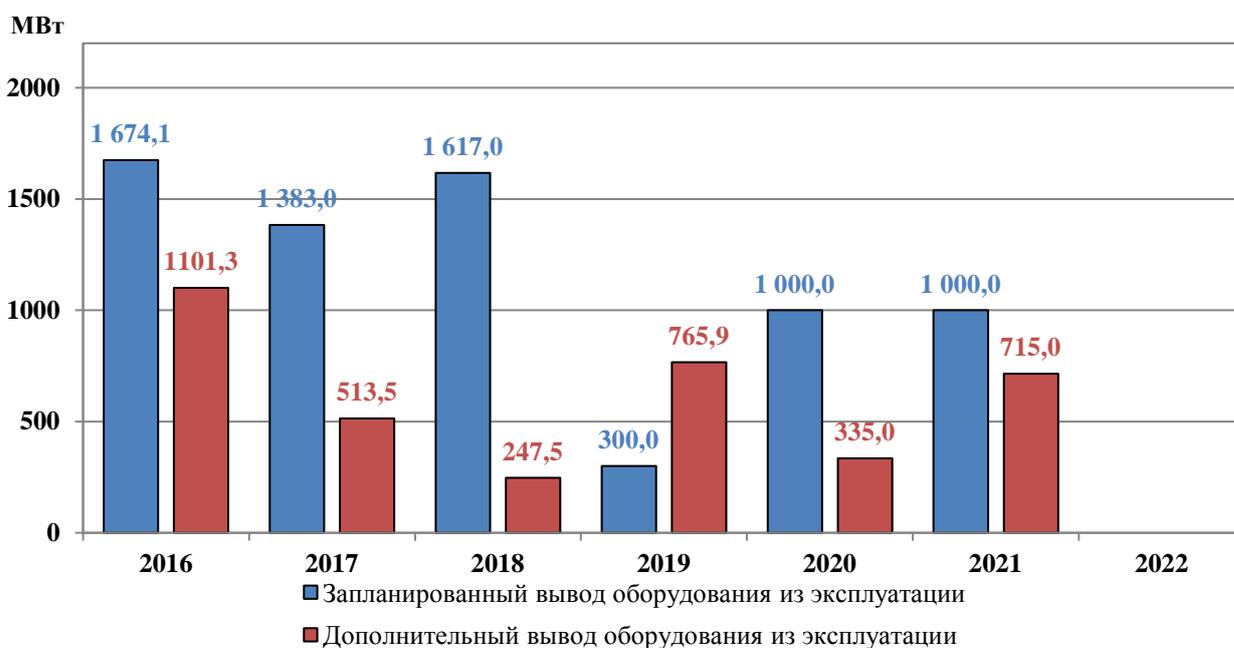


Рисунок 1.2 – Запланированный в России вывод генерирующих мощностей из эксплуатации на период 2016-2022 годов

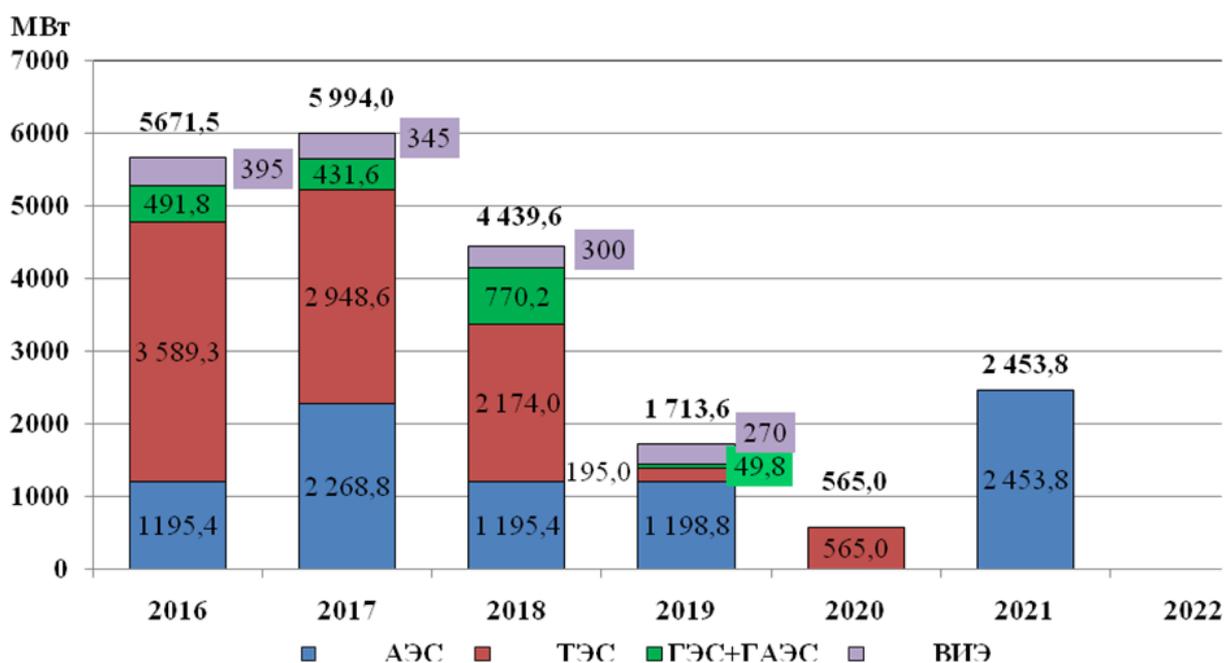


Рисунок 1.3 – Подтвержденный ввод генерирующих мощностей на электростанциях ЕЭС России на период 2016-2022 годов

Анализ данных, представленных на рисунке 1.2 и рисунке 1.3, показывает, что в ближайшее время максимальный годовой объем вывода старых генерирующих мощностей из эксплуатации составит в абсолютном выражении 2,77 ГВт (в 2016 г.), а ввода в эксплуатацию – 5,99 ГВт. Подтвержденный объем установленной мощности, который планируется построить до 2022 г. равен

20,83 ГВт, что составляет 8,85 % от установленной мощности всех энергетических объектов энергетической системы России, которая по состоянию на 01.01.2016 г. составляет 235,3 ГВт. При совокупном выводе из эксплуатации 10,64 ГВт обновление генерирующих фондов, которое должно произойти в ближайшие 6 лет, не позволит их снизить средний возраст, который по данным на 2013 г. составлял 32,4 года, напротив, средний возраст оборудования продолжит расти, что будет только усугублять проблему обновления действующих генерирующих мощностей.

Необходимость компенсации выбытия генерирующих мощностей по причине высокой степени износа и неудовлетворительных показателей энергетической и экологической эффективности ставит вопрос о построении эффективного процесса управления модернизацией электроэнергетики страны. Одной из составляющих процесса управления модернизацией электроэнергетики в части выработки электрической энергии является планирование ввода новых генерирующих мощностей [3]. Выполнение данной задачи ставит вопрос о технических и экологических требованиях, которые необходимо установить ко вновь возводимым ТЭС, так как от их уровня зависит размер операционных затрат и себестоимость отпуска электрической энергии для населения и промышленности, что напрямую сказывается на конкурентоспособности национальной экономики и уровне жизни.

На данный момент основным документом, посвященным долгосрочному планированию модернизации электроэнергетического сектора, является Генеральная схема размещения объектов электроэнергетики на период до 2020 года, утвержденная распоряжением Правительства РФ от 22.02.2008 г. № 225-р. Сроки по вводу в эксплуатацию, а также состав и технический уровень перспективных генерирующих объектов определяется на основе предложений субъектов электроэнергетики и органов исполнительной власти субъектов РФ по размещению объектов электроэнергетики с учетом Энергетической стратегии и долгосрочного прогноза спроса на электроэнергию. Генеральная схема включает в себя перечень объектов электроэнергетики РФ, который планируется ввести в эксплуатацию за обозначенный временной период, а также перспективные балансы мощности и электроэнергии. В части тепловых электростанций данный документ включает в себя следующую информацию [4]:

- местоположение планируемой ТЭС;
- вид топлива;
- тип энергоблока;
- установленная мощность;
- количество энергоблоков.

При планировании строительства электрических станций параметры будущих энергетических объектов согласовываются с государственными корпорациями, обеспечивающими функци-

онирование инфраструктуры страны, в частности с ПАО «РЖД», ПАО «Газпром» и ГК «Росатом». В процессе согласования проверяется выполнимость следующих условий для каждого перспективного объекта энергетической системы:

- совокупная установленная мощность энергетической системы в каждый момент времени должна превышать потребность экономики в электрической мощности на величину резерва, необходимого для проведения ремонтов энергетического оборудования и покрытия максимумов нагрузки;

- существует техническая возможность осуществить подключение построенной на выбранной территории электростанции к электрическим сетям высокого напряжения; при этом пропускная способность линий электропередачи и узлов системы не будет ограничивать объем передаваемой электроэнергии;

- существует техническая возможность осуществлять снабжение выбранным видом топлива рассматриваемой ТЭС в объеме, необходимом для работы в любых технологических режимах;

- будущая ТЭС должна иметь возможность выполнять команды системного оператора Единой энергетической системы (ЕЭС СО) по сбросу или набору мощности в целях соблюдения баланса производства и потребления электрической энергии и поддержания заданных параметров электрической сети, в частности частоты переменного тока 50 Гц.

Сегодня планы по строительству энергообъектов, закрепленные в Генеральной схеме, на деле не выполняются. Так, из планируемых к вводу 38 энергоблоков на суперсверхкритические параметры пара К-660-300 не было введено в эксплуатацию ни одного. Аналогичным образом дело обстоит и с ТЭС на более низкие параметры пара (23,5 МПа / 540 °С) – фактический объем построенных генерирующих мощностей оказывается значительно ниже.

Наблюдаемая картина обусловлена особенностями планирования развития электроэнергетики России. Генеральная схема используется для формирования другого планового документа более низкого уровня – Схемы и программы развития Единой энергетической системы (ЕЭС) на период до 6 лет. Данный документ составляется на основе данных Генеральной схемы и среднесрочного прогноза потребления электрической энергии и инвестиционных программ субъектов электроэнергетики. Таким образом, можно констатировать, что генерирующие компании (оптовые – ОГК и территориальные – ТГК), стремясь расширить возможности выбора перспективных объектов генерации, закладывают в Генеральную схему строительство ТЭС с различным уровнем эффективности – начиная с ТЭС на докритические параметры пара (К-50-90, К-100-90) и заканчивая высокоэффективными станциями на параметры пара 30 МПа / 620 °С. Впоследствии в зависимости от конъюнктуры рынка электрической энергии и рынка органического топлива осуществляют выбор тех перспективных объектов генерации из перечня Генеральной схемы, ко-

торые при данных экономических условиях обеспечивают максимальную экономическую эффективность субъектам электроэнергетики, что может идти в разрез с интересами промышленности и населения. Выбранные объекты генерации образуют инвестиционные программы генерирующих компаний, которые вместе формируют Схему и программу развития ЕЭС. В результате можно констатировать, что планирование развития электроэнергетики фактически осуществляется только на ближнесрочную и среднесрочную перспективу. При этом государство стимулирует развитие высокоэффективной генерации путем регулирования тарифов на электрическую энергию в неконкурентных сегментах рынка электроэнергии. На деле данный способ оказывается не всегда эффективным. Для выполнения долгосрочного планирования структурной модернизации электроэнергетики РФ на данный момент не существует необходимых инструментов, в частности инструментов, позволяющих оценить финансово-экономические характеристики энергоблоков различного технического уровня (на различные параметры свежего и перегретого пара). Нерешенным остается вопрос определения уровня начальных параметров пара, переход на которые оказался бы экономически целесообразным в масштабах страны. От уровня начальных параметров пара зависит величина капитальных затрат и размер топливных издержек, которые характеризуются КПД по отпуску электроэнергии. Если КПД энергоблока для множества начальных параметров пара может быть сравнительно легко определена с помощью существующих методик, то капитальные затраты оценить значительно сложнее, поскольку рост начального давления и температуры пара приводит к изменению массогабаритных характеристик основного энергетического оборудования и структуры металлозатрат.

Существующие на данный момент оценки капитальных затрат на строительство перспективных высокотемпературных энергоблоков, под которыми можно понимать объекты тепловой генерации на параметры пара, превышающие 23,5 МПа / 540 °С, имеют значительный разброс значений и не являются однородными по исходным параметрам (мощность, значения параметров свежего и перегретого пара, давление в конденсаторе, вид топлива, степень очистки уходящих газов) и не позволяют опираться на них при принятии решения о выборе уровня технологии генерации. Разработка инструментов, позволяющих оценить влияние технического уровня энергетического блока на финансово-экономические и инвестиционные показатели должна строиться на обстоятельном анализе конструкций энергетического оборудования и изменении его массогабаритных характеристик. Для создания таких инструментов в первую очередь необходимо выбрать объект исследования (тип энергоблока) и в первую очередь определить тип топлива.

В России большая часть потребности в электрической и тепловой энергии обеспечивается за счет эксплуатации тепловых электрических станций (ТЭС), использующих в качестве источника энергии органическое топливо – природный газ, энергетический уголь или мазут. Совокупность

ТЭС, работающих на различных видах органических топлив образует теплоэнергетическую отрасль – часть электроэнергетики России. В соответствии с рисунком 1.4, на котором представлена структура установленной мощности и выработки электрической энергии по типам электрических станций на 01.01.2016 г., на долю ТЭС приходится порядка 68,1 % всей установленной мощности электростанций национальной энергетики и 66 % всей выработанной электрической энергии [5]. В таблице 1.1 представлены данные по выработке электрической энергии в ЕЭС России за 2015 г. Таким образом, ТЭС обеспечивают порядка две трети всего объема потребности экономики страны в электроэнергии, что делает развитие данного вида электростанций важнейшей задачей развития энергетической отрасли.

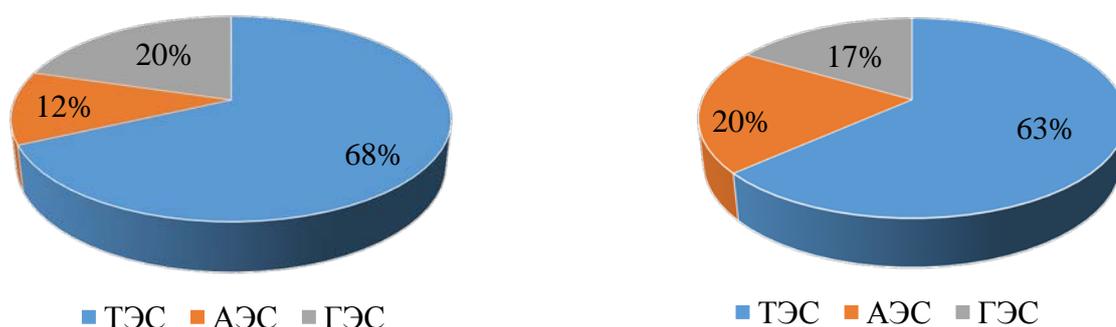


Рисунок 1.4 – Структура установленной мощности и выработки электрической энергии по типам электростанций за 2015 г.

Таблица 1.1 – Структура выработки электрической энергии электростанциями ЕЭС России

Тип электростанции	Выработка электроэнергии в 2015 г., млн кВт·ч	Выработка электроэнергии в 2014 г., млн кВт·ч	% к прошлому году	Коэффициент использования мощности
ТЭС	614126,7	621123,0	98,9	0,610
ГЭС	160170,5	167067,1	95,9	0,559
АЭС	194997,9	180255,2	108,2	0,968

Высокая доля тепловых электростанций в структуре установленной мощности, достигнутая в ходе исторического процесса развития отечественной энергетики, обусловлена совокупностью объективных факторов. Одним из наиболее существенных факторов являются большие запасы природных ископаемых, в том числе органических топлив, пригодных для использования в энергетических целях. Отличительной чертой теплоэнергетики России является значительная диспропорция потребления тепловыми электростанциями органических топлив, где для подавляющего большинства ТЭС проектным топливом является природный газ. На рисунке 1.5 представлена структура потребления ТЭС органических топлив. Согласно представленным данным на долю энергетического угля и мазута приходится всего 28 % всего топлива, потребляемого объектами тепловой генерации [6].



Рисунок 1.5 – Структура потребления органического топлива на ТЭС

Проблема сильной зависимости национальной экономики России от природного газа нашла отражение в ключевом документе, определяющем ориентиры развития энергетической отрасли – Энергетической стратегии России на период до 2030 года (далее – Стратегия). Опорным тезисом Стратегии является обеспечение энергетической безопасности страны. Согласно Стратегии, энергетическая безопасность – это состояние защищенности страны, общества, государства и экономики от угроз надежному топливно- и энергообеспечению. Эти угрозы определяются внешними (геополитическими, макроэкономическими, конъюнктурными) факторами, а также состоянием и функционированием энергетического сектора страны [7].

Энергетическая безопасность определяется тремя составляющими:

- ресурсная достаточность – физическая возможность бездефицитного обеспечения энерго-ресурсами национальной экономики и населения;
- экономическая доступность – рентабельность энергоснабжения при текущем уровне цен;
- экологическая и технологическая допустимость – возможность добычи, производства и потребления энергоресурсов в рамках существующих технологий и экологических ограничений, определяющих безопасность функционирования энергетических объектов.

С целью обеспечения ресурсной достаточности Стратегия предусматривает постепенное сокращение доли природного газа и увеличение доли угля в структуре потребления топлива электрическими станциями. Диверсификация топливно-энергетического баланса позволила бы эффективнее использовать имеющиеся запасы органических топлив и недопустить возникновения угрозы дефицита природного газа для покрытия энергетических нужд страны.

На рисунках 1.6 и 1.7 представлен прогноз поэтапного изменения структуры потребления органических топлив по минимальному и максимальному сценарию реализации Стратегии.

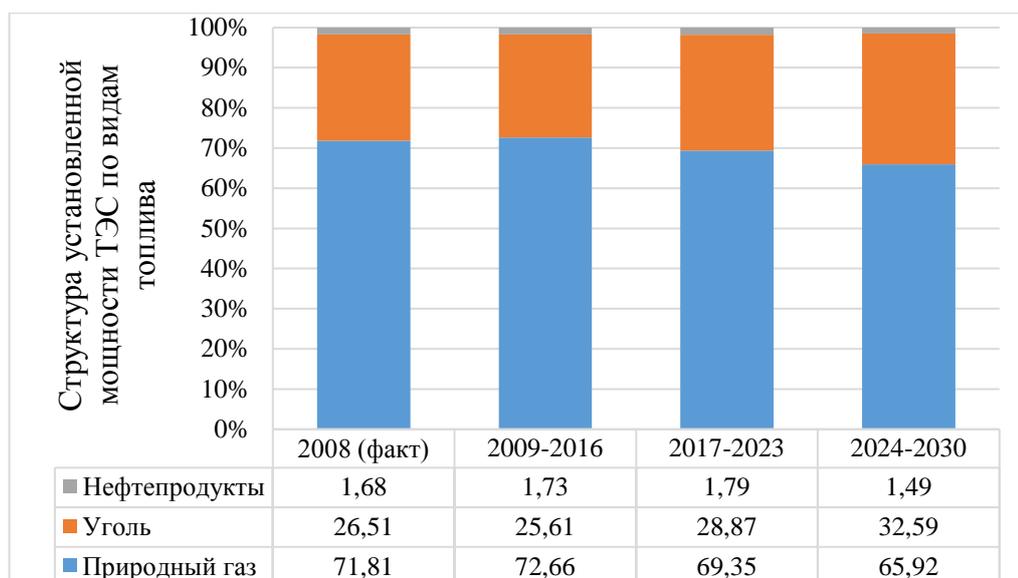


Рисунок 1.6 – Прогноз изменения структуры потребления органических топлив ТЭС по минимальному сценарию



Рисунок 1.7 – Прогноз изменения структуры потребления органических топлив ТЭС по максимальному сценарию

Однако стоит отметить, что поставленная цель на данный момент выполняется по минимальному сценарию и в отдельных случаях возникает обратная динамика – увеличение доли газовых электростанций в структуре установленной мощности, что вызвано рядом причин, в частности ограниченной пропускной способностью железнодорожных путей сообщения и более высоким качеством и удобством использования природного газа в энергетических установках по сравнению с углем при сопоставимом уровне цен на оба вида топлива. На рисунке 1.8 представлено

сравнение фактической структуры установленной мощности тепловых объектов генерации с прогнозными сценариями.

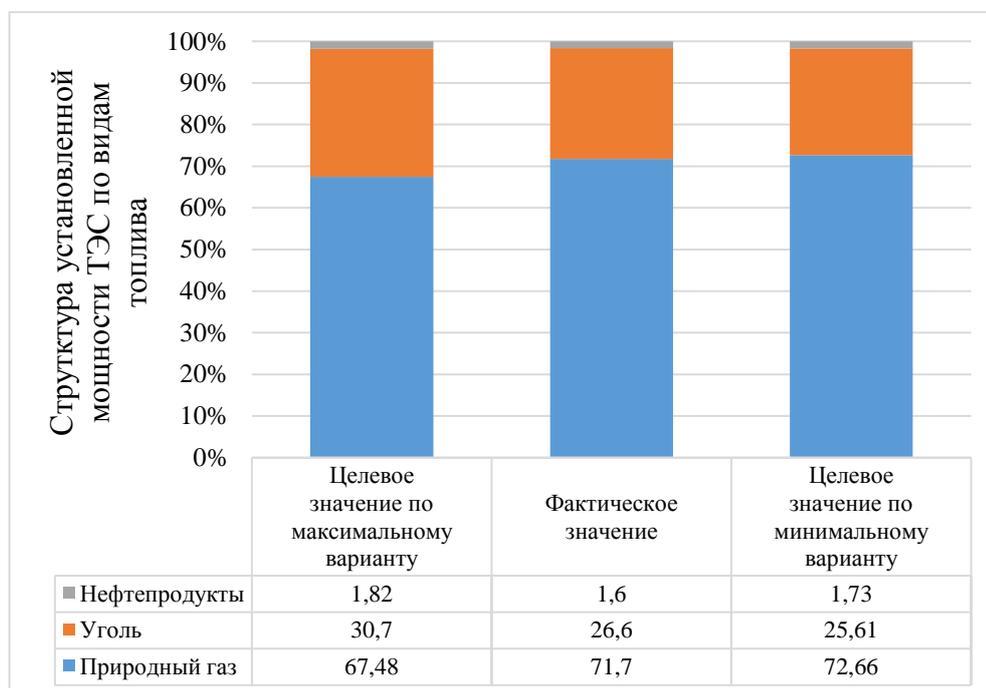


Рисунок 1.8 – Сравнение фактической структуры установленной мощности ТЭС с прогнозными структурами по максимальному и минимальному варианту

Однако необходимость увеличения в перспективе доли угольных электростанций в структуре установленной мощности ЕЭС обусловлена рядом объективных причин. Определяющим фактором, характеризующим необходимость увеличения доли угольной генерации в структуре топливно-энергетического баланса (ТЭБ), является соотношение между разведанными запасами различных видов энергетических топлив и скоростью их добычи и потребления. Согласно статистическим данным ВР (Statistical Review of World Energy 2016) в России разведанные запасы угля составляют 157010 млн т, а природного газа – 32,3 трлн м³ [8]. При существующих темпах потребления угольного топлива России хватит оценочно на 422 года, а природного газа – на 56,3 лет. Стоит также отметить, что, согласно проекту Энергетической стратегии России на период до 2035 года от 21.09.2016 г., к 2035 г. планируется увеличение внутреннего потребления природного газа в 1,24 раза и увеличение экспорта – в 1,26 раза (по минимальному сценарию) [9]. Также планируется и увеличение экспорта угольного топлива в 1,6 раза. Однако данное увеличение экспорта и потребления угля в меньшей степени угрожает энергетической безопасности страны в силу больших запасов, чем природного газа. Кроме того, актуальность развития технологий угольной генерации подтверждается большим количеством угольных ТЭС, расположенных в восточной части России. По данным СО ЕЭС на 01.01.2016 г. установленная мощность

ТЭС Объединенной энергетической системы (ОЭС) Сибири составляет 26,517 ГВт. Причем не менее 98 % установленной мощности приходится на угольные государственные районные электростанции (ГРЭС) и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ).

Другим приоритетом Стратегии является последовательное повышение эффективности функционирования электрических станций. К 2030 г. планируется достичь среднего значения КПД для угольных ТЭС – 41 %, при этом наиболее совершенные электростанции на угольном топливе должны иметь КПД по выработке электроэнергии – 49-51 %. [7] Для решения данной задачи требуется разработка и внедрение новых технологий угольной генерации.

Повышения КПД объектов угольной генерации возможно за счет использования двух технологий:

- дальнейшее повышение начальных параметров пара на паротурбинных энергоблоках;
- использование комбинированного цикла с внутрицикловой газификацией угля (ВЦГУ).

Технические и экономические аспекты применения данных технологий рассмотрены в разделе 1.2 настоящей диссертации.

1.2 Анализ перспектив использования высокоэффективных технологий выработки электроэнергии за счет использования угольного топлива

ПГУ с внутрицикловой газификацией угля.

Анализ развития теплоэнергетики в ЕС, России и США показывает, что газовая генерация развивается по пути постепенного перехода к парогазовым установкам как к способу наиболее эффективного использования дорогого природного газа в энергетических целях [10, 11, 12].

Парогазовые установки, как уже было сказано, представляют собой практическую реализацию бинарного цикла. Схема простейшей утилизационной ПГУ вместе с Q, t – диаграммой представлена на рисунке 1.9 [11].

Высокотемпературный подвод теплоты в ПГУ осуществляется в камере сгорания (КС) газотурбинной установки (ГТУ). Температура газов после камеры сгорания (на входе в газовую турбину) составляет обычно 1150-1300 °С, у наилучших образцов ГТУ температура газов на входе в газовую турбину (ГТ) может достигать 1400-1600 °С (ГТУ мощностью от 200 МВт, выпускаемых фирмами General Electric, Mitsubishi, Siemens) [13].

После расширения в газовой турбине газы имеют температуру 540-630 °С. Теплота уходящих газов в котле-утилизаторе передается в паровой цикл, что позволяет снизить температуру уходящих газов до 80-90 °С. В утилизационных ПГУ вся теплота, используемая в паросиловой части, сообщается от уходящих газов. Тепловой схемы ПГУ могут быть одно-, двух- или трехконтурные

в зависимости от модели используемой газотурбинной установки (на тепловую схему паротурбинного цикла влияет расход и температура газов на выходе из ГТУ). Вне зависимости от числа контуров в котле-утилизаторе происходит последовательный нагрев рабочей среды в экономайзере, испарителе и пароперегревателе от температуры питательной воды до параметров пара высокого, низкого или среднего давления.

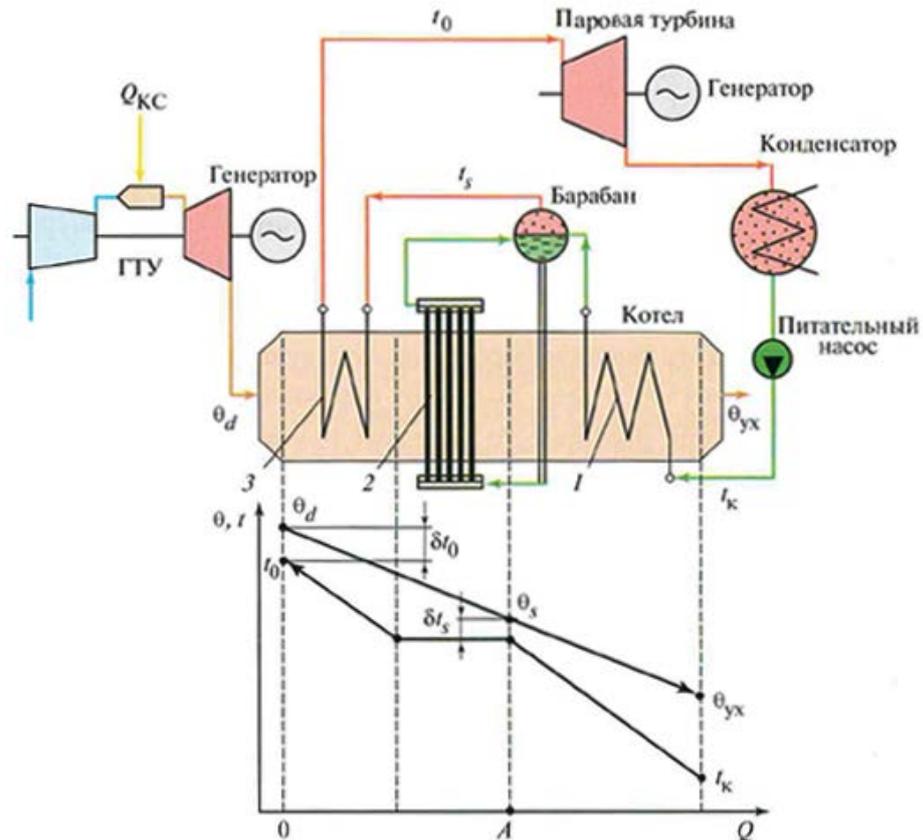
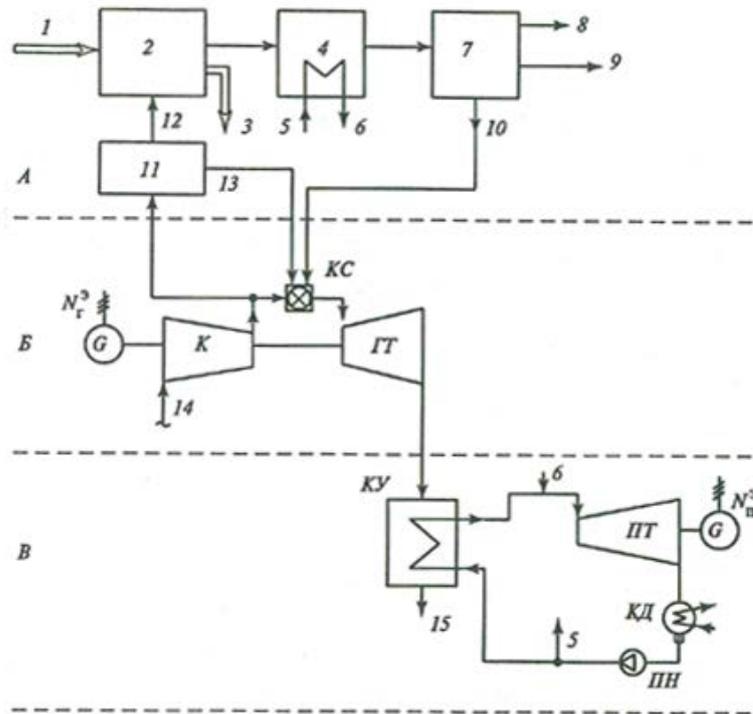


Рисунок 1.9 – Схема простейшей утилизационной ПГУ, совмещенная с Q, t – диаграммой котла-утилизатора

Парогазовые технологии могут использовать в качестве топлива не только газообразное или жидкое топливо, в частности природный газ, но и функционировать исключительно за счет сжигания угольного топлива. С 80-х гг. XX века ведутся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по разработке и созданию ПГУ с внутрицикловой газификацией угля. Технологический процесс выработки электрической энергии в таких установках состоит из трех стадий: размельчение угольных кусков и газификация угольной пыли с помощью газификатора с последующей очисткой генераторного газа от частиц золы и серы, сжигание полученного синтез-газа в ГТУ и утилизация теплоты уходящих газов в паровом цикле. Таким образом, по сравнению с классической ПГУ добавляется стадия по подготовке газообразного топлива из угля [10].

Простейшая схема ПГУ с ВЦГУ представлена на рисунке 1.10.



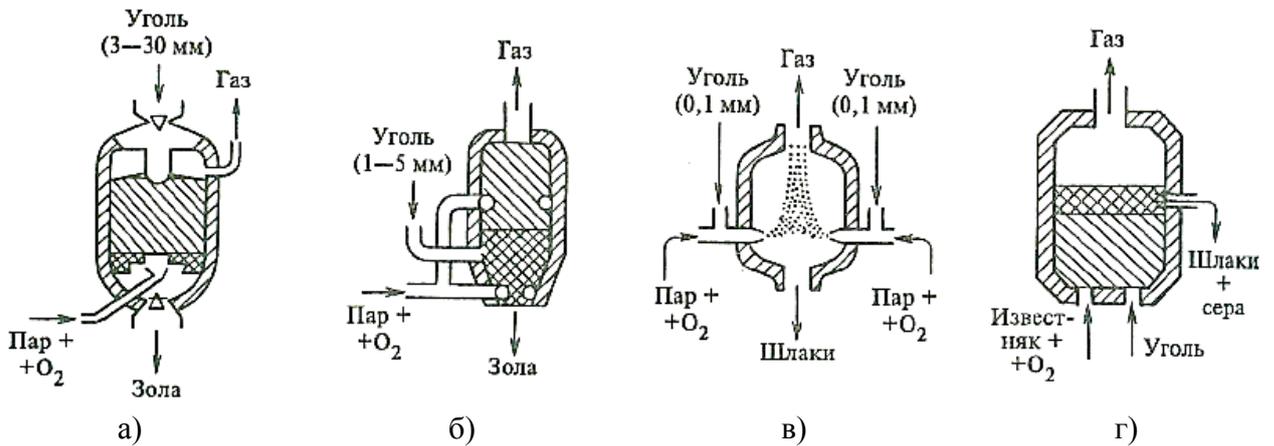
А – секция газификации угля и получения синтетического газа; Б – секция ГТУ; В – секция паросиловой установки: 1 – подача измельченного угля; 2 – газогенератор; 3 – удаление шлака; 4 – газоохладитель газогенератора; 5 – питательная вода; 6 – пар; 7 – газоочистка; 8 – элементарная сера; 9 – пыль; 10 – очищенный синтетический газ; 11 – установка расщепления воздуха; 12 – O_2 ; 13 – N_2 ; 14 – воздух; 15 – выходные газы в дымовую трубу

Рисунок 1.10 – Простейшая схема ПГУ с ВЦГУ

Измельченный уголь 1 поступает в газогенератор 2. Для осуществления процесса газификации необходим кислород, который поступает из установки получения кислорода 11, в которую поступает воздух после сжатия в компрессоре (К). Генераторный газ из газификатора 2 попадает в газоохладитель 4, где происходит его охлаждение питательной водой парового цикла. Далее охлажденный газ попадает в установку газоочистки, где удаляется зола 9 и сера 8. После очистки полученный синтез-газ направляется в камеру сгорания ГТУ. Далее процесс производства электрической энергии идентичен обычной утилизационной ПГУ.

Процесс газификации происходит в реакторах-газификаторах или газогенераторах, где за счет протекания химической реакции неполного термического разложения угля получается генераторный газ, который преимущественно состоит из монооксида углерода CO и водорода H_2 .

Различные варианты технологических схем газификации угля представлены на рисунке 1.11.



а) – газификация в неподвижном слое 800-1000 °С, 1-4 МПа;

б) – газификация в кипящем слое 800-1000 °С, 1-2,5 МПа;

в) – газификация летучим потоком угольной пыли 1500-1900 °С, 1-4 МПа;

г) – газификация с использованием теплоты реакции через теплообменник 1500 °С, 0,1-0,3 МПа

Рисунок 1.11 – Технологические схемы газификации угля

Выбор конкретной технологии газификации угля зависит от вида топлива и его теплотехнических характеристик. Наиболее распространенными способами являются: газификация в неподвижном слое (рисунок 1.11, а) и газификация в кипящем слое (рисунок 1.11, б) [14].

Для осуществления термического разложения угля необходимо подавать в газогенератор кислород O_2 и водяной пар H_2O . Для получения в необходимых количествах кислорода используют установки разделения воздуха на кислород и азот. Обычно в основе функционирования данных установок лежит криогенная ректификация или мембранная технология. Процесс получения кислорода, как правило, интегрирован в цикл, что усложняет технологическую схему, увеличивает затраты на собственные нужды и удорожает установку.

ПГУ с ВЦГУ имеет еще один существенный недостаток. Теплотворная способность синтез-газа, полученного из угольного топлива, всегда меньше теплоты сгорания природного газа. Соответственно, для обеспечения заданной тепловой мощности требуется подавать в камеру сгорания больше топлива, что приводит к увеличению объемов газов и росту необходимого для сжигания объема воздуха. Данное обстоятельство приводит к увеличению линейных габаритов ГТУ и повышает ее стоимость.

ПГУ с ВЦГУ в силу значительных затрат на собственные нужды имеют относительно ПГУ, работающих на природном газе, сниженный КПД нетто, который составляет примерно 41-45 % [15]. В настоящее время в мире существует несколько работающих ПГУ с ВЦГУ. В таблице 1.2 приведены некоторые их характеристики [16].

Доля затрат энергии на собственные нужды таких объектов генерации значительна и в зависимости от состава оборудования технологической схемы (наличие интегрированной системы приготовления кислорода) может варьироваться от 5 % на электростанции Vresova в Чехии до 12,3 % на ТЭС Puertollano в Испании [15].

Таблица 1.2 – Характеристики промышленных ПГУ в ВЦГУ

Проект	Страна	Технология газификации	Электрическая мощность, МВт	КПД нетто, %	Год пуска
ТЭС Buggenum	Нидерланды	Газификация угольной пыли под давлением 2,5 МВт	225	41,3	1994
ТЭС Polk	США	Газификатор Техасо на воздушном дутье	250	33	1996
Элкогаз	Испания	Метод Prenflow	317	42,7	1997
SUV/EGT	Чехия	Сухая зола, лурги	350	–	1997
Lakeland Water/DOE	США	ACFBCC	260	45	2007

Строительство ПГУ с ВЦГУ требует значительных капитальных вложений. Помимо обычного для классической утилизационной ПГУ энергетического оборудования (ГТУ, паротурбинной установки (ПТУ) и котла-утилизатора) в случае организации внутрицикловой газификации потребуется возвести систему подготовки угольной пыли, газификатор, установку для получения кислорода, а также компрессоры, необходимые для функционирования технологических установок, в которых осуществляется газификация угля. В результате конфигурирование технологии комбинированного цикла для использования твердого топлива значительно усложняет технологическую установку, что приводит к снижению эффективности ее использования и значительным капитальным затратам на строительство. Согласно докладу «Стоимостные и эксплуатационные данные для различных технологий генерации» (Cost and performance data for power generation technologies, 2012), подготовленному компанией Black & Veatch для Национальной лаборатории возобновляемой энергетики (NREL), расположенной в США, удельные капитальные вложения в строительство ПГУ с ВЦГУ составляют 4000 \$/кВт [17]. При этом в оценке структуры затрат на производство электрической энергии для ТЭС с установленной мощностью 400 МВт постоянные издержки составляют около 45,5 %.

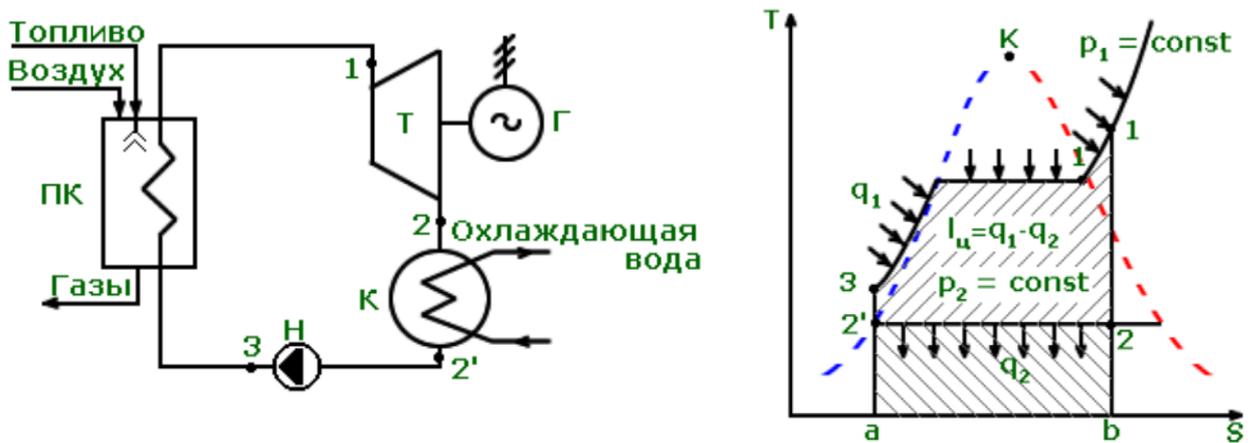
Таким образом, ПГУ с ВЦГУ имеют КПД нетто, сопоставимый с угольными паротурбинными энергоблоками на суперсверхкритические параметры пара, но при этом они значительно дороже (по разным оценкам в 1,8-2,2 раза), что делает строительство ПГУ с ВЦГУ экономически нецелесообразным способом производства электрической энергии за счет использования уголь-

ного топлива. Косвенным подтверждением отсутствия необходимости в дальнейших исследовательских и инженерных работах в данном направлении является небольшое количество эксплуатируемых энергетических объектов, использующих данную технологию. Пик строительства ТЭС данного типа пришелся на период 1994-2000 гг. [16].

Высокотемпературные паротурбинные энергоблоки.

Наиболее распространенным типом электростанций, использующих в качестве топлива уголь, являются, как известно, паротурбинные ТЭС, в основе принципа действия которых заложен термодинамический цикл Ренкина.

Рассмотрим простую тепловую схему паротурбинного цикла, представленную на рисунке 1.12.



Н – питательный насос; ПК – паровой котел; Т – паровая турбина; К – конденсационная установка; Г – электрогенератор

Рисунок 1.12 – Принципиальная тепловая схема и T, s – диаграмма паротурбинного цикла

Подвод теплоты в цикле осуществляется в котельном агрегате при постоянном давлении (на T, s – диаграмме процесс 3-1), где происходит повышение температуры и теплосодержания рабочей среды. При этом энтальпия меняется от $h_{п.в.}$ (энтальпия питательной воды) до h_0 (энтальпия свежего пара). В свою очередь отвод теплоты реализован в конденсационной установке, в которой при постоянном давлении происходит конденсация водяного пара и энтальпия теплоносителя меняется от $h_к$ до $h_к'$. Термический КПД паротурбинного цикла без промежуточного перегрева пара может быть определен с помощью соотношения (1.1) [18]:

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{п.в.}) - (h_к - h_к')}{(h_0 - h_{п.в.})}. \quad (1.1)$$

где h_0 – энтальпия свежего пара, кДж/кг;

$h_{п.в.}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

h_k – энтальпия пара на выходе из паровой турбины, кДж/кг;

h'_k – энтальпия конденсата перед конденсатным насосом, кДж/кг.

Согласно формуле (1.1) повысить термический КПД паротурбинного цикла можно, увеличив располагаемую работу цикла $((h_0 - h_{п.в.}) - (h_k - h'_k))$, при этом рост количества подведенной теплоты в цикл должно вырасти в меньшей степени.

Термодинамически это может быть реализовано за счет увеличения энтальпии свежего пара h_0 путем, как правило, совместного увеличения температуры t_0 и давления P_0 свежего пара. В результате увеличивается полезная работа при неизменных потерях теплоты при конденсации пара (при постоянном давлении в конденсаторе).

Другим способом увеличения полезной работы является снижение теплосодержания пара в конце процесса расширения в проточной части турбины, что достигается уменьшением давления пара в конденсационной установке P_k .

Таким образом, существует три способа существенного повышения термического КПД паротурбинного цикла [18, 19]:

- повышение давления свежего пара P_0 ;
- повышение температуры свежего пара t_0 ;
- снижение давления в конденсаторе P_k .

Снижение давления пара в конденсаторе ограничено начальной температурой охлаждающего теплоносителя, которая соответствует температуре окружающей среды. То есть, давление в конденсаторе – параметр, определяемый окружающей средой, и поэтому он не может рассматриваться как способ повышения эффективности ТЭС. Вакуум в конденсаторе в зависимости от времени года в умеренном климате варьируется в диапазоне 3,5-6 кПа. Для проведения дальнейших исследований тепловых схем и конструкций энергетического оборудования в качестве фиксированного параметра будет использоваться давление в конденсаторе, равное 5 кПа.

Анализ имеющихся в открытом доступе источников научной литературы по данному вопросу позволяет сформировать оценку эффективности реализации каждого способа по повышению КПД цикла. Влияние изменения ключевых термодинамических параметров на КПД энергоблока представлены в таблице 1.3 [20].

Таблица 1.3 – Эффективность мероприятий по повышению экономичности паротурбинных энергоблоков

Мероприятие	Относительное повышение КПД
Повышение температуры свежего пара	0,02 % / 1°C
Повышение давления свежего пара	0,1 % / 1 МПа
Повышение температуры промежуточного перегрева	0,15 % / 1°C
Реализация второго промежуточного перегрева пара	1,2 %
Снижение давления в конденсаторе	1 % / 1 кПа
Повышение температуры питательной воды	0,02 % / 1°C

Анализ истории развития [21, 22] тепловых электростанций позволяет сделать вывод о том, что в течение всего XX века растущий спрос на электроэнергию покрывался как за счет количественного роста (увеличение единичной мощности энергоблоков и их числа), так и благодаря качественным изменениям в технологиях генерации (повышение ее эффективности). На рисунке 1.13 представлен тренд повышения начальных параметров пара на ТЭС в Японии.

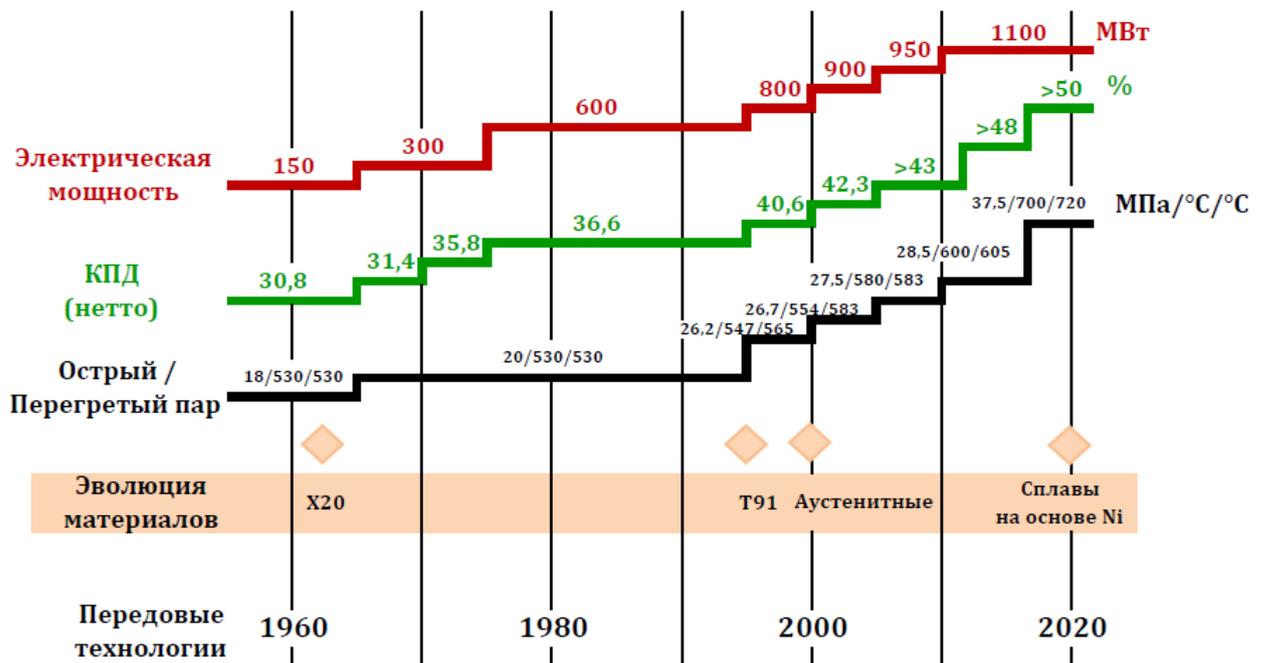


Рисунок 1.13 – Тренд повышения начальных параметров пара на ТЭС, построенных в Японии

На рисунке 1.14 представлен график роста совокупной установленной мощности угольных ТЭС.

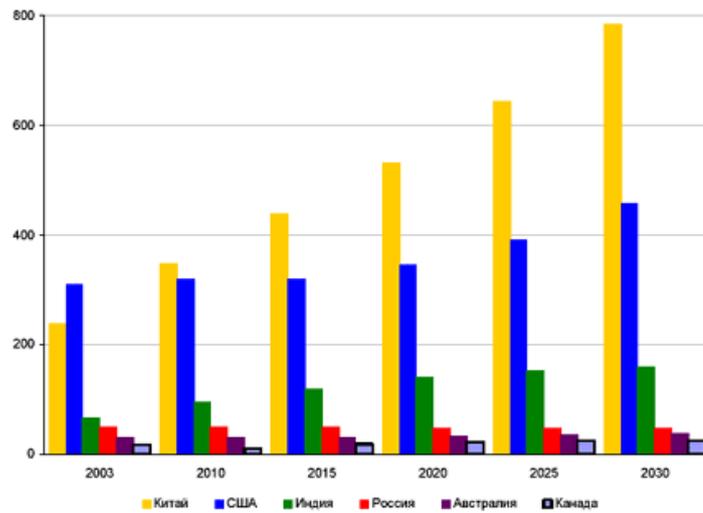


Рисунок 1.14 – Динамика роста установленной мощности угольных ТЭС [1, 21]

В середине прошлого века в промышленно развитых странах начались разработки энергоблоков на высокие параметры пара (с температурой свежего пара до $650\text{ }^{\circ}\text{C}$). Вслед за советскими энергетиками, которые в 1949 г. ввели в эксплуатацию первый в мире котел на давление 30 МПа и температуру пара $600\text{ }^{\circ}\text{C}$, американские специалисты приступили к разработке мощного энергетического блока на суперсверхкритические параметры пара. В результате, в США в 1954 г. была построена первая электростанция на суперсверхкритические параметры пара: $P_0 = 35,8$ МПа, $t_0 = 648\text{ }^{\circ}\text{C}$, с двукратным перегревом пара: $t_{\text{пп}} = 565/565\text{ }^{\circ}\text{C}$, которая известна как Эддистоун-1 [23]. В силу значительных технических трудностей, связанных с обеспечением надежности функционирования энергетического оборудования при повышенных параметрах пара, в то время дальнейшее развитие ни американские, ни советские разработки не получили. Однако полученный опыт стал основой для разработки энергоблоков на более низкие – сверхкритические параметры (СКП): $P_0 = 23,5$ МПа, $t_0 = 540\text{ }^{\circ}\text{C}$.

С начала 60-х годов XX века в СССР начался быстрый переход от докритических параметров (13 МПа, $540\text{ }^{\circ}\text{C} / 540\text{ }^{\circ}\text{C}$) к сверхкритическим (СКП – 23,5 МПа, $540\text{ }^{\circ}\text{C} / 540\text{ }^{\circ}\text{C}$), который к концу 80-х годов обеспечил СССР опыт освоения и эксплуатации энергоблоков на СКП пара больший, чем в какой-либо другой стране. Переход к энергоблокам на СКП пара происходил в упорной борьбе мнений: и тогда, и даже сейчас имеются убежденные противники энергоблоков СКП, хотя опыт энергетики всего мира показал целесообразность их использования.

Бурный рост числа сооружаемых энергоблоков на сверхкритические параметры пара в США пришелся на 70-е годы XX века. В общей сложности их было построено более 160 единиц суммарной мощностью 86 ГВт, что составляло 15 % общей мощности электростанций, работающих на органическом топливе. Мощность энергоблоков составляла от 300 до 1100 МВт. Большинство

из них (73 %) работало на угле. Однократным перегревом пара были оборудованы 84 % энергоблоков, 16 % – двукратным перегревом. Только на четырех энергоблоках температура свежего пара составляла 566 °С, на всех остальных (кроме энергоблока № 1 ТЭС Эддистоун) – 538 °С. Еще на 18 из них температура промежуточного перегрева (ПП) достигала 566 °С. Большинство энергоблоков на СКП пара работало в базовой части графика нагрузок [24].

Массовый ввод энергоблоков на СКП пара в промышленную эксплуатацию в индустриально продвинутых странах начался в конце 1950-х – начале 1960-х гг., приобретая со временем все больший масштаб и распространяясь на все большее количество стран. По состоянию на 2014 г., во всем мире находились генерирующие объекты на СКП пара с совокупной мощностью 452 ГВт. Если на начальной стадии ведущую роль в создании и освоении блоков на СКП пара играли США и СССР (по состоянию на конец 1991 г. в США и в СССР работало соответственно 155 и 232 энергоблока на СКП пара суммарной мощностью 106,2 и 79,4 ГВт), то с начала 1990-х гг. в силу различных обстоятельств разработка и ввод новых блоков на СКП пара в этих странах прекратились (так же как, впрочем, в Италии и Великобритании), и они утратили свое ведущее положение [25, 26, 27, 28, 29].

Снижение темпов ввода энергоблоков на СКП пара в 1980-1990 гг. объясняется тем, что, во-первых, опыт начального периода эксплуатации энергоблоков на СКП пара с прямоточными котлами показал, что их коэффициент готовности несколько ниже, чем у энергоблоков с барабанными котлами, рассчитанными на докритические параметры; во-вторых, совершенствование технологии добычи угля позволило несколько снизить цены на топливо (рисунок 1.15) [20, 30, 31]. Конкурентоспособность энергоблоков на высокие параметры несколько уменьшилась в силу их высокой стоимости. Все это привело к тому, что в 1990-е гг. США утратили ведущие позиции в части создания ТЭС на сверхкритические параметры пара.

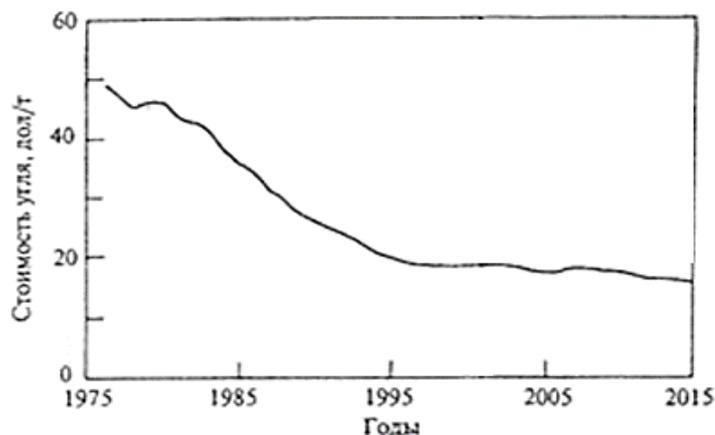


Рисунок 1.15 – Динамика средней цены угля в США (на месте добычи)

Начиная с 1990-х гг., основной вектор развития в теплоэнергетике задавали Япония и Германия. В 2000-е гг. к ним присоединились Южная Корея и Китай, причем если еще до недавнего времени на новых сооружаемых электростанциях там устанавливалось исключительно импортное оборудование западноевропейских, японских и американских фирм, то теперь это оборудование уже самостоятельно производится на корейских и китайских заводах, хотя и в основном по зарубежным лицензиям.

Ситуация в США стала меняться только в последние годы. Среди причин, заставивших американских энергетиков изменить свое отношение к разработке энергоблоков с повышенными параметрами пара, можно отметить следующие:

- анализ работы 162 энергоблоков СКП показал, что после начального периода эксплуатации они по показателям надежности и готовности достигли (а в некоторых случаях даже превзошли) энергоблоки докритического давления; их экономичность в среднем оказалась на 3 % выше по сравнению с энергоблоками на докритическое давление (16,5 МПа, 538/538 °С); отсутствие барабана и других толстостенных элементов у прямоточных котлов энергоблоков СКП привело к снижению на 15-20 % времени, необходимого для пуска из холодного состояния;

- цены на угольное топливо выросли на 25 % и к началу 2004 г. достигли абсолютного максимума за последние 25 лет [31];

- появились новые марки сталей с содержанием хрома 9 и 12 % (P91, P92 и P122), что решило вопрос надежной работы высокотемпературных элементов котлов, рассчитанных на температуру пара до 570 °С. В настоящее время ведутся активные работы по созданию материалов, способных обеспечить надежную работу энергетического оборудования при температуре пара 700-720 °С [32].

Одним из важнейших стимулов для перехода к повышенным параметрам пара явились новые требования к снижению выбросов токсичных (NO_x и SO_2) и парниковых (CO_2) газов в атмосферу. Повышение КПД энергоблоков снижает удельный расход топлива на 1 кВт·ч, а, следовательно, уменьшает объем выбрасываемых в атмосферу продуктов сгорания.

В сложившихся обстоятельствах в мире вновь возрос интерес к увеличению КПД тепловых электростанций. Из 172 энергоблоков на ССКП пара, введенных с начала 1998 г., 70 энергоблоков находятся в Китае, 31 – в Европе, 19 – в Японии, 15 – в Южной Корее, 23 – в других странах Юго-Восточной Азии и в Австралии, 14 – в США и Канаде. Возобновляется сооружение и осуществляется кардинальная реконструкция ранее введенных энергоблоков на СКП пара в Дании, Италии, Великобритании, Греции, на Тайване. Первые энергоблоки на СКП пара введены в таких странах, как Финляндия, Тайланд, Канада, Австралия, Индия, Нидерланды, Польша, Мексика и др. При этом в Австралии и в Индии ввод энергоблоков на СКП пара приобретает достаточно массовый характер.

Для энергоблоков на СКП пара «нового поколения» начала этого века характерны относительно умеренные значения давления свежего пара – на уровне 240-270 бар. В качестве характерного примера можно назвать реконструкцию трех энергоблоков 660 МВт итальянской ТЭС Torrealdaliga Nord. Они отработали расчетный ресурс и фактически сооружены заново с сохранением ранее принятого давления свежего пара 240 бар, но с повышением температур свежего и вторично пара до 600/610 °С. Точно так же, практически все введенные в последние годы японские энергоблоки с начальной температурой пара вплоть до 600-610 °С, работают с давлением свежего пара 240-250 бар [25]. Такой подход позволяет без значительных потерь в эффективности энергоблока снизить стоимость энергетического оборудования за счет сокращения толщин стенок главных паропроводов, труб поверхностей нагрева, корпусов паровой турбины.

Параллельно с широким внедрением энергоблоков на СКП пара, было начато освоение опытно-промышленных блоков с суперсверхкритическими параметрами – $P_0 = 26-31$ МПа, $t_0 = 570-620$ °С. В начале 1990-х гг., на японской ТЭС Kawagoe были построены два блока мощностью по 700 МВт с параметрами пара 310 бар, 566/566/566 °С (двукратный промежуточный перегрев пара). Предполагалось, что дальнейшее развитие паротурбинных энергоблоков будет идти в основном в направлении развития энергоблоков на ССКП пара с двукратным промежуточным перегревом при одновременном росте и давления, и температуры пара. Однако применение двукратного промежуточного перегрева не получило массового распространения в силу значительного усложнения схемы и конструкций энергетического оборудования, а также в силу роста общей длины главных паропроводов, что в результате значительно увеличивает капитальные вложения в строительство энергоблока при сравнительно небольшом приросте КПД – 1,2-1,5 %. В качестве примера энергоблока на ССКП пара с двукратным перегревом можно также привести датский энергоблок Avedøge 2 мощностью 390 МВт с параметрами пара 300 бар, 580/600/600 °С.

Что касается температур свежего и вторично перегретого пара, то при отсутствии в конкретной стране опыта эксплуатации энергоблоков на СКП пара первые вводимые энергоблоки этого типа, как правило, проектируются на умеренные, ранее освоенные температуры пара 538-566 °С. Это, в частности, касается Австралии, Индии, стран Юго-Восточной Азии и Центральной Америки. Так, первые энергоблоки на СКП пара, сооруженные в Китае в первое десятилетие их освоения, то есть в 1992-2002 гг., проектировались на давление пара 240-242 бар и температуры 540-566 °С. Аналогично первая серия южнокорейских энергоблоков 500 МВт проектировалась на параметры пара 249 бар, 538/538 °С, и первый блок на СКП пара, сооруженный фирмой Hitachi в Канаде (блок Genesee 3 мощностью 495 МВт, введен в эксплуатацию в 2005 г.), также спроектирован на умеренные параметры пара – 251 бар, 570/568 °С, притом, что фирма Hitachi к тому времени уже имела достаточно обширный опыт проектирования и освоения энергоблоков с температурами пара 600/610 °С.

По мере накопления опыта эксплуатации блоков на СКП пара происходит повышение уровня температур пара для новых вводимых блоков. Различие состоит лишь в степени консервативности в реализации этого процесса – длительности этапа накопления опыта и скорости темпов повышения температур пара. Так, в Южной Корее после ввода серии энергоблоков на СКП пара 500 МВт с параметрами пара 249 бар, 538/538 °С последовало повышение температур пара до 566/566 °С, а затем до 566/593 °С (блоки мощностью 500 МВт и 800 МВт). Аналогично в Китае за серией блоков с температурами пара 540 °С последовали блоки с температурами пара 566/566 °С и затем – 600/600 °С. По данным Международного энергетического агентства на 2014 г. совокупная установленная мощность энергоблоков на ССКП пара составила 208 ГВт. В таблице 1.4 приведены основные технические характеристики наиболее экономичных высокотемпературных энергоблоков [34].

Таблица 1.4 – Основные технические характеристики наиболее экономичных угольных высокотемпературных энергоблоков

№ энергоблока п/п	Страна и электростанция	Год ввода в эксплуатацию	Топливо	Температура свежего пара и пара промежуточных перегревов $t_0/t_{п.п1}/t_{п.п2}$, °С	Начальное давление, МПа	Температура питательной воды, °С	Электрическая мощность, МВт	Давление в конденсаторе, кПа	КПД энергоблока нетто, %
1	США, Эддистоун-1	1954	уголь	648/565/565	35,9	–	325	–	–
2	США, Авон-8	1955	уголь	594/564	25,5	–	215	–	–
3	США, Дреклоу-12	1960	уголь	594/568	24,7	–	375	–	–
4	США, Фило-6	1965	уголь	621/566/538	32,3	–	125	–	–
5	Россия, Каширская ГРЭС,	1966	уголь	650/565	29,4	–	100	–	–
6	Япония, Вакамацу	1968	уголь	593/593/593	31,0	–	50	–	–
7, 8	Дания, Струдstrup 3 и 4 Япония	1984-1985	уголь	540/540	25,0	261	350	2,1	41-42
9	Япония, Матсура 1	1990	уголь	540/540	25,0	–	1000	–	–
10	Дания, Финсваеркерг 7	1991	уголь	540/540	25,4	279	350		44,5
11	Дания, Фунен 7	1991	уголь	540/540	25,0	280	350	2,7	43,5
12	Япония, Хекинен 2	1992	уголь	538/566	25,0		700	–	–
13	Германия, Шгаудингер 5	1992	уголь	545/562	26,2	270	550	3,8	43
14	Дания, Эсбьерг 3	1992	уголь	562/560	25,0	275	350	2,3	45,3
15	Дания, Фесткрафт 3	1992	уголь	558/560	24,6	275	417	2,3	45,3
16	Япония, Хекинен 3	1993	уголь	538/565	24,1	–	700	4,5	–
17	Нидерланды, Хемвег 8	1994	уголь	535/563	25,0	292	680	3,4	44,1

Продолжение таблицы 1.4

18	Германия, Любек	1995	уголь	580/560	27,5	–	400	–	45,7
19	Германия, Росток	1995	уголь	545/562	25,0	270	509 (550)	3,4	42,5
20	Германия, Боксберг 4	1997	уголь	545/560	25,0	300	800	4,6	40,8
21	Германия, Шварце-Пумпе	1997	уголь	547/565	25,2	270	740	3,4	40
22, 23	Дания, Скербек 1 и 2 (Конвой)	1997	газ	582/580/580	29,5	298	395	2,3	47
24	Дания, Альборг	1997	уголь	580/580/600	28,5	300	400	2,35	49
25	Япония, Матсура 2	1998	уголь	593/593/593	25,6	–	1000	–	45
26	Дания, Норд-джилланд (Конвой)	1998	уголь	582/580/580	29,5	–	385	–	49
27	Германия, Гесслер	1998	уголь	580/600	27,5	301	740	3,6	45,4
28	Германия, Липпендорф	1999	уголь	554/580	26,7	271	934	3,8	42,8
29	Германия, Боксберг 2		уголь	541/560	24,3	270	808	4,2	41,25
30	Германия, Франкен 2		уголь	570/590	22,3	275	601	3,3	–
31	Германия, Бексбах 2		уголь	575/595/–	25,0	290	750	–	46,3
32	Дания	проект	уголь	580/600/–	28,5	310	375	2,8	–
33	США	2000 проект	уголь	593/593/593	31,0	318	400	–	41,2
34	США	проекты	уголь	593/593/593	30,9	304	700	6,5	
35		EPRI	уголь	593/593/593	32,6	321	360	8,5	41,94
36		после 2005 г.	уголь	610/610/630	32,5	340	–	–	–
37	Япония, Нохира 2	–	–	566/593	24,1	–	600	–	–
38	Япония,	проект	–	566/593	24,6	–	1000	–	–
39	Германия, Боксберг	2000	лигнит	545/581	26,6	–	907	–	42,7
40	Германия, WEAG,	Проект	лигнит	600/620	30,0	–	–	–	49,4
41	Дания, Амагер	1989		545/545	24,5	275	250	3,7	42
42	Дания, Аведоре	1990	газ	545/545	24,5	275	250	3,7	42
43	Бухта Татибана 1	2000	–	566/593	24,1	–	700	–	–
44	Бухта Татибана 2	2001	–	600/610	25,0	–	1050	–	–
45	Рэйхоку 1	1995	–	566/566	24,1	–	700	–	–
46	Рэйхоку 2	2001	–	593/593	24,1	–	700	–	–
47	Хариномати 1	1997	–	566/593	24,5	–	1000	–	–
48	Хариномати 2	1998	–	600/600	24,5	–	1000	–	–
49	Япония, Нанао-Оота 2	1998	–	600/600	24,5	–	740	–	–
50	Япония, Цуруга 2	2000	–	593/593	24,1	–	700	–	–
51	Япония, Тачибанаван	–	–	600/610	25,0	–	1050	–	44
52	Япония, Харамачи	–	–	570/595	25,4	–	1000	–	

Продолжение таблицы 1.4

53	Япония, Изого	–	–	600/610	25,0	–	600	–	
54	Япония, Карита	–	–	566/593	24,6	–	360	–	44

Повышение КПД угольных электростанций в будущем также планируется осуществлять за счет увеличения начальных давления и температуры пара. Следующим уровнем технологии производства электроэнергии на угольных ТЭС являются электростанции с ультрасверхкритическими параметрами пара. Давление и температура пара на таких ТЭС должна достигать значений 32-35 МПа и 700-760 °С соответственно. Дополнительный рост параметров свежего пара, приводит, как известно, к повышению термодинамической эффективности тепловой схемы и повышает экономичность энергоблока в целом. Согласно оценкам специалистов, переход от ССКП к УСКП пара позволит в среднем повысить КПД энергоблока брутто на 2-2,5 % [35, 36]. Оценка основных энергетических показателей энергоблоков с различными комбинациями начальных параметров пара представлена в таблице 1.5 [34].

Таблица 1.5 – Оценка энергетических показателей ТЭС с различным уровнем параметров свежего и перегретого пара

Параметры	Тип станции / топливо / паровой цикл / параметры пара			
	уголь	уголь	уголь	уголь
	докритический	сверхкритический	суперсверхкритический	ультрасверхкритический (AD700)
	180 бар 540 °С 540 °С	250 бар 560 °С 560 °С	300 бар 600 °С 620 °С	350 бар 700 °С 700 °С
Номинальная мощность, МВт	500	500	500	500
Собственные нужды, МВт	42	42	44	43
Мощность на выходе, МВт	458	458	456	457
Номинальный КПД брутто, %	43,9	45,9	47,6	49,9
КПД нетто, %	40,2	42,0	43,4	45,6
Эмиссии углерода, т/ч	381	364	352	335
Удельные эмиссии, т/МВт·ч	0,83	0,80	0,77	0,73

В силу отсутствия экономически доступных материалов, способных выдерживать большую нагрузку (давление 32-35 МПа) в условиях высоких температур (700-760 °С), на сегодняшний день в мире не существует электростанций на УСКП пара. Однако в США, ЕС, Японии, Китае и России ведутся активные работы по созданию научно-технического задела, необходимого для введения в промышленную эксплуатацию ТЭС на УСКП пара. В рамках научно-исследовательских проектов производится оценка возможности применения существующих технических ре-

шений в новом высокотемпературном энергетическом оборудовании, а также разработка и экспериментальные исследования новых конструкций и компоновочных решений. Целевые значения основных технических характеристик высокотемпературного энергоблока-прототипа в соответствии с исследовательскими проектами различных стран представлены в таблице 1.6 [37].

Таблица 1.6 – Перечень проектов по разработке технологий энергоблока на УСКП пара

Страна	Название проекта	Начальная температура пара / температура после промпрегрева, t_0 , °C	Начальное давление, P_0 , МПа	КПД, %	Установленная мощность, МВт
ЕС	NextGenPower, COMTES 700	700/720	35-39	> 50	400-1000
США	Advanced Ultra Supercritical Power Plant	760	35	45-47	400-1000
Япония	A-USC Technology Development Project	700/720	35-39	46-48	400-1000
Китай	National 700 °C USC Coal-Fired Power Generation Technology Innovation Consortium	700/720	35	> 50	–
Россия	Создание и освоение угольных энергоблоков на УСКП	700/720	35	51-53	–

Существующая разница в целевых значениях начальных параметров пара, приведенных в таблице 1.6, объясняется различиями в подходах к проектированию энергетического оборудования и опыте, накопленном научными школами стран-лидеров в сфере энергетического машиностроения.

Исследования, направленные на создание новых сталей и сплавов, способных выдерживать давление 37,5-38 МПа при температурах 700-730 °C, выполняются в рамках двух крупных программ: U.S. Program on Materials Technology for Ultrasupercritical Coal-Fired Boilers [38], выполняемой EPRI, и AD 700, осуществляемой в ЕС [39].

Конечным результатом выполнения данных программ должны стать химические составы и технологии изготовления новых аустенитных марок сталей с высокой долей содержания никеля для каждого узла или детали энергетического оборудования, работающей в условиях больших нагрузок и высоких температур.

Стоит отметить, что существующие марки сталей и сплавы, в основном используемые в газотурбостроении, позволяют создать паротурбинный энергоблок на ультрасверхкритические параметры пара и обеспечить функционирование основного энергетического оборудования в условиях высоких температур и нагрузок. Но эксплуатационные характеристики такого энергоблока будут невысоки, поскольку отечественные аустенитные марки стали, содержащие большое количество никеля, такие как ХН35ВТЮ, ХН77ТЮР, ХН62МВКЮ и 12Н8Г8МФБ, рассчитаны на использование в энергетическом оборудовании (газотурбинных установках) с более низким ресурсом, составляющим 100000-120000 часов, по сравнению с паровыми турбинами, где этот показатель должен быть не ниже 200000 часов [40]. Также отсутствуют данные результатов испытаний на длительную прочность (200000 ч.) в условиях высоких температур (700-800 °С), и экспериментально не изучен процесс развития ползучести в данных марках сталей. Однако несмотря на существующий дефицит данных, оценка масс деталей перспективного энергетического оборудования на УСКП пара может быть произведена за счет использования коэффициентов запаса прочности.

Сравнение высокотемпературной паротурбинной технологии с ПГУ с ВЦГУ показывает, что уже при параметрах пара 30 МПа / 600 °С / 620 °С классические (паротурбинные) ТЭС имеют значение КПД нетто, сопоставимое со средней эффективностью бинарного цикла, функционирующего на угольном топливе. При этом по имеющимся экономическим оценкам удельные капитальные вложения в создание высокотемпературных энергоблоков на ССКП пара (без системы улавливания и захоронения CO₂) составляют 1900-2200 \$/кВт [38], что, как и отмечалось ранее, примерно в 2-2,1 раза ниже, чем у альтернативной технологии. При этом стоит учитывать, что ПГУ проектируют на ресурс работы 200000-250000 часов, что значительно больше, чем аналогичный показатель у ГТУ, где он редко превышает 120000 часов. Указанное обстоятельство подтверждает целесообразность развития угольной генерации в направлении совершенствования паротурбинной технологии путем повышения начальных параметров пара.

Однако дальнейшее повышение эффективности паротурбинных энергоблоков, осуществляемое за счет роста начальных параметров пара, требует разработки новых жаропрочных и жаростойких сталей, способных выдерживать значительные статические и динамические нагрузки в условиях работы в высокотемпературной (700-760 °С) паровой и газовой среде и характеризующихся экономической доступностью. Увеличение доли высоколегированных жаропрочных сталей в структуре металлозатрат существенно увеличивает стоимость энергоблока. На данный момент в научной литературе приведено множество оценок удельных капитальных вложений на строительство ТЭС на УСКП пара, которые колеблются в интервале значений 2200-3100 \$/кВт [37, 42, 43]. Большой разброс значений и низкая достоверность представленных данных не позволяет провести оценку экономической целесообразности строительства высокотемпературных

энергоблоков на УСКП пара, что обуславливает необходимость разработки моделей, позволяющих на основе детального анализа конструкций энергетического оборудования сформировать оценки стоимости создания основного энергетического оборудования и энергоблока в целом.

Переход к ультрасверхкритическим параметрам пара актуализирует пересмотр конструкций основного энергетического оборудования в целях обеспечения необходимого уровня надежности и эксплуатационного ресурса, а также в целях снижения расхода дорогостоящих жаропрочных сталей, что является существенным фактором снижения стоимости высокотемпературных технологий и повышения их конкурентоспособности.

Обстоятельный анализ характеристик существующих марок сталей и сплавов представлен в следующем разделе настоящей диссертации.

1.3 Анализ сталей и сплавов, используемых для создания высокотемпературного энергетического оборудования

Основными расчетными критериями, определяющими выбор материала для котельного и турбинного оборудования, предназначенного для работы при повышенных температурах, в соответствии с действующей на территории России отраслевой нормативной документацией (в т.ч. ПБ 10-573-03 и ПБ 10-574-03) являются уровень длительной прочности и предел ползучести (на 1 % деформации) за ресурс 100000 и 200000 часов при рабочих температурах.

При этом материал должен обладать высокой пластичностью и вязкостью, удовлетворительной коррозионной стойкостью в пароводяной среде и среде продуктов сгорания топлива (для поверхностей нагрева), высокой технологичностью в условиях металлургического и машиностроительного производств (при выплавке, ковке, горячей деформации, сварке и термообработке).

Для толстостенных элементов оборудования (коллекторов, паропроводов, роторов турбин и т.п.) также важен необходимый уровень вязкости основного металла и сварных соединений для предотвращения опасности хрупких разрушений в условиях пусков оборудования и проведения гидроиспытаний.

В отдельных случаях необходимо учитывать специфические условия работы материалов, вызывающие потребность в расширении требований оценки соответствующих свойств как стали, так и ее сварных соединений: при циклических нагрузках – оценку циклической прочности, при активном воздействии среды – оценку коррозионно-механической прочности и др.

Целенаправленные работы по созданию жаропрочных материалов для котельного, паропроводного и турбинного оборудования ведутся за рубежом (в США, Европе, Японии, Китае, Индии

и Корея) [44, 45, 46, 47, 48, 49] в рамках реализации государственных целевых программ, направленных на разработку технических и технологических решений для создания блоков УСКП. Итогом данных мероприятий должно стать создание к 2020 г. демонстрационных блоков с рабочими параметрами пара в интервале температур от 700 до 760 °С и давлений от 32 до 35 МПа, КПД не менее 48-49 % и высокими экологическими показателями [50].

В реализацию указанных программ вовлечены ведущие научно-исследовательские, проектные, металлургические и энергомашиностроительные компании мира, среди которых можно выделить Alstom Power (США, Франция), Siemens (Германия, Франция), EPRI (Исследовательский институт электроэнергетики, США), IEA (Международное агентство по энергетике, Великобритания), Vallourec (Германия, Франция), CSM (Центр исследования материалов, Италия), Babcock & Wilcox (США), Foster Wheeler (Швейцария), Riley Power (США), Oak Ridge National Lab (Национальная лаборатория Оак Ридж, США), BOHLER Edelstahl GmbH & Co KG (Германия) и другие.

Анализ сталей и сплавов, используемых для создания высокотемпературных котельных агрегатов.

Рассматривая стали и сплавы, используемые в энергомашиностроении, в первую очередь стоит разделить их на две группы по принципу применимости либо в котлостроении, либо в турбостроении. Различное теплотехническое назначение оборудования определяет условия его эксплуатации и, следовательно, материалы, из которых оно изготовлено.

Так, котельный агрегат – теплотехническое устройство, в котором осуществляется сжигание углеводородного топлива и передача посредством теплообмена теплоты от продуктов сгорания рабочей среде теплового цикла, не имеет подвижных частей, динамические нагрузки в поверхностях нагрева невелики. Однако в котельном агрегате происходят процессы горения разнообразных топлив, сопровождающиеся образованием большого числа химических соединений, а также образованием твердых частиц. В совокупности с имеющейся в газовом тракте котла неравномерностью температурных полей взаимодействие металла поверхностей нагрева котла с полными, неполными оксидами и минеральными веществами, содержащимися в топливе, приводит к возникновению коррозии и эрозии металла, что с течением времени разрушает стенки труб и увеличивает эксплуатационные затраты на ремонт.

Ключевым физическим свойством сталей, используемых при создании энергетического оборудования на повышенные параметры пара, является жаропрочность и жаростойкость. Жаропрочность – способность материала выдерживать механические нагрузки без существенной деформации и разрушения при повышенных температурах. Жаростойкость (окалиностойкость) – способность металла противостоять химическому разрушению поверхности под воздействием окислительной среды при высоких температурах. Необходимые физико-химические свойства

стали могут быть получены путем формирования различных структур кристаллической решетки стали (феррит, перлит, мартенсит, аустенит) и добавления легирующих добавок. В зависимости от полученной кристаллической решетки, состава легирующих элементов и технологии изготовления стали достаточно сильно меняются физические свойства стали, такие как: долговременная прочность, предел ползучести, жаропрочность, жаростойкость, свариваемость и прочие.

В котельных установках применяют стали и сплавы с разнообразной кристаллической структурой, содержащие в себе разнообразные легирующие добавки, призванные повысить эксплуатационные свойства агрегата. При переходе к высокотемпературным энергоблокам все реже применяют стали, имеющие чисто ферритную кристаллическую решетку, что является следствием их низкой прочности и теплостойкости. Такие стали не способны длительное время (более 100000 часов) работать при температурах более 440 °С и в условиях ползучести. Для создания поверхностей нагрева, работающих в зоне температур до 580 °С и в условиях высокого давления, применяются стали перлитного класса. Разнообразные марки перлитной стали содержат в себе 4-5 % легирующих добавок, среди которых основными являются молибден, хром, кремний, алюминий. Использование молибдена в качестве легирующей добавки повышает длительную прочность и сопротивление ползучести. Хром, кремний и алюминий повышают окислительную стойкость стали за счет образования на поверхности металла защитных оксидных пленок Cr_2O_3 , SiO_2 , Al_2O_3 , изолирующих основной металл от контакта с агрессивной газовой средой. Стали перлитного класса нельзя отнести к группе жаропрочных сталей, поскольку, несмотря на имеющуюся способность сопротивляться окислению и коррозионному разрушению, данный класс сталей уступает по предельной температуре эксплуатации аустенитным сталям. В связи с этим стали перлитного класса относятся к теплостойким [51].

Сегодня широкое применение получили низколегированные стали перлитного класса 15ХМ, 12МХ, 12Х1МФ и 15Х1МФ. Обычно из таких сталей изготавливают коллекторы и трубы пароперегревателей, а также трубы экранов верхней радиационной части (ВРЧ) котлов на СКП пара.

Повышение температуры и давления пара, диктуемое желанием повысить электрический КПД энергоблока, обусловило необходимость разработки новых сталей и сплавов, которые способны обеспечивать нормальную работу котельной установки при температурах до 700-720 °С. Изготовить сталь с требуемыми свойствами по сопротивлению высокотемпературной коррозии, способной не разрушаться и не деформироваться в ходе длительной эксплуатации, на сегодняшний день возможно благодаря использованию аустенитной структурной основы и внедрению большого количества легирующих добавок. Стали, способные нести нагрузку при температурах 600 °С и выше, как правило, являются высоколегированными и имеют аустенитную кристаллическую структуру.

В аустенитных сталях основными легирующими добавками являются хром и никель. Массовая доля последнего в составе стали может достигать 60-70 %. Основное назначение никеля как легирующей добавки состоит в повышении способности к образованию аустенитной структуры, хром, в свою очередь, обеспечивает высокую коррозионную стойкость. Важным параметром аустенитной стали, влияющим на чистоту аустенитной структуры, является соотношение между массовой долей никеля и хрома. С увеличением значения соотношения растет аустенитная составляющая микроструктуры стали. В состав стали также включают титан и ниобий, являющихся элементами-стабилизаторами, предотвращающих внутрикристаллическую коррозию – одну из причин возникновения трещин. Большая доля легирующих добавок, в особенности никеля, делает аустенитные стали крайне дорогими. По сравнению со сталями ферритного класса стоимость аустенитных больше в несколько десятков раз. Именно это обстоятельство делает энергоблоки на ССКП и УСКП пара крайне дорогими объектами генерации. На рисунке 1.16 представлен график изменения цен на марки сталей, используемых в энергетическом машиностроении, с повышением температуры свежего пара, составленный на основе данных компаний ООО «Стальмаш», ООО «Дилмет», ООО «Челябснабметалл», «УралМеталлЭнерго», ООО «Металлотрейд», ООО «Первая стальная Урала» [52, 53, 54, 55].

Наиболее распространены в котлостроении аустенитными марками стали являются 12X18Н9Т, 08X16Н9М2, 09X14Н19В2БР. Из аустенитных сталей изготавливают трубы и коллекторы пароперегревателей, экранов и других элементов котла, работающих при высоких температурах.

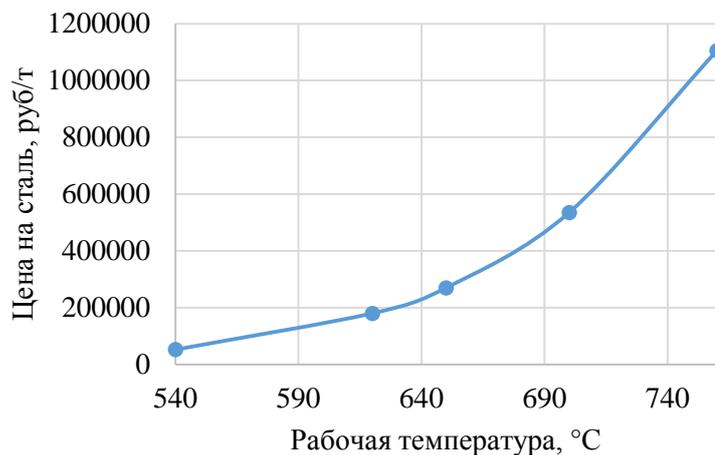


Рисунок 1.16 – Изменение средней цены на различные марки стали при повышении начальных параметров пара

Основных недостатков у аустенитных сталей два – высокая цена и склонность к образованию трещин при одновременном воздействии нагрузки и коррозионной среды. Для устранения дан-

ных недостатков была разработана безникелевая сталь с мартенситной или мартенситно-ферритной микроструктурой. Наличие в составе стали 11-13 % хрома, молибдена, вольфрама и ванадия позволяет обеспечить удовлетворительную жаропрочность и жаростойкость. Предельная температура для таких сталей составляет 600-650 °С [56]. Отсутствие высокой склонности к трещинообразованию и относительно невысокая цена делают данный класс стали очень привлекательным для использования в котлах на ССКП пара.

Как говорилось ранее, повышение параметров пара влечет за собой увеличение доли дорогих высоколегированных сталей, что приводит к значительному росту стоимости основного энергетического оборудования. Для иллюстрации данной закономерности на рисунке 1.17 [35] приведена оценка изменения структуры металла поверхностей нагрева котла с ростом начальных параметров пара.

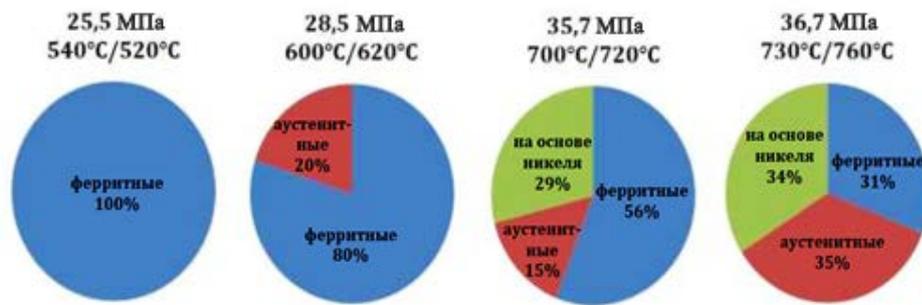


Рисунок 1.17 – Оценка изменения структуры металла поверхностей нагрева котла с ростом начальных параметров пара

В абсолютных величинах стоимость трубы из жаропрочного никелевого сплава находится на уровне 55-110 долл. США/кг [56]. Детали, изготовленные из этих сплавов для работы при характерных для УСКП температурах и давлениях, получаются толстостенными, а значит тяжелыми и дорогими. Показательной является оценка стоимости металла паропроводов свежего пара, температура которого достигает 700-760 °С. Надежная транспортировка пара от котла к турбине может быть обеспечена только за счет изготовления паропровода целиком из дорогостоящей стали на никелевой основе. Поэтому изменение суммы затрат на изготовление паропровода острого пара наиболее явно демонстрирует рост затрат на изготовление частей энергетического оборудования, работающих в условиях высоких температур и характеризует изменение стоимости всего энергетического оборудования, вызванное повышением основных термодинамических параметров тепловой схемы ТЭС. На рисунке 1.18 представлена диаграмма, отражающая зависимость изменения стоимости паропровода свежего пара от температуры пара для разных марок сталей.

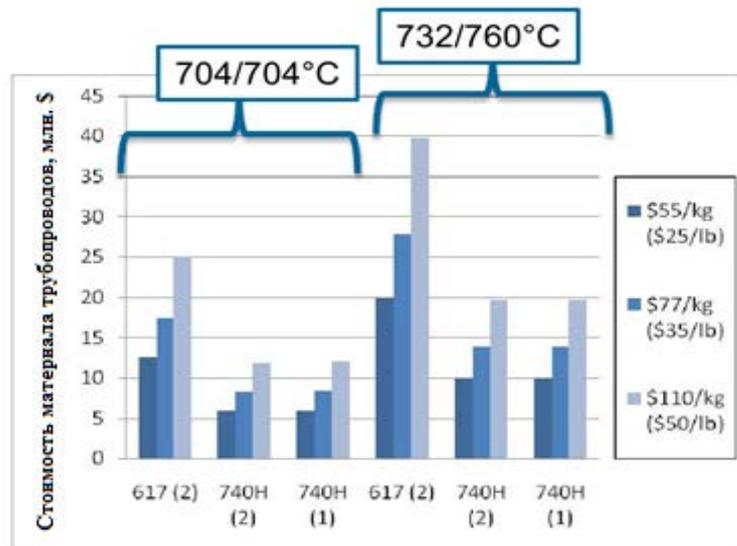


Рисунок 1.18 – Изменение стоимости паропровода свежего пара от температуры пара для разных марок сталей

Оптимизация стоимостных параметров высокотемпературных энергоблоков состоит в том числе в выборе материала для изготовления деталей конструкций энергетического оборудования. Выбор металла может оказывать влияние на весовые и стоимостные характеристики деталей и узлов энергетического оборудования влияние с трех сторон:

– увеличение температуры пара приводит к необходимости применения более качественных высоколегированных сталей, цена которых в соответствии с рисунком 1.16 может быть значительно выше. Цена на аустенитную сталь на никелевой основе и углеродистую сталь может отличаться в 38-42 раза [57].

– переход на другую марку стали при повышении температуры пара сопровождается изменением предела длительной прочности, значение которого у жаропрочных сталей с большим содержанием никеля при той же температуре может оказаться выше, чем у более дешевых материалов. На рисунке 1.19 представлено изменение предела длительной прочности сталей различных классов при повышении температуры пара.

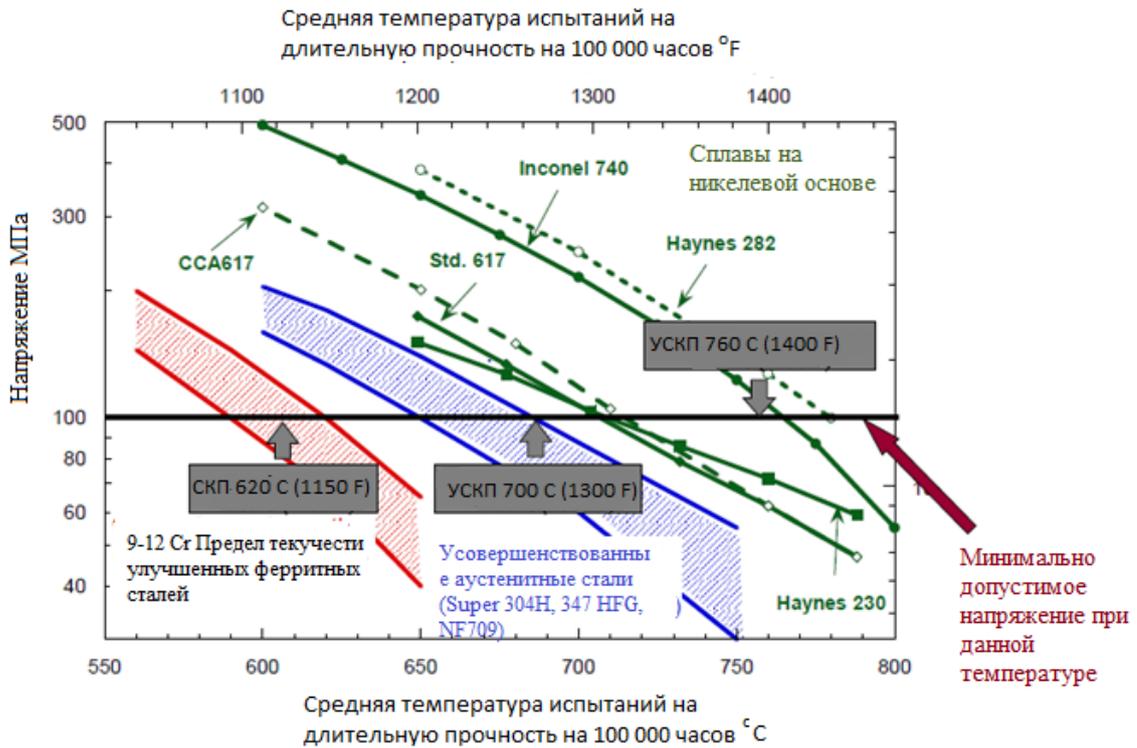
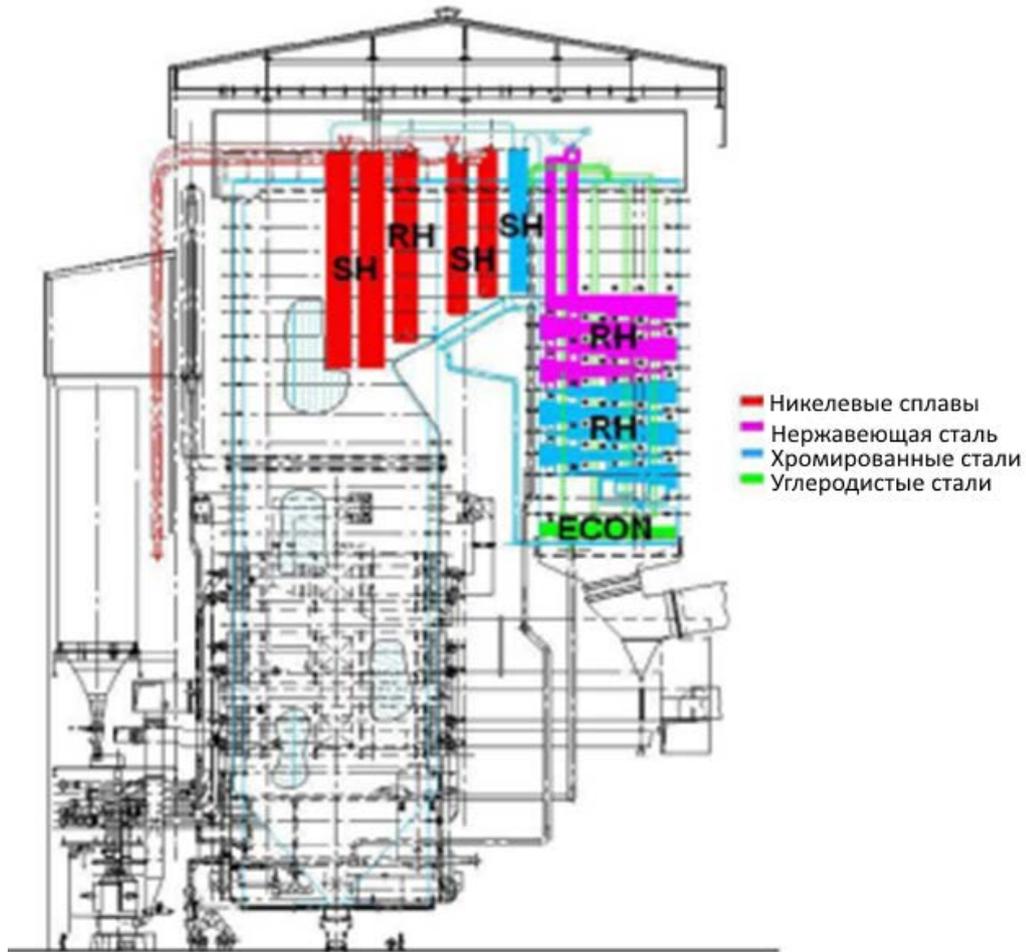


Рисунок 1.19 – Изменение предела длительной прочности сталей различных классов при повышении рабочей температуры

– плотность аустенитных сталей с большим содержанием никеля выше, чем сталей мартенситного и перлитного класса. Так, у сплава ХН70ВМЮТ (содержание никеля – около 70 %) плотность равна 8600 кг/м^3 , в то время как у среднелегированных сталей мартенситного класса таких, как 25Х1М1Ф или 15Х1М1Ф (содержание никеля – 0,25 %) составляет $7800\text{--}7850 \text{ кг/м}^3$ [58].

Совместное изменение перечисленных трех факторов во многом определяет изменение стоимостных характеристик высокотемпературных энергоблоков. В рамках настоящего исследования была выполнена задача по системному анализу характера влияния данных трех факторов на стоимость основного энергетического оборудования.

К настоящему моменту различными энергомашиностроительными фирмами были предложены эскизы конструкций новых энергетических котлов на ультравысокие параметры пара. Компанией Alstom Power была предложена схема использования сталей различных классов для изготовления поверхностей нагрева котельного агрегата П-образной компоновки на параметры пара $35 \text{ МПа} / 730 \text{ }^\circ\text{C} / 760 \text{ }^\circ\text{C}$. Эскиз конструктивного облика котельного агрегата представлен на рисунке 1.20.



Econ – экономайзер; RH – пароперегревательные поверхности; SH – испарительные поверхности

Рисунок 1.20 – Эскиз конструктивного облика котельного агрегата на УСКП пара компании Alstom Power

Среди материалов, которые потенциально могут быть использованы для создания новых энергетических котлов на УСКП пара в части изготовления высокотемпературных поверхностей нагрева (отмечены красным на рисунке 1.20) выделяют следующие сплавы: Inconel 617, Inconel 740H, HCM 12, HR 120, HR6W [58]. Максимальная рабочая температура данных материалов должна составлять 760 °С. Разработка химических составов и технологий изготовления сплавов ведется в рамках международных научно-исследовательских программ AD 700, COMTES 700, MARCKO 700, активное участие в которых принимают ведущие энергомашиностроительные фирмы.

На текущий момент данные программы находятся в стадии проведения натурных испытаний на экспериментальных ТЭС. Так, на тепловой электрической станции Amager были установлены опытные панели из сплава 617 и стали HCM 12 (рисунок 1.21). Обе панели, представляющие

собой оребренные змеевики, располагаются в верхней части на фронтальной стене топочной камеры. В Дании (ТЭС Esbjerg) была изготовлена испытательная панель из змеевиков, рассчитанных на температуру 720 °С [58]. В рамках проекта MARCKO DE2 в г. Штутгарте специалистами Alstom Power были проведены работы по сварке трубопровода с большой толщиной стенки из сплава 617.

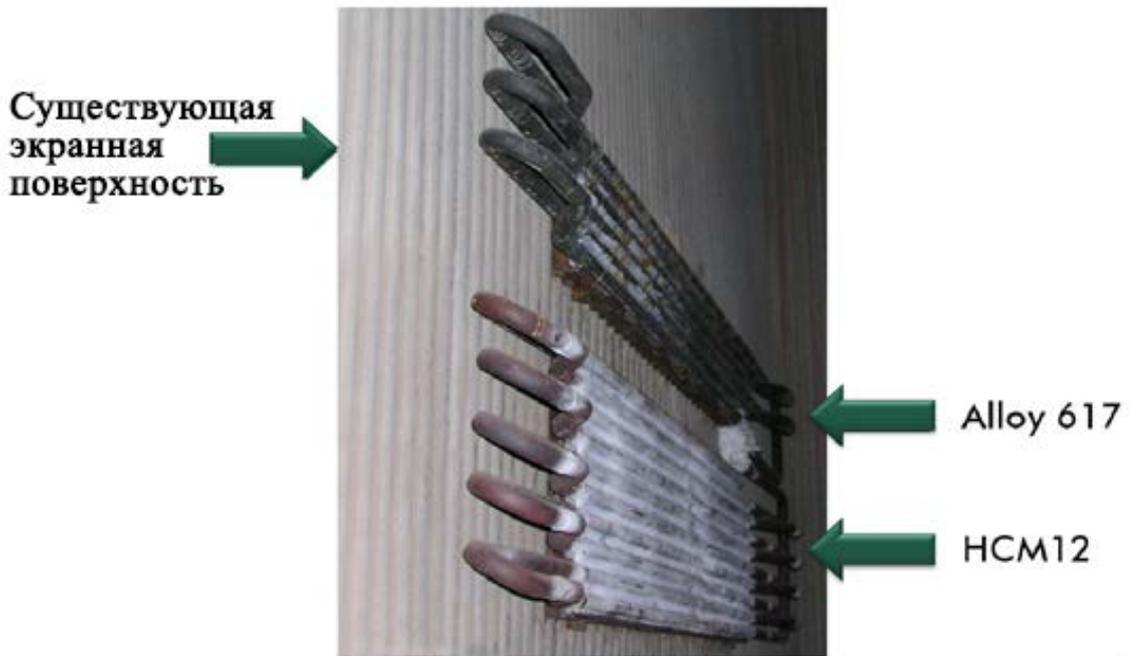


Рисунок 1.21 – Опытная панель из стали 617 (сверху) и стали HCM 12 (снизу)

Анализ результатов выполнения научных программ позволяет сделать следующие выводы по выбору конструкционных материалов для блока мощностью 400 МВт:

- при параметрах пара 25 МПа / 540 / 560 °С все поверхности нагрева могут быть выполнены из ферритных и перлитных сталей;
- при параметрах 28 МПа / 600 / 620 °С соотношение между ферритными/перлитными/мартенситными и аустенитными сталями должно составлять 80 и 20 % соответственно;
- при параметрах 36 МПа / 700 / 720 °С для котла с однократным промперегревом потребуется 60 % ферритных/перлитных/мартенситных сталей, 24 % аустенитных сталей и 16 % никелевых сплавов.

Анализ сталей и сплавов, используемых в высокотемпературных паровых турбинах

Паровая турбина (ПТ) состоит из множества деталей и узлов, которые при заданных начальных параметрах пара и мощности, имеют разные условия эксплуатации. Конструкция паровой турбины подразумевает наличие неподвижных (корпус, обоймы диафрагм, диафрагмы, сопловые

решетки, система парораспределения и т.д.) и подвижных частей (ротор, рабочие лопатки, бандажи, надбандажные уплотнения). Особенностью функционирования паровых турбин являются значительные динамические нагрузки, возникающие в процессе истечения пара в турбине. Вектор усилий, воздействующий на отдельные элементы паровых турбин, в частности на рабочие лопатки, с заданной периодичностью меняет угол приложения. Важным требованием, предъявляемым к элементам ПТ, испытывающим динамические нагрузки, является сопротивление многоциклового усталости [59, 60].

В проточной части паровой турбины происходит процесс расширения пара, в результате которого снижается потенциальная энергия рабочей среды и падают давление и температура пара. По мере расширения пара в паровой турбине требования по жаропрочности и жаростойкости снижаются, и становится возможным применение более дешевых сталей. По процентному содержанию высоколегированных сталей ключевым является цилиндр высокого давления (ЦВД), куда свежий пар направляется из котельной установки, и цилиндр среднего давления (ЦСД), параметры пара на входе в который соответствуют параметрам пара на выходе из промежуточного перегрева. Именно поэтому с ростом начальных параметров пара наибольшие конструктивные изменения претерпевают детали этих двух частей ПТ.

Наиболее ответственной частью паротурбинной установки являются рабочие лопатки. Совокупность рабочих лопаток, установленных на диск, образуют рабочую решетку, которая состоит из рабочих каналов, сформированных профилями рабочих лопаток. Условия эксплуатации рабочих лопаток крайне тяжелые. В ходе процесса истечения пара в проточной части на лопатку оказывает воздействие три вида сил. Во-первых, окружная сила, создающая полезный крутящий момент на валу турбины, изгибает лопатку в плоскости диска. Во-вторых, разница давлений пара до и после рабочей решетки создает изгибающую распределенную нагрузку в направлении оси турбины. В ЦВД и ЦСД эта составляющая нагрузки на рабочие лопатки является определяющей. В-третьих, высокая частота вращения ротора турбины создает напряжения растяжения, стремящиеся вырвать лопатку из диска. Значительные центробежные силы являются фактором, ограничивающим высоту последней лопатки цилиндра низкого давления (ЦНД) и мощность паровой турбины в целом.

Тяжелые условия работы в совокупности с высокими температурами пара исключают применение в качестве материала рабочей лопатки углеродистой стали ферритного класса. Наиболее распространенными для ПТ на СКП пара являются стали 12X13, 20X13 для температур 450-500 °С и 15X11МФ для лопаток, работающих при более высоких температурах. Состав данных сталей отличается большим содержанием хрома 12-14 %, что обеспечивает высокую коррозионную

стойкость. Важным свойством сталей данных марок является высокая демпфирующая способность. При температурах пара 600 °С и выше могут быть применены аустенитные стали 09X14N19B2BP1, 20X23N18, 08X15H24B4TP с содержанием никеля 18-25 % [61].

Другим ответственным элементом паровых турбин является валопровод. Поскольку рабочие лопатки жестко закреплены на дисках ротора и представляют единую конструкцию, то крутящие моменты, возникающие в отдельных рабочих лопатках, суммируются и передаются на ротор, к которому подключен генератор. Частота вращения ротора турбины и вала электрогенератора в нормальных условиях одинакова и составляет 3000 об/мин, однако в аварийной ситуации, в случае, например, возникновения короткого замыкания в генераторе, крутящий момент может возрасти в 4-6 раз, что создаст колоссальные нагрузки скручивания.

Поскольку вал турбины вращается с высокой частотой, а масса дисков и рабочих лопаток, жестко сцепленных с валом, велика, то на него действуют значительные центробежные нагрузки. Значительные механические нагрузки в совокупности с высокими температурами пара определяют высокие требования к сталям, из которых изготавливают роторы турбин. Свойства сталей не должны допускать возникновения в ходе эксплуатации трещин длительной прочности, а также не допускается увеличение радиальных размеров вала. Таким образом, для изготовления роторов турбин используются высокопрочные стали, легированные хромом, молибденом, ванадием, никелем. Для выпуска освоенных промышленностью турбоустановок на СКП пара при изготовлении роторов применяют сталь P2MA, обладающую высокой сопротивляемостью ползучести. Для насадных дисков сборных роторов применяют сталь 34XНЗМ, имеющую в составе 3-3,5 % никеля для получения более качественной однородной микроструктуры. Более дешевым аналогом данной стали является сталь 35X1H2Ф.

Неподвижной частью паровой турбины является статор. Статор включает в себя неподвижные детали цилиндров: внутренний и внешний корпусы, обоймы диафрагм, диафрагмы, сегменты концевых уплотнений, корпусы подшипников.

Основная нагрузка, которую несет статор турбины – разница между давлением пара и атмосферным давлением. Такая нагрузка по своему характеру является статической. Среди требований к материалам статора особо стоит выделить жаропрочность, высокую сопротивляемость ползучести и жесткость. В полной мере данным требованиям отвечает высоколегированная сталь мартенситно-ферритного класса 15X1M1ФЛ, применяемая при изготовлении внутренних корпусов и 20XMФЛ или 20XMЛ – для производства внешних корпусов ЦВД и ЦСД, где имеют место наиболее высокие давление и температура пара.

Особое внимание уделяют материалам крепежных элементов (шпилек, болтов и гаек). Критически важным свойством, которым должен обладать крепеж паровых турбин, является низкая склонность к трещинообразованию, высокая сопротивляемость ползучести и жаропрочность.

Для крепежей, действующих в условиях температур 510-535 °С, наиболее часто применяют сталь 25Х2МФ или 25Х1МФ.

Для создания паровых турбин, работающих в составе энергоблоков на ССКП пара (30 МПа / 620 °С) требуются улучшенные жаропрочные стали с содержанием хрома 9-12 %. В отличие от стандартных 12 % хромистых сталей, улучшенные стали легируются дополнительно ниобием и вольфрамом, в них уменьшается в 2 раза содержание углерода и молибдена. Такие стали разработаны в Японии и в рамках европейской программы COST как для поволоков роторов, так и для литых элементов арматуры.

Наибольших успехов в разработке новых жаропрочных материалов достигли фирмы Японии и европейские фирмы в рамках программы COST, специально осуществленной для разработки жаропрочных материалов для энергоблоков ССКП.

На рисунке 1.22 представлены данные по длительной прочности роторных сталей. На графике показано значение длительной прочности, полученное специалистами Центрального котлотурбинного института (ЦКТИ) и Ленинградского металлического завода (ЛМЗ) в результате испытаний турбинных роторов после их длительной эксплуатации (точка 1). Видно, что отечественная хромомолибденованадиевая сталь Р2МА имеет практически такие же характеристики, как и японская сталь 1 % Cr-Mo-V. Экстраполяция кривой для этой стали на повышенные температуры показывает, что при реальных напряжениях в роторах в 70-80 МПа предельная температура для нее составляет 575 °С. По существу, это означает, что хорошо освоенная отечественная роторная сталь Р2МА не хуже японской и может применяться до 575 °С [61].

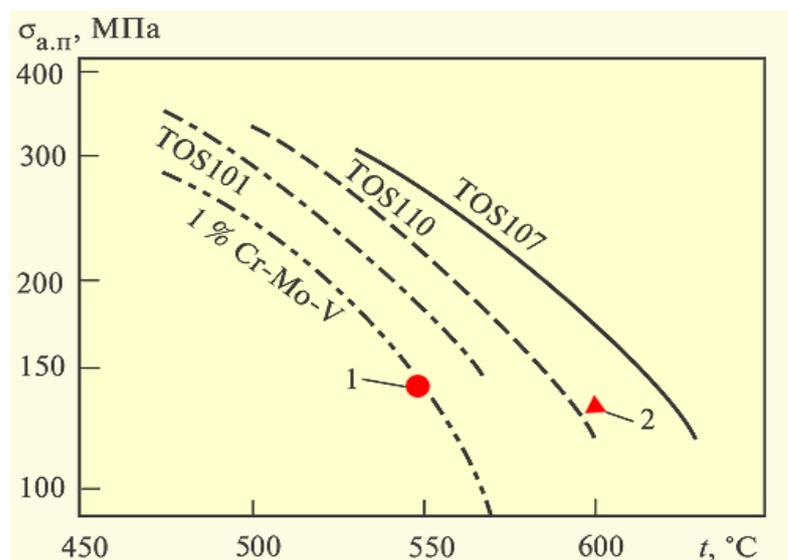


Рисунок 1.22 – Сравнение длительной прочности японских роторных сталей с отечественными

Улучшенная высокохромистая сталь TOS107, разработанная в 1982 г. с добавлением 1 % вольфрама, предназначена для роторов турбин с начальной температурой 593 °С. К настоящему

времени из нее изготовлены роторы для цилиндров турбин мощностью до 700 и 1000 МВт. Новая сталь TOS110 предназначена для турбин с начальной температурой 630 °С. Из нее сначала были изготовлены поковки массой 20 т с наружным диаметром 1060 мм, из которых были взяты образцы и получены характеристики, приведенные на рисунке 1.22. Отечественная сталь ЭИ756 с содержанием хрома 10,5-12,5 % имеет длительную прочность (точка 2) на уровне длительной прочности японской стали TOS107, однако она содержит больше примесей, что неудивительно, поскольку она разрабатывалась еще в 1950-е гг., когда технология получения слитков и поковок существенно отличалась от современной. Это означает, что улучшенная сталь потребует доводки для обеспечения необходимого сопротивления охрупчиванию, скорости распространения трещин и вязкости разрушения. Для решения этой проблемы в России существует база для получения современных материалов для паровых турбин и котлов нового поколения (лаборатории в ЦКТИ, ЦНИИТМАШ, ВТИ и в других организациях). После улучшения сталей и дополнительных исследований на больших базах по времени, исследований малоциклового усталости, сопротивления хрупкому разрушению и распространению трещин под действием статических и переменных нагрузок может быть создана полноценная перспективная сталь для высокотемпературных роторов. Имеются и другие стали для изготовления роторов турбин на ССКП пара.

В качестве перспективных материалов турбинного оборудования для ротора паровой турбины на УСКП пара предлагается использовать сплав Alloy 617 для высокотемпературной части и 9-12 % хромистые стали мартенситного класса для низкотемпературной части турбины. Для лопаток паровых турбин предлагаются коррозионностойкие жаропрочные сплавы Nimonic 80, Waspaloy, Haynes 282 и Alloy 625, в качестве материала для лопаток турбины предполагается применение жаропрочных мартенситных сталей. Литые детали корпусного турбинного оборудования планируется изготавливать из сплавов типа Alloy 617m (A617b, A617m, CCA617CN), Haynes 282 и Alloy 625. В таблице 1.7 представлен перечень потенциальных материалов, которые могут быть использованы для изготовления отдельных элементов паровой турбины, спроектированной на начальную температуру пара 700-760 °С [44, 58, 59, 60].

В настоящее время зарубежными компаниями проводятся работы по освоению технологий изготовления элементов оборудования из вышеперечисленных материалов и ведется подготовка к проведению испытаний модельных элементов оборудования в условиях ТЭС.

На основе проведенного анализа существующих и перспективных материалов для изготовления элементов паровых турбин и энергетических котлов можно сформулировать вывод о том, что пока не разработана совокупность жаростойких материалов, которая позволила бы создать основное энергетическое оборудование на параметры пара 32-35 МПа / 700-760 °С с достаточным ресурсом работы и высокой степенью надежности. Разработки новых марок сталей и сплавов

ведутся по пути определения оптимального состава легирующих элементов и технологии изготовления. Существующие и перспективные жаропрочные стали и сплавы обладают высокой долей содержания никеля, присутствие которого обуславливает их значительно более высокую цену по сравнению с классическими сталями энергомашиностроения.

Таблица 1.7 – Перспективные материалы для изготовления паровой турбины, спроектированной на начальную температуру пара 700-760 °С

	США	Европа	Япония	Китай
Год начала работ по программам работ	2001 (DOE/OCDO Project)	1996 (AD-700, COMTES)	2008	2010
Максимальная рабочая температура пара, °С	760	700/720	700	700/720
Паропроводы	Inconel 740H Alloy 617m	Alloy 617/617m	Alloy 617 (B) HR35 HR6W	GH2984G CCA617CN G115/G112
Ротор паровой турбины	Alloy 617 Alloy 625	Alloy 617	FENIX-700 LTES TOS1X Alloy 141 USC 141	н/д
Лопатки паровой турбины	Haynes 282 Alloy 617 Inconel 740 Alloy 625	Nimonic 80 Waspaloy	USC141	н/д
Литые элементы корпусного оборудования	Inconel 740 Alloy 617 Alloy 625	Alloy 625	Alloy 625 Inconel 740 Alloy 617	н/д

Для достижения целей настоящего диссертационного исследования было принято допущение, суть которого состоит в том, что в обозримом будущем будут разработаны технологии производства новых высокотемпературных сплавов, предел длительной прочности на 200000 часов которых будет соответствовать пределу длительной прочности существующих никелевых сплавов и аустенитных сталей, работающих под нагрузкой при температуре 700-760 °С. При этом цена на новые марки стали, зависящая в большей мере от цены никеля, содержание которого велико в жаропрочных сталях и сплавах, изменится не значительно.

Проведенный обзор показал, что, несмотря на то, что пока не созданы экономически доступные материалы, обладающие необходимыми прочностными свойствами, уже предложены материалы, способные нести нагрузку под воздействием высоких температур. Количественно определены значения пределов длительной прочности, плотность и в открытом доступе имеются данные по химическому составу жаропрочных сталей. Также показано, что цена на данные стали крайне велика и в обозримой перспективе вряд ли снизится. Также совершенно очевидно, что

изменение давления и температуры свежего пара оказывает влияние на габариты узлов энергетического оборудования, что приводит к изменению массы установок и их стоимости. Помимо изменения массогабаритных характеристик энергетического оборудования повышение уровня температуры пара оказывает существенное влияние на структуру металлозатрат, что является важнейшим фактором удорожания в производстве основного энергетического оборудования. Следовательно, необходимо проанализировать существующие методы прогнозирования стоимости оборудования, обеспечивающие возможность учета изменения массогабаритных характеристик энергетического оборудования и структуры металлозатрат с повышением начальных параметров пара.

1.4 Анализ методов оценки стоимости энергетического оборудования

Для оценки стоимости оборудования энергетического и общепромышленного назначения используются два подхода: затратный и доходный [65].

В теории затратного подхода в оценке стоимости машин и оборудования выделяют прямые и косвенные методы расчета себестоимости (рисунок 1.23).

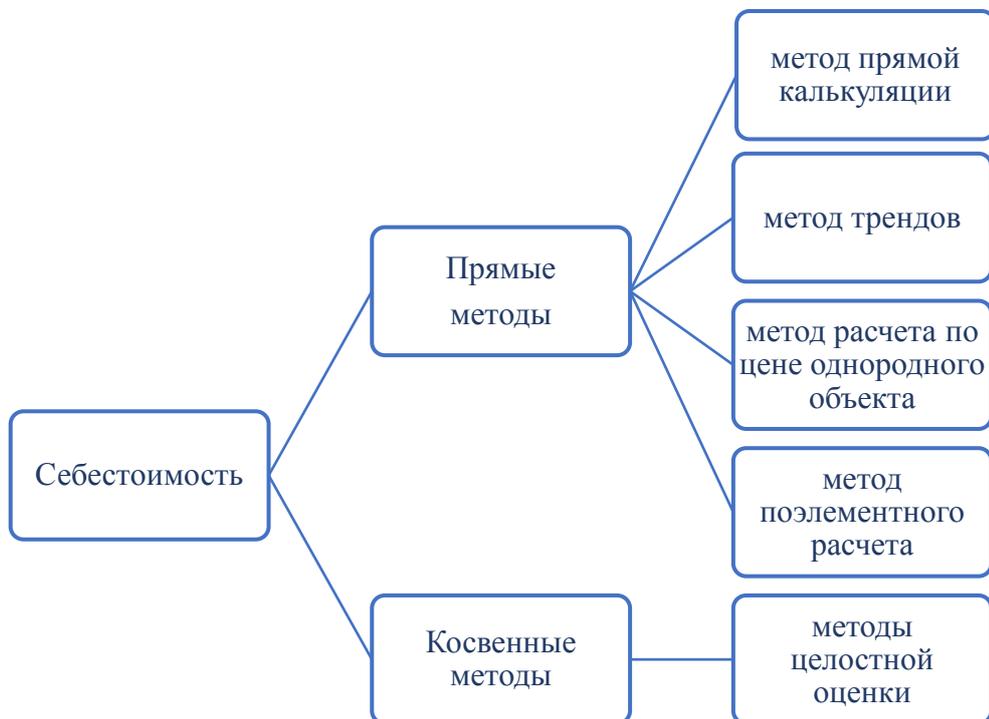


Рисунок 1.23 – Методы расчета себестоимости

Метод прямой калькуляции состоит в последовательном сложении всех затрат, которые понес производитель при проектировании и производстве оборудования. Данный метод достаточно сложен и требует обработки больших массивов информации, т.к. по каждой конкретной отрасли

необходимо знать множество норм различных экономических показателей, а также не всегда возможно достоверно определить некоторые статьи калькуляции. Однако этот метод дает наиболее точный и достоверный результат. В практической оценке метод прямой калькуляции оценщиками не применяется в силу указанных выше причин. Однако в частном случае может быть применен метод трендов.

Метод трендов позволяет определить себестоимость оцениваемого оборудования на основании имеющейся ретроспективной информации об изменении себестоимости на идентичное (аналогичное) оборудование с последующим приведением ее к текущему уровню (на дату оценки) при помощи индексов (трендов). Такое приведение может осуществляться как по отдельным статьям затрат, формирующих себестоимость, так и по себестоимости в целом.

Метод расчета по цене однородного объекта предполагает проведение следующих этапов [68]:

а) для оцениваемого объекта подбирается однородный объект, сходный с рассматриваемым, прежде всего по технологии изготовления, используемым материалам, конструкции. Цена на однородный объект должна быть известна;

б) определяется полная себестоимость производства однородного объекта по формуле (1.2).

$$C_{п.од} = \frac{(1-НДС)(1-Н_{пр}-K_p) \cdot C_{од}}{1-Н_{пр}}, \quad (1.2)$$

где $C_{п.од}$ – полная себестоимость производства однородного объекта, руб.;

$C_{од}$ – цена однородного объекта, руб.;

НДС – ставка налога на добавленную стоимость;

$Н_{пр}$ – ставка налога на прибыль;

K_p – показатель рентабельности продукции.

в) Рассчитывается полная себестоимость оцениваемого объекта. Для этого в себестоимость однородного объекта вносятся корректировки, учитывающие различия, например, в массе объектов, по формуле (1.3).

$$C_{п} = C_{п.од} \frac{G_0}{G_{од}}, \quad (1.3)$$

где $C_{п}$ – полная себестоимость производства оцениваемого объекта, руб.;

G_0 – масса конструкции оцениваемого, кг;

$G_{од}$ – масса конструкции однородного объекта, кг.

г) определяется восстановительная стоимость оцениваемого объекта по формуле (1.4);

$$S_B = \frac{(1-H_{np}) \times C_n}{(1-H_{np}-K_p)}, \quad (1.4)$$

где S_B – восстановительная стоимость оцениваемого объекта, руб.

Если оцениваются машины и оборудование, спрос на которые низок, то их восстановительная стоимость принимается обычно на уровне себестоимости.

При использовании метода поэлементного расчета осуществляют следующие этапы работы [69]:

1) составляется перечень комплектующих узлов и агрегатов оцениваемого объекта; собирается ценовая информация по комплектующим, но это становится возможным только при наличии развитого рынка комплектующих изделий;

2) определяется полная себестоимость объекта оценки по формуле (1.5):

$$C_n = \sum C_э + B, \quad (1.5)$$

где C_n – полная себестоимость объекта, руб.;

$C_э$ – стоимость комплектующего узла или агрегата, руб.;

B – собственные затраты изготовителя (например, стоимость сборки), руб.

3) рассчитывается восстановительная стоимость оцениваемого объекта (S_B) по формуле (1.6).

$$S_B = S_0 \times Y, \quad (1.6)$$

где S_B – восстановительная стоимость объекта, руб.;

S_0 – базовая стоимость объекта, руб.;

Y – индекс изменения цен.

При применении индексного метода оценки осуществляется приведение базовой стоимости объекта оценки (первоначальной балансовой или восстановительной стоимости по предыдущей переоценке) к современному уровню с помощью индекса (или цепочки индексов) изменения цен по соответствующей группе машин или оборудования за соответствующий период.

Возможно осуществление индексирования затрат, из которых складывается себестоимость оцениваемого объекта. При этом используются ценовые индексы ресурсов. Для определения остаточной стоимости машин и оборудования из восстановительной стоимости вычитается суммарный износ: физический, функциональный и внешний.

Доходный подход – совокупность методов оценки стоимости объекта, основанных на определении текущей стоимости объекта имущества как совокупности ожидаемых доходов от его использования.

При использовании доходного подхода предполагается поэтапное решение.

- рассчитывается операционный доход от функционирования всего предприятия (цеха или участка);
- методом остатка определяется та часть дохода, которую можно отнести к машинному парку этой системы;
- с помощью метода дисконтирования или метода капитализации определяется стоимость всего машинного парка.

Применительно к машинам и оборудованию решить эту задачу невозможно, так как доход создается всем производственно-хозяйственным комплексом. Кроме того, применение доходного подхода подразумевает пропорциональное увеличение эффекта от применения более эффективного оборудования, что в случае повышения начальных параметров в энергетических установках может не выполняться в силу изменения структуры металлозатрат, которое может приводить к опережающему росту затрат на изготовление над ростом эффекта от использования нового оборудования.

Определение стоимости новых установок, которые можно отнести к нестандартному оборудованию, является достаточно сложной задачей, поскольку массогабаритные, конструктивные и технологические характеристики новых энергетических установок в значительной мере могут отличаться от характеристик предшественников. Дополнительно затрудняют задачу оценки стоимости вновь разработанных энергетических агрегатов следующие обстоятельства:

- отсутствуют либо не доступны детальные проектные проработки важных узлов и деталей энергетического оборудования;
- оборудование одного и того же назначения может существенно отличаться по весовым характеристикам, исполнению, компоновке, использованным материалам, техническим показателям работы и трудовым затратам в зависимости от квалификации операторов станков и технологии изготовления отдельных узлов;
- по ряду объективных причин уникальное оборудование, создаваемое впервые, может иметь существенно более высокую стоимость по сравнению с серийным, выпускаемым промышленностью для удовлетворения тех же целей, хотя весовые характеристики и трудоемкость последних могут быть и выше;
- основные теплотехнические параметры, характеризующие уровень эффективности энергетического оборудования и определяющие во многом его стоимость, имеют взаимные связи, что

создает при анализе дополнительные сложности по определению степени влияния каждого фактора в отдельности.

В силу сложности решаемой задачи по оценке стоимости энергетического оборудования целесообразно формировать оценки стоимостных параметров энергомашиностроительной продукции на всех этапах разработки. Этот процесс имеет итеративный характер с постепенным уточнением полученных зависимостей и повышением их достоверности.

По результатам эскизного проектирования может быть получена укрупненная оценка стоимости оборудования на основе метода аналогий, для чего необходим базовый объект для сравнения. В качестве такого объекта могут быть выбраны котельные агрегаты и паротурбинные установки на сверхкритические параметры пара, разработанные еще в СССР. В пользу такого выбора говорит большой объем доступной литературы, подробно раскрывающей конструктивные особенности энергетического оборудования на СКП пара. Однако следует учитывать тот факт, что часть доступной информации имеет устаревший характер и требует пересмотра. Использование современных источников при изучении объектов моделирования стоимости также затруднено. Накопленной российской статистики сравнительно мало, а доступная информация носит несистемный, поверхностный характер.

В энергомашиностроении для прогноза стоимости нового оборудования ($K_{\text{нов.об.}}$) метод аналогий можно применить путем выбора в качестве базового варианта наиболее близкого к новой установке по конструктивным решениям и технико-экономическим показателям прототипа с помощью формулы (1.7) [65]:

$$K_{\text{нов.об.}} = \prod_{i=1}^n K_i \cdot K_{\text{баз}}, \quad (1.7)$$

где $K_{\text{нов.об.}}$ – прогнозная стоимость нового оборудования, руб.;

K_i – коэффициенты, учитывающие повышение (понижение) стоимости из-за изменения конструкции и параметров нового оборудования;

$K_{\text{баз}}$ – стоимость оборудования, принятого в качестве базового варианта для расчета, руб.

В качестве прототипа для прогнозирования капиталовложений в энергоблок на ССКП и УСКП используется серийно выпускаемое и проектируемое оборудование энергоблоков с улучшенными характеристиками соответствующей мощности.

Для создания энергоблоков на повышенные параметры пара требуется:

– разработка нового высокоэкономичного угольного котла большой мощности (более 800 МВт) на ССКП (параметры пара 30 МПа / 600 °С / 600 °С) и УСКП (параметры пара 35 МПа / 720 °С / 720 °С);

– разработка новой высокотемпературной паротурбинной установки, рассчитанной на повышенное давление и температуру пара.

Согласно имеющимся литературным источникам [66, 67] на долю основного энергетического оборудования на ТЭС приходится порядка 40 % всех капитальных затрат на сооружение ТЭС.

В соответствии с имеющимися литературными источниками основное энергетическое оборудование является наиболее капиталоемкой частью затрат на строительство нового энергоблока. При укрупненной оценке капитальных вложений в создание энергоблока ССКП и УСКП затраты на строительство и монтаж других элементов энергоблока можно оценить нормативно, переложив на новый энергоблок долю стоимости прочих узлов в энергоблоке-аналоге (СКП).

Суммарные капиталовложения в паротурбинную электростанцию, работающую на суперсверхкритических или ультрасверхкритических параметрах пара можно представить в виде формулы (1.8) как сумму четырех составляющих:

$$K_{\Sigma} = K_{\text{котл}} + K_{\text{турб}} + K_{\text{пп+пром.п}} + K_{\text{проч}}, \quad (1.8)$$

где $K_{\text{котл}}$ – часть капиталовложений в перспективный котел, руб.;

$K_{\text{турб}}$ – капиталовложения в паротурбинную установку, руб.,

$K_{\text{пп+пром.п}}$ – капиталовложения в паропроводы свежего пара и пара промежуточного перегрева, руб.;

$K_{\text{проч}}$ – прочие капитальные вложения во вспомогательные узлы, неучтенные в первых трех составляющих, руб.

Оценка стоимости нового энергетического оборудования на повышенные параметры пара представлена следующими этапами:

- оценка стоимости котла;
- оценка стоимости турбины;
- оценка стоимости создания паропровода свежего пара и пара промежуточного перегрева;
- оценка доли стоимости вспомогательного оборудования в структуре общих капиталозатрат на строительство энергоблока;
- оценка стоимости энергоблока в целом.

На всех стадиях проектирования энергооборудования все расчеты себестоимости нового оборудования, даже самые приблизительные, предпочтительно строить по обычной схеме калькуляции с уточнением их на последующих этапах проектирования и изготовления данных изделий. Такой подход обеспечивает максимальную точность оценки поскольку позволяет учесть все

изменения в структуре металлозатрат и конструкции энергетического оборудования, которые имеют место при изменении мощности и рабочих параметров пара.

В котлостроении и турбостроении, как правило, за калькуляционную единицу по основной продукции принимается весь агрегат в определенном комплекте, в основном состоящий из узлов, изготавливаемых на данном головном турбинном или котельном заводе.

Проведение точной калькуляции себестоимости машины на ранней стадии разработки является невыполнимой задачей. Однако возможно рассчитать прогнозную себестоимость, что является достаточным для формирования выводов об экономической целесообразности разработки и эксплуатации конкретной единицы энергетического оборудования.

Приближенный метод калькуляции себестоимости машин будет заключаться в выявлении значимых технических факторов, оказывающих влияние на весовые показатели и структуру металлозатрат нового энергетического оборудования, построении зависимостей технических факторов и привязке полученных зависимостей к существующему энергетическому оборудованию, что позволит получить оценочное значение стоимости перспективных агрегатов в текущих рыночных ценах. Метод предполагает детальную оценку изменения наиболее весомых статей калькуляции, характерных для тяжелого машиностроения – затрат на сырье и затрат на оплату труда производственного персонала и оплату работы обрабатывающего оборудования. Остальные затраты, связанные с созданием нового оборудования, целесообразно определять методом переложения величины прочих издержек, известных по существующему оборудованию (СКП), на вновь создаваемое. Такой подход позволит избежать значительного повышения трудоемкости проведения оценки без значительных потерь в точности прогноза. Учитывая то, что максимально детальная оценка себестоимости оборудования будет проводиться для наиболее весомых статей калькуляции, дополнительная достоверность, которая может быть достигнута для прочих статей калькуляции, не приведет к значительному увеличению адекватности всей модели, поэтому применение упрощенных оценок для некоторых статей калькуляции оправдано с позиции рациональности.

В общем виде модель оценки себестоимости перспективного энергетического парового котла, паротурбинной установки и паропровода высокого давления можно представить следующим образом по формуле (1.9):

$$S_{\text{оборуд}} = S_{\text{мет}} + \frac{S_{\text{НИР}} + S_{\text{ОКР}} + S_{\text{ОСВ}}}{V} + S_{\text{з/пл}} + S_{\text{пост}}^{\text{общ}}, \quad (1.9)$$

где $S_{\text{мет}}$ – затраты на металл, используемый для производства турбины, руб.;

$S_{\text{НИР}}$ – затраты на научно-исследовательские работы, руб.;

$S_{\text{ОКР}}$ – затраты на опытно-конструкторские работы, руб.;

$S_{\text{ОСВ}}$ – затраты на освоение производства данной продукции, руб.;

$S_{\text{з/пл}}$ – затраты на заработную плату производственного персонала и оплату работы обрабатывающего оборудования, руб.;

$S_{\text{пост}}^{\text{общ}}$ – общие постоянные расходы, включающие в себя затраты на оплату труда административно-управленческого персонала, руб.;

V – объем выпускаемой продукции, ед.

Вербальное описание данной функциональной зависимости представлено на рисунке 1.24.

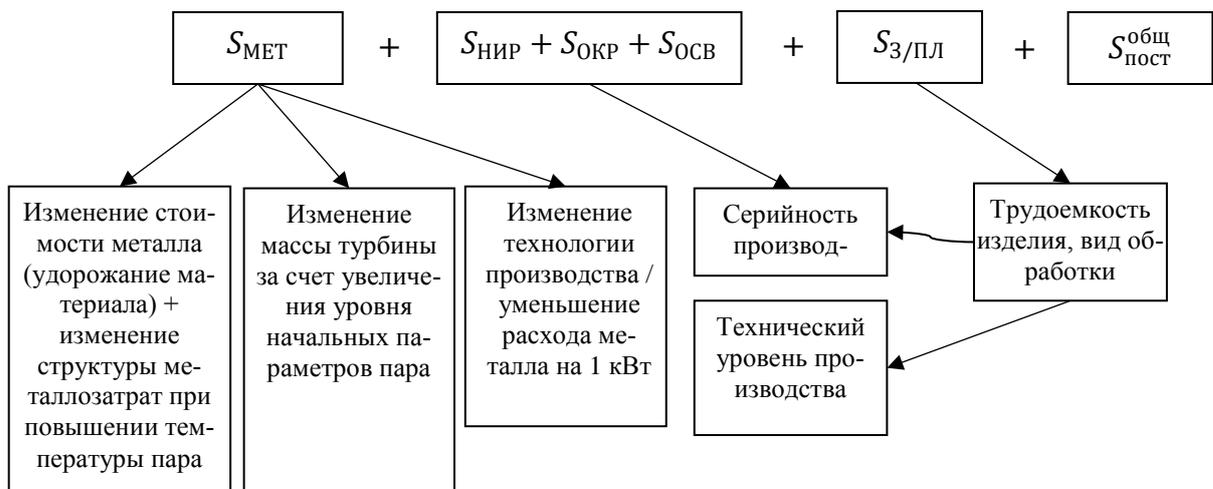


Рисунок 1.24 – Структура себестоимости и влияющие факторы энергопромышленной продукции

Прогнозированием стоимости высокотемпературного энергетического оборудования занимались многие специалисты, в частности ученые EPRI (электроэнергетический исследовательский университет, США). Однако часто существующие оценки являются несопоставимыми, несистемными и не позволяют проследить эволюцию экономических характеристик с изменением термодинамических параметров цикла. Мощность представленных в источниках энергоблоков различна и колеблется от 650 до 1300 МВт. Также неоднородны значения начальных параметров пара. В разных статьях приводится оценка удельных капитальных вложений в создание энергоблоков на УСКП пара, начальные параметры которого составляют 30 МПа / 650 °С / 670 °С, что не соответствует в полной мере комбинациям начальных параметров пара, которые в России принято относить к УСКП пара. Также в представленных оценках отличается марка угля и состав технических мероприятий по снижению выбросов. Кроме того, оценки, представленные в источниках литературы, базируются не на детальном анализе конструкций энергетического оборудования, в их основе лежит метод трендов с его корректировкой на изменение цен сталей. Такой

подход не позволяет учесть множества факторов, которые оказывают влияние на вид кривых изменения стоимости, в частности изменения плотности сталей, снижения предела длительной прочности и изменения массогабаритных характеристик деталей энергетического оборудования вследствие изменения термодинамических параметров тепловой схемы. В таблице 1.8 представлены различные оценки изменения стоимости высокотемпературных энергоблоков, описанные в различных научных источниках [17, 37, 41, 42, 43, 70, 71].

Таблица 1.8 – Оценки стоимости высокотемпературных энергоблоков, встречающиеся в различных источниках литературы

№ п/п	Мощность энергоблока, МВт	Параметры пара	Удельные капитальные вложения, \$/кВт	Авторы
1	900	30 МПа / 650 °С / 670 °С	2168-2274	Henryk Lukowicz, Slawomir Dykas, Sebastian Rulik
2	750	35 МПа / 700 °С / 720 °С	2090	Daniel Czaja, Katarzyna Stepczynska-Drygas
3	750	35 МПа / 680 °С / 700 °С	1993	J. Wheeldon
4	452,1	27,5 МПа / 600 °С / 610 °С	1806	Vittorio Tola, Alberto Pettinau
5	825	34,7 МПа / 733 °С / 760 °С	2933	George Booras

Как видно из таблицы 1.8 оценочные значения стоимости создания высокотемпературных энергоблоков имеют несопоставимый вид и не могут быть использованы для определения экономической целесообразности создания новых эффективных энергоблоков. Также следует отметить, что оценочная стоимость строительства энергоблоков на повышенные параметры пара превышает затраты на возведение энергоблоков на докритические (12,8 МПа / 540 °С) и сверхкритические (23,5 МПа / 540 °С) параметры пара. Так, строительство энергоблока № 3 Харанорской ГРЭС в 2012 г. обошлось 11,2 млрд руб. (49900 руб./кВт) [72, 73]. По официальным данным ОГК-3 стоимость строительства каждого из двух новых угольных энергоблоков мощностью 225 МВт на Черепетской составляет 28,8 млрд руб. или 64000 руб./кВт [73]. В научной статье «Перспективные экологичные энергоблоки ТЭС на твердом топливе» удельные капитальные вложения в строительство энергоблока оценивались на уровне 53000 руб./кВт [74]. Анализ имеющихся данных по стоимости энергоблоков, построенных в России в последнее десятилетие, также выявил разброс значений капитальных затрат, что объясняется разницей в начальных параметрах пара, мощности и уровне цен (в зависимости от года строительства). Для оценки степени увеличения стоимости создания энергоблоков на ССКП и УСКП пара относительно энергоблоков на пара-

метры пара 23,5 МПа / 540 °С требуются модели оценки стоимости создания энергоблока, учитывающие изменения в структуре металлозатрат и конструкции основного энергетического оборудования.

В данный момент не существует методик оценки стоимости, позволяющих оценить изменения стоимости паровой турбины или котла в зависимости от начальной температуры или давления. Отсюда следует, что для достижения поставленной цели – исследования финансово-экономических характеристик эксплуатации ТЭС, необходимо разработать модели оценки стоимости высокотемпературных паровых турбин, котлов и энергоблоков в целом, учитывающие изменения массогабаритных характеристик оборудования и структуры металлозатрат.

Также для проведения исследования экономических параметров функционирования высокотемпературного энергоблока необходимо в первую очередь провести оптимизацию тепловой схемы, которая позволит за счет корректировки термодинамического цикла без осуществления дополнительных затрат повысить КПД перспективных энергоблоков, что позволит сформировать наиболее адекватные расчетные оценки.

ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И СТРУКТУРЫ ТЕПЛО- ВЫХ СХЕМ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ

Повышение начальных параметров пара является основным способом повышения эффективности паротурбинных энергоблоков. В свою очередь степень повышения КПД энергоблока ТЭС зависит от структуры тепловой схемы и ее термодинамических параметров.

Процесс разработки паротурбинных энергоблоков с более высокими параметрами пара всегда начинается с анализа существующих технических решений и опыта эксплуатации действующих объектов на предмет их применимости в новых энергетических системах и комплексах. В этом процессе отчетливо просматривается стремление сохранить или минимально доработать те части энергетического оборудования, которые не затрагивают изменения, вызванные ростом начальных параметров пара. Такой подход является разумным, поскольку чем меньше в новых энергоблоках будет реализовано непроверенных схемных и конструкторских решений, тем меньше вероятность возникновения аварийных ситуаций и нештатных остановов блока во время их эксплуатации.

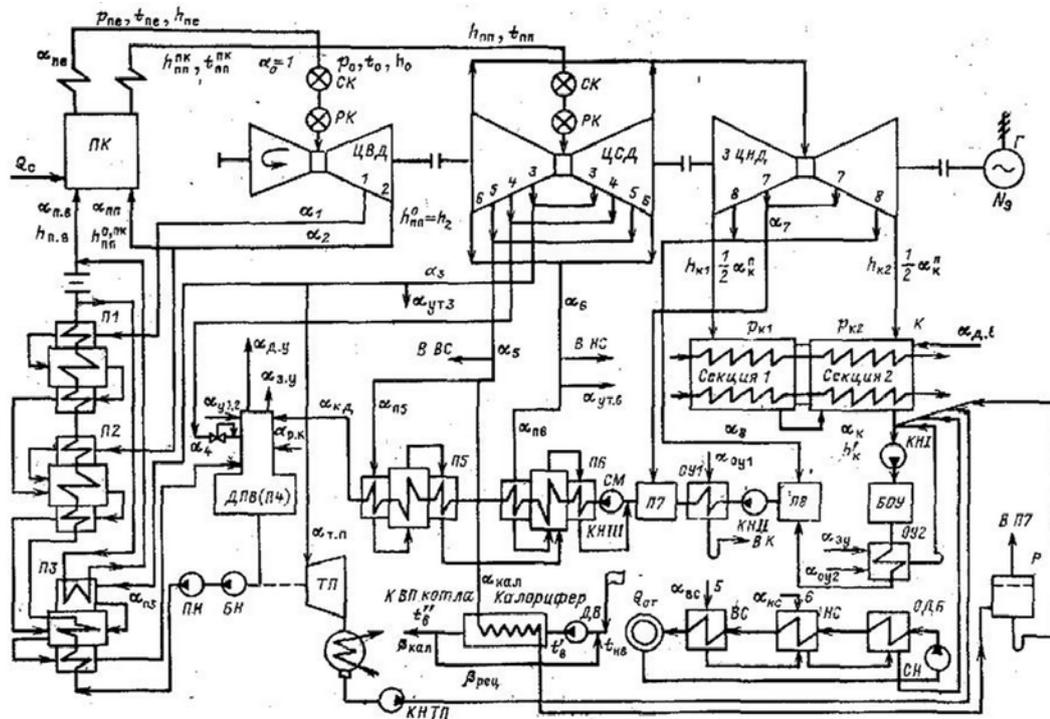
Дальнейшее совершенствование новых высокотемпературных паротурбинных энергоблоков должно основываться на данных, полученных в ходе опытной эксплуатации, и носить сугубо поступательный характер. Поэтому в рамках исследования, направленного на изучение технических и экономических аспектов перехода к более высоким параметрам пара, необходимо провести анализ тепловых схем широко распространенных в России энергоблоков на СКП пара, а также проанализировать опыт зарубежных стран по строительству энергоблоков на ССКП пара и разработать на основе полученных данных профиль тепловой схемы высокотемпературного энергоблока, являющегося объектом вариантных расчетов, результатами которого являются показатели экономичности объектов генерации с различным сочетанием начальных параметров пара. В целях обеспечения сопоставимости расчетных значений КПД энергоблока для каждой комбинации начальных параметров пара требуется также провести разделение основных термодинамических параметров тепловой схемы на постоянные и переменные, при этом для переменных величин следует установить закономерность изменения их оптимальных значений.

2.1 Выбор профиля тепловой схемы энергоблока с высокотемпературной паровой турбиной

Отечественным энергомашиностроительным комплексом был разработан ряд типовых блоков со сверхкритическими параметрами пара, включающий в себя энергоблоки мощностью 300, 500, 800 и 1200 МВт. Анализ данных по существующим высокотемпературным энергоблокам на

ССКП пара, представленных в таблице 1.9, показывает, что большая часть ТЭС имеет установленную мощность 600-900 МВт. Повышение единичной мощности энергоблоков при переходе к высокотемпературным технологиям генерации может объясняться стремлением получить экономический эффект экономии от масштабов производства, когда доля постоянных издержек, в частности амортизация и затраты на ремонт, в расчете на 1 кВт·ч электрической энергии снижаются вместе с удельной себестоимостью производства электроэнергии. Таким образом, частично может быть нивелирован рост капитальных вложений, вызванный повышением параметров свежего пара. Данный довод также подтверждают выводы российских ученых, занимающихся данной проблемой, в частности, в статье Рогалева Н.Д., Голодницкого А.Э., Тумановского А.Г. «Состояние и разработки в области создания паротурбинных угольных электростанций с параметрами пара, превышающими 30,5 МПа и 700 °С» [75]. Соответственно, в данной главе диссертации будут рассматриваться энергоблоки, мощность которых не ниже 600 МВт, но и не больше 1200 МВт.

На рисунке 2.1 приведена принципиальная тепловая схема энергоблока мощностью 800 МВт с турбиной К-800-23,5-5 ОАО «Силовые машины» (ЛМЗ). Блок имеет следующие параметры пара: давление свежего пара – 23,5 МПа, температура свежего пара – 540 °С, расход пара в голову турбины – 2400 т/ч, температура питательной воды – 274 °С.



П1-П8 – регенеративные подогреватели; См – смеситель; ТПН – приводная турбина питательного насоса; ОДСП – охладитель дренажа сетевых подогревателей; ОГК – охладитель замкнутого контура газоохладителей генератора; 1-8 – номера регенеративных отборов

Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема с турбоустановкой К-800-23,5 (ЛМЗ)

Промежуточный перегрев пара происходит в промежуточном пароперегревателе котла до температуры 545 °С. После промежуточного перегрева пар с температурой 540 °С подается к стопорным клапанам двухпоточного ЦСД. С выхлопа ЦСД пар по перепускным трубам поступает в три двухпоточных ЦНД. Расчетное давление в конденсаторе $P_k = 3,43$ кПа [19, 75].

Подогрев питательной воды происходит в 8 подогревателях: трех подогревателях высокого давления (ПВД), деаэраторе и четырех подогревателях низкого давления (ПНД). Схема включения питательных насосов одноподъемная. Питательный насос оборудован паротурбинным приводом, имеющим свой конденсатор.

Особенностью серии отечественных турбоустановок на параметры пара 23,5 МПа / 540 °С является исполнение корпуса цилиндра высокого давления с петлевой схемой движения пара, когда высокотемпературный пар сначала расширяется в левом токе, имеющем свой корпус (внутренний корпус), а затем разворачивается на 180°, и процесс расширения продолжается в правом токе. Такое конструкторское решение позволяет сократить толщину стенки внешнего корпуса и снизить расход высоколегированных сталей.

Отечественный энергоблок мощностью 1200 МВт на сверхкритическое давление с турбиной К-1200-23,5, функционирующий на Костромской ГРЭС, является самым мощным конденсационным блоком, установленным на тепловых электростанциях России. Тепловая схема блока представлена на рисунке 2.2.

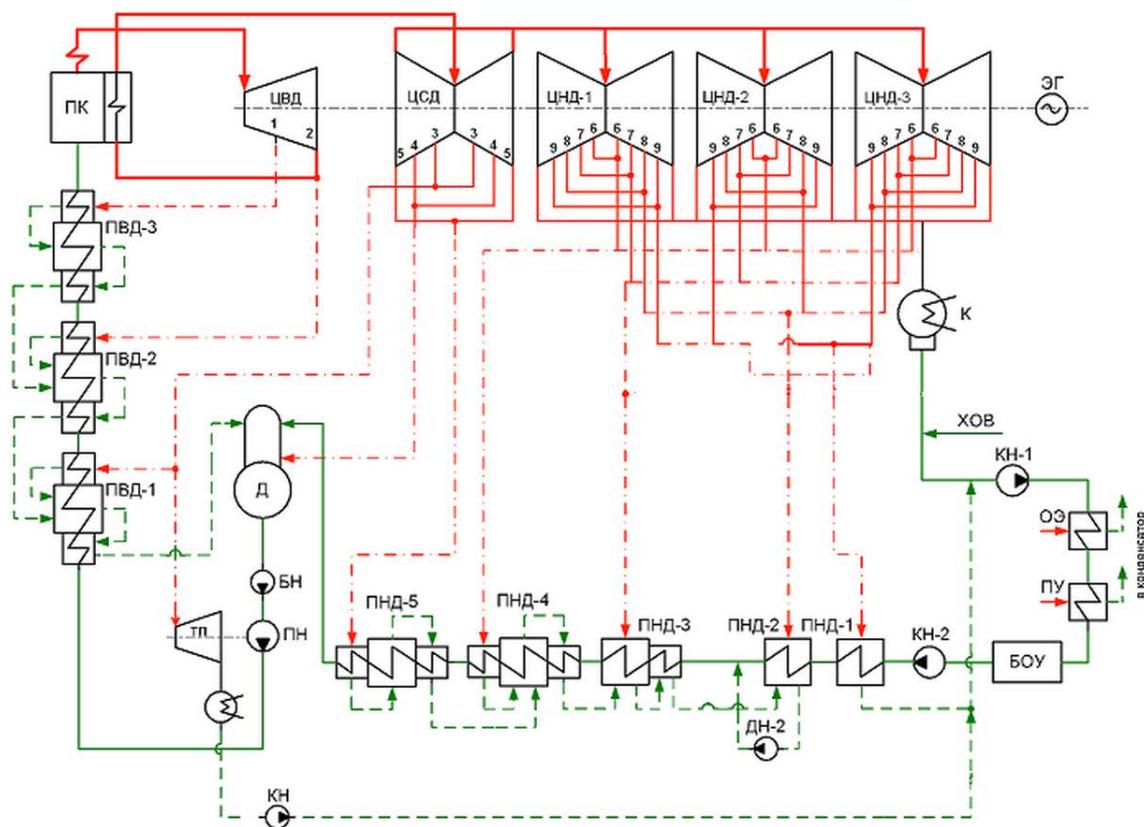


Рисунок 2.2 – Принципиальная тепловая схема с турбоустановкой К-1200-23,5 (ЛМЗ)

К-1200-23,5 является самой мощной паротурбинной установкой, выпускаемой ЛМЗ, а с учетом возможной перегрузки до 1380 МВт (при отключении ПВД) – самой мощной в мире турбоустановкой, устанавливаемой на ТЭС. Мощность 1200 МВт обеспечивается при номинальных параметрах пара перед турбиной (23,5 МПа и 540 °С), в промежуточном пароперегревателе (540 °С). Расход свежего пара в номинальном режиме составляет 3950 т/ч. Расчетное давление в конденсаторе – 3,58 кПа. Регенеративная система К-1200-23,5 отличается от регенеративной системы К-800-23,5 и представлена девятью подогревателями, из которых три – подогреватели высокого давления, деаэратор, пять – низкого давления. Температура питательной воды – 274 °С [19, 75, 76].

Турбина работает при частоте вращения 50 с^{-1} . Конструкция проточной части ЦВД аналогична конструкции ЦВД турбины К-800-23,5, схема движения пара петлевая. Из сопловых коробок пар направляется в четыре ступени левого потока, расположенные во внутреннем корпусе ЦВД, затем поворачивает на 180° , обтекает внутренний корпус и проходит четыре ступени правого потока. Далее по четырем паропроводам пар из ЦВД с параметрами 3,9 МПа и 295 °С направляется в промежуточный пароперегреватель, откуда возвращается по четырем паропроводам к двум блокам стопорных клапанов, расположенным по сторонам ЦСД. Параметры пара после промежуточного перегрева 3,5 МПа и 540 °С. ЦСД – двухпоточный, с двойным корпусом, с восемью ступенями в каждом потоке. Из выходных патрубков ЦСД пар отводится в две ресиверные трубы (в турбине К-800-23,5-3 их было четыре) максимальным диаметром 2 м, расположенные на уровне пола машинного зала. Из ресиверных труб пар поступает в каждый из трех корпусов ЦНД по четырем патрубкам (по одному патрубку в верхней и нижней половине ЦНД с двух сторон). Каждый поток ЦНД состоит из пяти ступеней. Длина рабочей лопатки последней ступени равна 1200 мм при среднем диаметре 3 м, что обеспечивает суммарную торцевую площадь выхлопа $67,8 \text{ м}^2$ [61].

Тепловые схемы рассмотренных энергоблоков на 800 и 1200 МВт имеют ряд особенностей. Так, например, во всех схемах по-разному производится включение охладителей пара подогревателей высокого давления – в случае блока на 800 МВт используется схема Рикара-Никольного, а в блоке 500 МВт – схема Виолен. Также имеется ряд особенностей в части регенерации низкого давления. Есть в каждой схеме и особенности, обусловленные пусковыми режимами. Все рассмотренные решения хорошо зарекомендовали себя за период эксплуатации. С другой стороны, основные конструктивные и схемные решения энергоблоков с турбоустановкой К-800-23,5 и К-1200-23,5 не имеют существенных отличий. Так, в обоих случаях реализована одноподъемная схема включения питательного насоса, оборудованного паротурбинным приводом, имеющим

собственный конденсатор. Промежуточных перегрев однократный. Отличие составляет лишь количество регенеративных подогревателей, которых в схеме турбоустановки К-1200-23,5 на один больше.

В России на данный момент не возведено ни одного энергоблока на параметры пара выше 24 МПа / 540-560 °С. Однако опыт разработки и эксплуатации таких объектов в России есть. В 1966 г. на Каширской ГРЭС началась опытно-промышленная эксплуатация паровой турбины Р-100-300, построенной Харьковским турбинным заводом на начальные параметры 30 МПа / 600 °С / 620 °С с противодавлением 3,03 МПа в составе энергоблока СКР-100. В течение ряда лет отечественная теплоэнергетика получала уникальный опыт работы на ССКП. С 1967 г. энергоблок СКР-100 наработал 42000 часов, причем максимальная длительность непрерывной работы составила 50 суток. Была проверена эксплуатационная надежность основных узлов, выполненных из различных сталей аустенитного класса, исследованы их температурные режимы. Отдельные марки стали, такие как ЭП184, ЭП17 и ЭИ695Р проработали на опытной ТЭЦ ВТИ в составе экспериментальной котельной установки с параметрами пара 30 МПа / 600 °С (с последующим увеличением температуры до 650 °С) 130000, 54000 и 52000 часов соответственно.

Аналогичные исследования и испытания параллельно проводились и США. В 1959 г. в г. Филадельфия был построен энергоблок Эддистоун-1 мощностью 325 МВт с расходом пара 252,2 кг/с. Параметры свежего пара составили 34,62 МПа / 649 °С / 565 °С / 565 °С. В тепловой схеме реализован двукратный промежуточный перегрев с давлением 6,92 и 1,74 МПа [74, 76].

Эксплуатация энергоблоков с турбоагрегатами на параметры пара, превышающие 24 МПа / 560 °С, построенных в 50-60-е гг. XX в., внесла серьезный научно-технический вклад в развитие мировой теплоэнергетики. В то время на деле была доказана практическая возможность создания энергетического оборудования, работающего при температуре и давлении пара, превышающем соответственно 600-620 °С и 30 МПа.

В настоящее время в мире насчитывается несколько десятков энергоблоков на суперсверхкритические параметры, построенных в основном в США, Германии, Дании, Японии [34].

С 1991 по 2000 гг. в Германии был построен ряд блоков на суперсверхкритические параметры пара. Электрическая мощность блоков составляет 700-900 МВт. Основные технические характеристики некоторых из них представлены в таблице 2.1 [76].

На рисунке 2.3 приведена тепловая схема энергоблока ТЭС Моурбург, электрическая мощность которого составляет 820 МВт, а проектное топливо – каменный уголь.

Представленная на рисунке 2.3 схема имеет один промежуточный перегрев пара до температуры 609 °С. Давление пара после промежуточного перегрева составляет 5 МПа.

Таблица 2.1 – Основные показатели некоторых энергоблоков на ССКП пара мощностью 700-900 МВт, построенных в Германии

Показатель		Энергообъект		
		Липпендорф	Боксберг	Моурбург
Установленная мощность	МВт	920	675	820
Тип топлива		Бурый уголь	Бурый уголь	Каменный уголь
Температура острого пара	°С	554	600	597
Давление острого пара	МПа	26,7	28,6	27,6
Температура перегретого пара	°С	583	610	609
Система охлаждения		градирни	градирни	прямоток (река)
Давление отработавшего пара	кПа	3,8	3,2/3,9	2,7
КПД, нетто	%	42,8	43,6	46,5

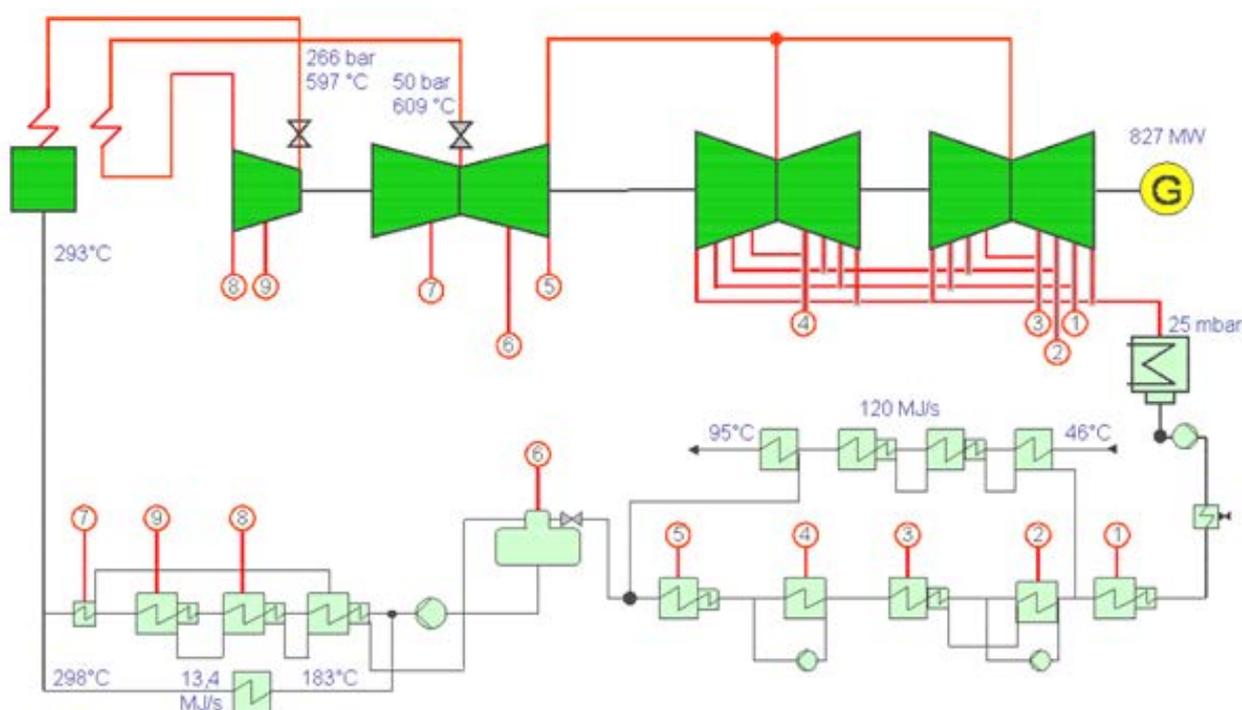


Рисунок 2.3 – Принципиальная тепловая схема энергоблока ТЭС Моурбург (820 МВт)

В тепловой схеме энергоблока на ССКП пара, работающего в составе ТЭС Моурбург, предусмотрено девять регенеративных подогревателей, включая деаэратор, работающий на собственном отборе пара. Два ПВД подключены к ЦВД, третий ПВД питается паром, отбираемым из двухпоточного ЦСД. Питательная вода после прохождения через ПНД, деаэратор и ПВД подогревается до 293 °С [77, 78].

В 2002 г. в Германии введен в эксплуатацию еще один энергоблок мощностью 1012 МВт на буром угле. Параметры свежего пара: $P_0 = 27,4$ МПа и $t_0 = 580$ °С. Давление в конденсаторе – 2,9

кПа при температуре охлаждающей воды 14,7 °С. Температура питательной воды – 294 °С. Температура уходящих газов котла 100 °С. Затраты электроэнергии на собственные нужды – 4,6 %. КПД нетто составляет более 42 %. В системе регенерации предусмотрено 10 подогревателей.

В Германии также был разработан проект энергоблока на каменном угле мощностью 600 МВт, получивший название RPP NRW, со следующими характеристиками [79]:

- электрическая мощность нетто – 555,5 МВт;
- КПД нетто – 45,9 %;
- давление свежего пара – 28,5 МПа;
- давление пара промежуточного перегрева – 6 МПа;
- температура свежего и перегретого пара – 600 °С / 620 °С;
- давление в конденсаторе – 4,5 кПа;
- температура питательной воды – 303,4 °С (подогрев осуществляется в восьми регенеративных подогревателях).

Авторы немецкого проекта основывались исключительно на материалах и технологиях, уже освоенных промышленностью. Кроме того, они детально рассчитали целесообразность повышения экономичности блока с учетом роста удельных капитальных затрат, а также ожидаемого изменения цен на топливо. В результате был выбран оптимальный вариант: угольный энергоблок мощностью брутто 600 МВт (нетто 555,5 МВт) с параметрами свежего пара 28,5 МПа, 600 °С и однократным промежуточным перегревом до температуры 620 °С. КПД нетто такого блока при давлении в конденсаторе 4,5 кПа составил 45,9 % [76, 78]. Двойной перегрев авторы сочли экономически нецелесообразным, хотя ко времени проведения расчетов в Дании уже успешно работали энергоблоки Skaerbaek 3 и Nordjylland 3 мощностью брутто по 413 МВт. Благодаря двукратному промперегреву на этих блоках удалось повысить КПД до 48 %.

Для реализации данного проекта был выбран башенный котел Бенсона, КПД которого должен составить 95 %. Дымовые газы удаляются через градирню с естественной тягой.

Компоновка паровой турбины, разрабатываемой в рамках проекта RPP NRW, включает в себя ЦВД, двухпоточный ЦСД и ЦНД.

Компания Alstom Power реализовала проект строительства двух блоков по 1000 МВт третьей очереди ТЭС Wai Gao Qiao в Китае. Проектное топливо – высококачественный каменный уголь. Паропроизводительность котлов для этих блоков составляет 2955 т/ч. Начальные параметры пара – 29,7 МПа / 605 °С. Параметры промежуточного перегрева: 7,5 МПа / 603 °С. Температура питательной воды составляет 297 °С.

В Южной Корее компания КОРЕС совместно с научно-исследовательским институтом KERPI разрабатывает угольный энергоблок мощностью 1000 МВт, параметры свежего пара в котором должны составить 26,5 МПа / 610 °С, а температура промежуточного перегрева – 621 °С. Предполагается, что по сравнению с уже освоенными в Корее параметрами (24,6 МПа, 566 °С /

593 °С) в новом энергоблоке удельный расход тепла будет снижен на 2,8 %, а стоимость электроэнергии – на 3,8 % [80].

В России также проводятся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию высокотемпературных энергоблоков на ССКП пара. В 2011 г. в ВТИ были проведены проектно-изыскательские работы по новому угольному блоку мощностью 660 МВт на суперсверхкритические параметры пара. Основные технические показатели разрабатываемого варианта представлены в таблице 2.2.

На рисунке 2.4 приведен разрез главного корпуса проектируемого энергоблока 660 МВт.

Таблица 2.2 – Основные показатели проектируемого энергоблока на 660 МВт (проект ВТИ)

№	Параметр	Величина / размерность
1	Номинальная мощность	660 МВт
2	Давление перегретого пар	28 МПа
3	Температура свежего пара / температура вторичного пара	600/600 °С
4	Диапазон регулирования без изменения состава оборудования	100-60 %
5	Диапазон регулирования с подсветкой растопочным топливом	100-40 %
6	КПД нетто	44,5-45,4 %
7	Расход электроэнергии на собственные нужды	6 %
8	Удельный расход топлива на отпуск электроэнергии	276 г.у.т./кВт·ч
9	Полный срок службы	не менее 40 лет
10	Расчетный ресурс оборудования	не менее 200000 час
11	Концентрация NO _x в дымовых газах	200 мг/м ³
12	Концентрация SO _x в дымовых газах	200 мг/м ³
13	Концентрация летучей золы в дымовых газах	30 мг/м ³

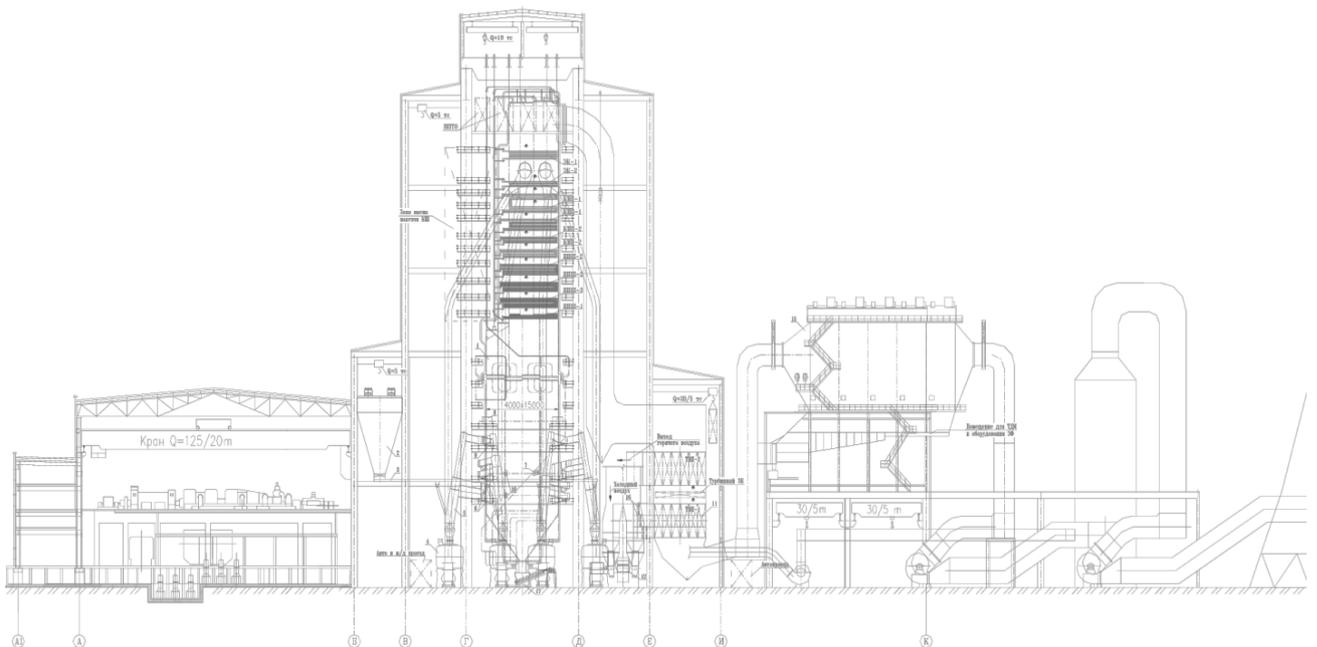


Рисунок 2.4 – Разрез главного корпуса энергоблока 660 МВт (проект ВТИ)

В последнее десятилетия активизировались работы по созданию энергоблоков на более высокие параметры, где температура пара достигает 650-670 °С. В 2012 г. польскими учеными на конференции, посвященной электростанциям на ССКП и УСКП пара, проходившей в Вене, был представлен проект энергоблока мощностью 900 МВт, схема пароводяного контура которого представлена на рисунке 2.5.

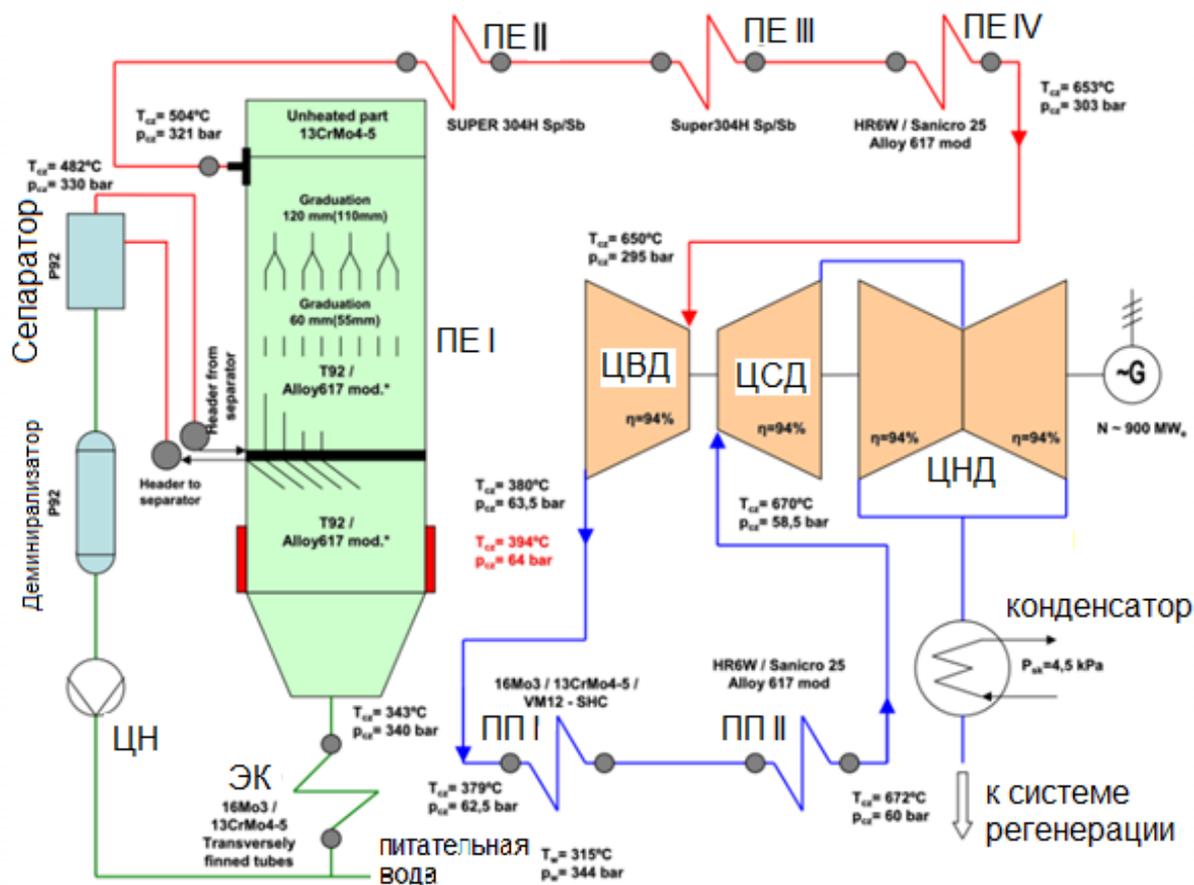


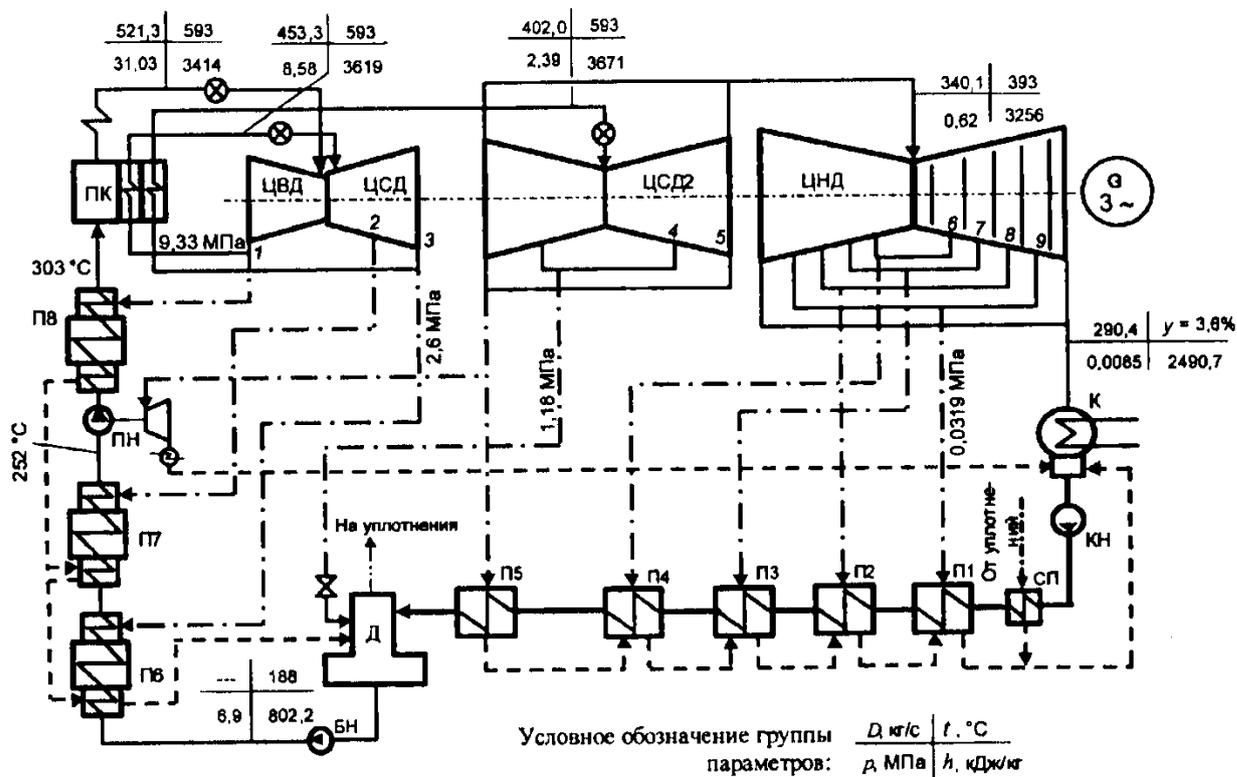
Рисунок 2.5 – Пароводяной контур блока 900 МВт

Представленная тепловая схема спроектирована на следующие параметры пара: температура острого и перегретого пара – 653 °С / 672 °С, давление острого и перегретого пара – 30,3 МПа / 6,0 МПа. Расход пара в ЦВД турбины – 2250 т/ч. Установленная электрическая мощность – 900 МВт. В рамках проекта планируется достичь КПД котла, превышающего 94 %. Расчетный КПД энергоблока по выработке электроэнергии равен 48 %.

По имеющимся в открытых источниках данным большинство сооруженных энергоблоков, успешно работающих в Германии, Дании и Голландии, а также в странах Юго-Восточной Азии – энергоблоки с однократным перегревом.

Одним из примеров реализации схем уже с двукратным промежуточным перегревом пара может служить энергоблок с турбиной фирм General Electric и Toshiba. На рисунке 2.6 приведена

проектная тепловая схема энергоблока на суперсверхкритические параметры пара с двумя промежуточными перегревами пара, разработанная фирмами General Electric и Toshiba.



П1-П8 – регенеративные подогреватели; 1-9 – номера регенеративных отборов;

y – влажность пара

Рисунок 2.6 – Принципиальная тепловая схема энергоблока с турбиной фирм General Electric и Toshiba, $P_0 = 31$ МПа, $t_0 = 593$ °С

Параметры свежего пара: $D_0 = 521,3$ кг/с, $P_0 = 31$ МПа, $t_0 = 593$ °С. Особенность турбины – низкая влажность пара в выхлопе ЦНД (3,6 %) при неглубоком вакууме – $P_k = 8,5$ кПа. Температура пара после первого и второго промежуточного перегрева – 593 °С. В схеме принята двухподъемная схема включения питательных насосов. Давление на выходе питательного насоса равно 37,3 МПа, а на выходе насоса первого подъема – 6,9 МПа. Температура питательной воды – 303 °С. Мощность турбопривода питательного насоса составляет 3,4 % электрической мощности турбогенератора.

Компоновка паровой турбины включает в себя совмещенный цилиндр высокого и среднего давления (ЦВСД), двухпоточный ЦСД и два двухпоточных ЦНД. Парораспределение ЦВД – сопловое. Благодаря центральному расположению в ЦВСД паровпусков высокого и среднего давления и использованию протечки переднего (внутреннего) уплотнения ЦВД, маневренные характеристики разработанной турбины выше.

В рамках проекта AD 700 ведутся разработки технологий, которые в перспективе должны обеспечить создание энергоблока нового поколения на угле с параметрами свежего пара 35 МПа и 700 °С и с однократным промежуточным перегревом до 720 °С (проект AD700PF) [48]. При давлении в конденсаторе 2 кПа КПД блока оценивается на уровне 50 %.

Компанией Alstom в настоящее время проводятся исследования в части разработки материалов для создания котельного агрегата на УСКП пара, работающего в составе демонстрационного энергоблока мощностью 400 МВт. Разрабатываемый котел должен иметь следующие характеристики:

- параметры свежего пара: 35,8 МПа / 702 °С;
- расход свежего пара: 991 т/ч;
- параметры пара после промежуточного перегрева: 7,1 МПа / 720 °С;
- расход вторичного пара: 782 т/ч;
- температура питательной воды 330 °С.

Южно-Корейской компанией ENGSOFT Lab были выполнены исследования, одним из результатов которых стала тепловая схема энергоблока на УСКП пара с электрической мощностью 850 МВт (таблица 2.3). Тепловая схема энергоблока представлена на рисунке 2.7 [81].

Таблица 2.3 – Характеристики блока 850 МВт на УСКП параметры пара

Параметр	Величина / размерность
Установленная электрическая мощность	850 МВт (брутто)
Параметры пара на входе в ЦВД: - давление свежего пара - температура свежего пара	30,0 МПа 700 °С
Промежуточный перегрев - давление вторичного пара - температура вторичного пара	однократный 6,0 МПа 730 °С
Давление в конденсаторе	10,14 кПа
Температура питательной воды на входе в котел	330 °С
Тип ЦСД	однопоточный
Число регенеративных подогревателей	9 (4 ПВД, 1 деаэратор, 4 ПНД)
Тип и количество ЦНД	1 двухпоточный
Высота последней лопатки ЦНД, число оборотов	1200 мм, 3000 об/мин
КПД	Увеличение КПД на 6 % по сравнению с блоком ССКП с $t_0 = 600$ °С

Проведенный анализ высокотемпературных тепловых схем позволил сделать ряд выводов по структуре и основным термодинамическим параметрам пара:

– Анализ технических характеристик современных энергоблоков, начальные параметры пара которых принято относить к суперсверхкритическому уровню, показывает, что большинство генерирующих объектов имеют температуру пара 580-620 °С, а давление 26-30 МПа. Следующим этапом в повышении эффективности ТЭС станут энергоблоки на параметры острого пара 30-32 МПа / 650-670 °С. Технические решения для создания таких энергоблоков находятся в высокой степени готовности, и в данный момент ведутся предпроектные работы. Максимальная температура пара в перспективных энергоблоках ТЭС на УСКП пара составляет 720 °С. Дальнейшее повышение температуры пара ограничивают физические свойства существующих и разрабатываемых материалов.

– Большинство новых энергоблоков выполняется с однократным промежуточным перегревом пара, хотя, как отмечалось выше, второй перегрев дает прибавку в КПД в 1,2-1,5 %. Связано это с тем, что введение второго промежуточного перегрева существенно усложняет конструкцию и турбины, и котла, создавая, кроме того, ряд эксплуатационных проблем. Поэтому два промежуточных перегрева пара используют в тех энергоблоках, в которых дополнительные капитальные затраты компенсируются снижением топливных издержек. Двойной промежуточный перегрев также реализуется в случаях, когда нет возможности обеспечить приемлемый уровень экономичности за счет улучшения других параметров энергоблока, в частности давления в конденсаторе, как в случае проекта фирм General Electric и Toshiba, где расчетное давление в конденсаторе было принято равным 8,5 кПа.

– Подавляющее большинство энергоблоков нового поколения выполнено на начальное давление не более 29 МПа. Судя по имеющимся публикациям, это связано с тем, что прирост экономичности вследствие роста начального давления пара при существующих экономических условиях не окупает усложнение конструкции турбины (увеличение числа ступеней и, соответственно, цилиндров, трудности обеспечения плотности горизонтальных разъемов корпусов с высоким внутренним давлением, сложность обеспечения вибрационной надежности работы валопровода турбоагрегата и другие).

– Большинство энергоблоков имеют мощность 600-900 МВт, что, с одной стороны, позволяет оставаться в рамках умеренного количества ЦНД (одного-двух) и общего количества цилиндров (трех-четырёх), а с другой – обеспечить достаточно высокий КПД проточной части турбины. Большинство энергоблоков, вводимых в Японии, имеет мощность 1000 МВт. Заметим, что даже для докритических начальных параметров пара строительство энергоблоков мощностью менее 600 МВт ведется в исключительных случаях, обусловленных специальными соображениями.

Совместное увеличение расхода пара вместе с ростом начальных параметров пара обусловлено стремлением компенсировать прирост стоимости создания высокотемпературного энергоблока за счет эффекта масштаба производства, когда постоянные издержки, величина которых пропорциональна размеру капитальных вложений, снижается в расчете на 1 кВт·ч выработанной электрической энергии.

– Температура питательной воды с повышением начальной температуры и давления пара возрастает. У энергоблоков на параметры пара 26-29 МПа / 580-610 °С температура питательной воды находится в пределах 290-305 °С. Переход к ультрасверхкритическим параметрам пара сопровождается повышением температуры питательной воды до 330 °С. Имеющиеся данные позволяют установить лишь общий тренд изменения данного параметра, но не определить конкретное значение температуры питательной воды для множества сочетаний начальных параметров пара высокотемпературных энергоблоков в силу большого разброса значений и недостатка данных. Для выбора значения температуры питательной воды необходимо провести исследование влияния $t_{пв}$ на эффективность энергоблока при различных параметрах свежего и перегретого пара.

– Количество подогревателей при переходе к высокотемпературным технологиям производства электрической энергии остается практически неизменным. В большинстве тепловых схем регенеративная система представлена девятью подогревателями (включая деаэратор), в отдельных случаях их количество увеличивается до десяти. Сохранение числа подогревателей объясняется стремлением не допустить усложнения паротурбинной установки и небольшим приростом эффективности от увеличения числа ступеней подогрева.

– Соотношение давления пара после промежуточного перегрева и давления свежего пара претерпевает значительные изменения при переходе к ССКП и УСКП пара. Так, для СКП паротурбинных установок К-800-23,5 и К-1200-23,5 данное отношение имеет значение 0,14-0,15, что в пределах рекомендованного диапазона $P_{пп} = (0,1-0,2) \cdot P_0$, предложенного Рыжким В.Я. [18]. В зарубежных блоках с давлением пара 27,6-29,7 МПа данное соотношение может иметь значение вплоть до 0,25. В Южно-Корейском проекте создания энергоблока на УСКП пара отношение давления промежуточного перегрева к давлению свежего пара равно 0,198. Широта рекомендованного диапазона давления промежуточного перегрева и имеющийся разброс значений указанного соотношения обосновывает необходимость проведения исследования, направленного на установление термодинамических оптимальных параметров перегретого пара.

– Температура перегретого пара в большинстве случаев либо равна температуре свежего пара, либо превышает ее на 1-3 %. В отечественном энергомашиностроении температуру перегретого

Представленная тепловая схема имеет однократный перегрев пара перед ЦСД. Подогрев питательной воды осуществляется в девяти подогревателях, из которых три – ПВД, один – деаэрактор и пять – ПНД. Два отбора пара осуществляется в части высокого давления (ЧВД), четыре – в части среднего давления и три – в части низкого давления. Деаэрактор работает на собственном отборе пара. Привод питательного насоса – паротурбинный. Приводная турбина имеет собственный конденсатор. Схема включения питательных насосов – одноподъемная.

ЦВД имеет петлевую схему движения пара. ЦСД выполнен двухпоточным. Общее количество цилиндров низкого давления (ЦНД) равно трём.

Разработанный профиль высокотемпературного паротурбинного энергоблока является основой для получения количественных оценок эффективности энергоблока в зависимости от начальных параметров пара. Получение кривых изменения КПД энергоблока нетто проводилось путем вариантных расчетов. Для выполнения вычислений часть параметров являлись переменными параметрами, другая часть, куда входят величины, не зависящие от P_0 и t_0 и не являющиеся объектом исследования, была зафиксирована.

Основные параметры представленной на рисунке 2.8 тепловой схемы с указанием типа переменных приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Основные параметры тепловой схемы с высокотемпературной паровой турбиной

№ п/п	Название параметра	Значение	Вид параметра
1	Расход свежего пара, кг/с	692,5	const
2	Давление свежего пара, МПа	26-35	var
3	Температура свежего пара, °С	580-720	var
4	Давление перегретого пара, МПа	4-7	var
5	Температура перегретого пара, °С	$t_0 = t_{пп}$	var
6	Температура питательной воды, °С	280-330	var
7	Расход пара промежуточного перегрева, кг/с	определяется, исходя из $t_{пв}$	var
8	Давление в конденсаторе, кПа	5	const
9	КПД котла брутто, %	93	const
10	Внутренний относительный КПД ЦВД, %	88	const
11	Внутренний относительный КПД ЦСД, %	91	const
12	Внутренний относительный КПД ЦНД, %	86	const
13	КПД конденсатного насоса, %	80	const
14	КПД питательного насоса, %	85	const

2.2 Методика выполнения исследования влияния параметров тепловых схем на эффективность высокотемпературных энергоблоков

В ходе анализа существующих высокотемпературных тепловых схем были сформулированы задачи исследования влияния параметров тепловой схемы на КПД энергоблока. В частности, требуется исследовать влияние температуры питательной воды и давления промежуточного перегрева на показатели эффективности ТЭС для множества значений начальных параметров пара, принадлежащих диапазону 26-35 МПа / 580-720 °С. Для получения корректных результатов также необходимо провести проверку на предмет наличия взаимозависимости между двумя этими параметрами. Конечной целью выполнения исследования является получение количественных оценок КПД энергоблока нетто в зависимости от начальных параметров пара (P_0 , t_0).

Исследование было выполнено путем проведения вариантных расчетов тепловой схемы, представленной на рисунке 2.8. Каждый этап расчетов выполнялся для множества комбинаций начальных параметров пара:

- давление свежего пара $P_0 = 26$ МПа: $t_0 = 580; 620; 660; 700; 720$ °С;
- давление свежего пара $P_0 = 28$ МПа: $t_0 = 580; 620; 660; 700; 720$ °С;
- давление свежего пара $P_0 = 30$ МПа: $t_0 = 580; 620; 660; 700; 720$ °С;
- давление свежего пара $P_0 = 32$ МПа: $t_0 = 580; 620; 660; 700; 720$ °С;
- давление свежего пара $P_0 = 35$ МПа: $t_0 = 580; 620; 660; 700; 720$ °С.

При этом неизменными параметрами для каждой серии вычислений являлись:

- КПД котельного агрегата брутто – 93 %;
- топливо: длиннопламенный кузнецкий каменный уголь Талдинского угольного разреза с низшей теплотой сгорания 22417 кДж/кг;
- давление в конденсаторе – 5 кПа;
- внутренний относительный КПД ЦВД – 88 %;
- внутренний относительный КПД ЦСД – 91 %;
- внутренний относительный КПД ЦНД – 86 %;
- КПД механический – 99 %;
- КПД электрогенератора – 98,8 %;
- КПД питательного насоса – 85 %;
- КПД конденсатного насоса – 80 %.

На первом этапе исследования влияния термодинамических параметров цикла на КПД энергоблока выполнялись вариантные расчеты, где для каждого сочетания начальных параметров

пара варьировалась температура питательной воды в диапазоне 280-330 °С с шагом в 10 °С. Давление промежуточного перегрева было выбрано равным 16 % от P_0 , температура пара после промежуточного перегрева принята равной начальной температуре пара. В ходе расчета параметры пара в ПВД 2 были привязаны к параметрам пара на выхлопе ЦВД. В случае невозможности обеспечения низких температур питательной воды (280-290 °С) при высоком давлении свежего, а, соответственно, и перегретого пара отключение первого ПВД не производилось. Такие точки исключались из общей зависимости. Также исключались из графиков зависимости точки, соответствующие низким значениям давления и высокой температуре питательной воды, в силу низкой эффективности такой комбинации параметров схемы.

Проверка наличия взаимосвязи между $t_{пв}$ и оптимальным значением $P_{пп}$ также проводилась методом вариантных расчетов. Для этого были повторно проведены расчеты тепловых схем, где в качестве варьируемых параметров была снова использована температура питательной воды. Значение давления промежуточного перегрева было принято по результатам исследования влияния $P_{пп}$ на термический КПД цикла – было выбрано значение, обеспечивающее максимальную термодинамическую эффективность.

Далее выполнялась проверка достижения максимального термического КПД тепловой схемы с регенерацией и однократным промежуточным перегревом, которая проводилась путем проведения уточняющих расчетов, в ходе которых задавались значения отклонения $P_{пп}$. Проверочные отклонения составляли $\pm 0,5$, ± 1 , $\pm 1,5$ МПа. Если по результатам проверки базовому значению давления промежуточного перегрева соответствовало максимальное значение КПД, то процесс оптимизации в части тепловых схем считался завершенным и оптимальное значение КПД брутто приравнялось к рассчитанному КПД по базовому значению $P_{пп}$. Если при отклонении давления промежуточного перегрева обнаруживалась тенденция к росту или снижению термической эффективности, то определялся новый оптимум давления промежуточного перегрева и расчет тепловой схемы повторялся с новым значением КПД. Необходимость проведения итерационных расчетов является признаком наличия зависимости между $t_{пв}$ и *opt.* $P_{пп}$.

2.3 Исследование влияния температуры питательной воды на КПД высокотемпературного энергоблока

Переход к высокотемпературным энергоблокам сопровождается как ростом начального давления пара, так и повышением давления пара после промежуточного перегрева. Доказано, что

при сохранении числа регенеративных подогревателей для фиксированных значений P_0 и $P_{пп}$ существует оптимальное значение $t_{пв}$, при котором достигается наибольший КПД энергоблока.

В большинстве реализованных тепловых схем на суперсверхкритические параметры пара (26-30 МПа / 580-620 °С) с однократным промежуточным перегревом регенеративная система включает в себя девять подогревателей питательной воды: три ПВД, деаэрактор, пять ПНД. При этом давление второго по пару регенеративного отбора определяется непосредственно параметрами перегретого пара, увеличение которого повышает температуру насыщения отборного пара, а, следовательно, и температуру питательной воды. Повышение отборных параметров пара происходит во всех регенеративных подогревателях питательной воды. При некотором значении температуры питательной воды величины подогрева могут быть выровнены. Такому состоянию соответствует максимальный электрический КПД турбоустановки. Предполагается, что дальнейшее увеличение температуры питательной воды (при фиксированном значении $P_{пп}$) будет приводить к увеличению подогрева в первом по ходу пара в турбине регенеративном подогревателе, в то время как во втором подогрев останется неизменным. Задача исследования, приведенного в данном разделе, состоит в определении конкретных зависимостей изменения КПД энергоблока от температуры питательной воды для множества различных комбинаций начальных параметров пара, а также в определении степени смещения оптимума температуры питательной воды при изменении соотношения $P_0 / P_{пп}$.

На рисунке 2.9 и в таблице 2.5 представлены результаты вариантных расчетов тепловой схемы, изображенной на рисунке 2.8. На представленных рисунках показана зависимость изменения КПД энергоблока от повышения температуры питательной воды для различных значений давления промежуточного перегрева. Давление промежуточного перегрева для выполнения условия сопоставимости полученных данных было выбрано равным 16 % от P_0 .

Анализ зависимостей, представленных на рисунке 2.9, показывает, что при сохранении соотношения $P_0 / P_{пп}$ постоянным, значение температуры питательной воды, при котором обеспечивается максимум КПД энергоблока, не претерпевает изменений и принадлежит диапазону значений 315-320 °С. Повышение температуры питательной воды сверх оптимальных значений ведет к увеличению подогрева в ПВД 1 и снижает эффективность регенеративной системы.

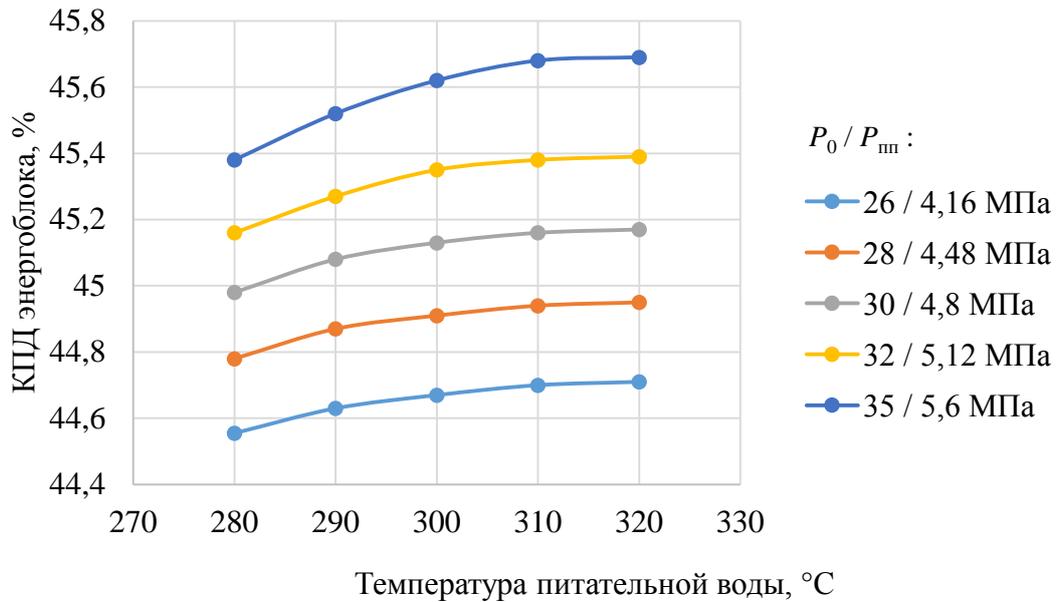


Рисунок 2.9 – Зависимость КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды ($t_0 = t_{\text{пн}} = 580 \text{ } ^\circ\text{C}$)

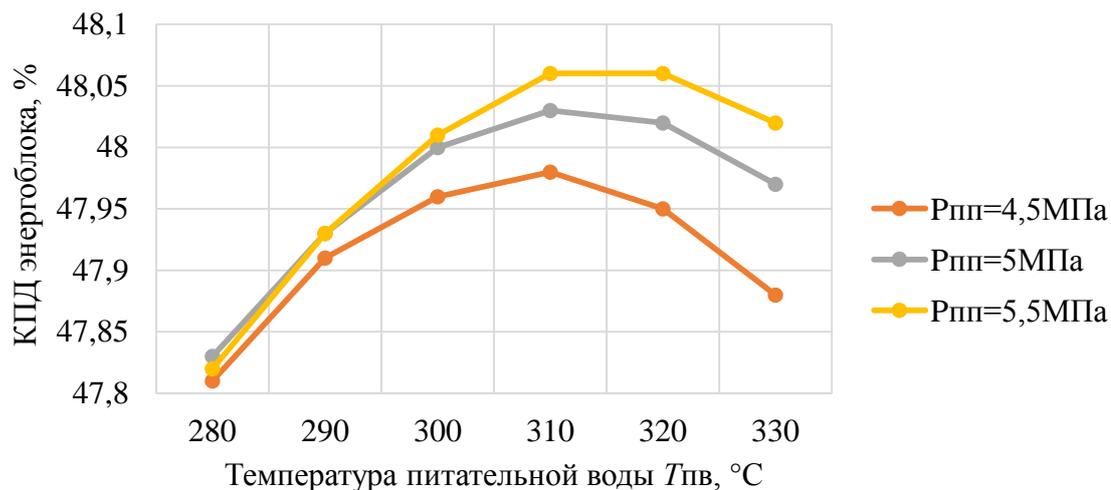
Таблица 2.5 – Зависимость КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды ($t_0 = t_{\text{пн}} = 580 \text{ } ^\circ\text{C}$)

$P_0 / P_{\text{пн}}$	КПД энергоблока ($t_0 = t_{\text{пн}} = 720 \text{ } ^\circ\text{C}$)				
	$t_{\text{пв}} = 280 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{пв}} = 290 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{пв}} = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{пв}} = 310 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{пв}} = 320 \text{ } ^\circ\text{C}$
26 / 4,16	44,45	44,63	44,67	44,7	44,71
28 / 4,48	44,78	44,87	44,91	44,94	44,95
30 / 4,8	44,98	45,08	45,13	45,16	45,17
32 / 5,12	45,16	45,27	45,35	45,38	45,39
35 / 5,6	45,38	45,52	45,62	45,68	45,69

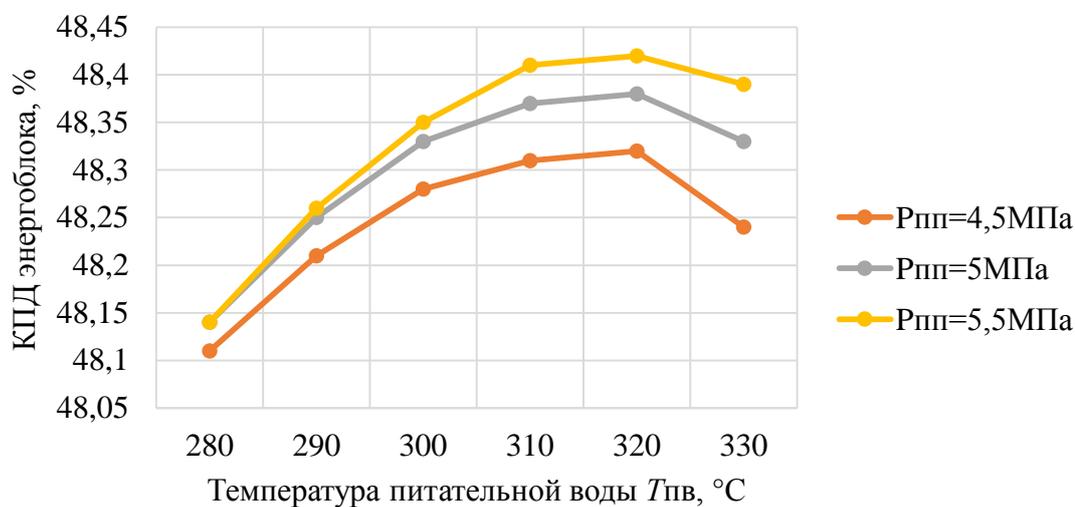
Согласно проведенному анализу существующих тепловых схем, приведенных в разделе 2.1, отношение давления свежего пара к давлению пара после промежуточного перегрева характеризуется большим разбросом данных. При схожих параметрах пара 27-29 МПа / 590-610 °C данная величина может принимать любое значение в диапазоне от 0,19 до 0,25. При этом также наблюдается тенденция к смещению отношения давлений свежего и перегретого пара от 0,14 (для СКП энергоблоков) к 0,2 при переходе к ССКП пара. Следовательно, необходимо исследовать влияние давления промежуточного перегрева на эффективность энергоблока и определить для каждой комбинации начальных параметров пара оптимальное давление промежуточного перегрева.

Базируясь на имеющихся данных, может быть выдвинута гипотеза о том, что для фиксированных параметров свежего пара соотношение $P_0 / P_{\text{пн}}$, обеспечивающее максимум КПД энергоблока, при различных значениях температуры питательной воды может принимать различные значения.

В целях определения оптимальной температуры питательной воды необходимо выполнить проверку на предмет наличия взаимосвязи между температурой оптимальным значением $P_{пп}$ и температурой питательной воды. Исходными условиями для проверочного расчета были выбраны параметры пара 32 МПа / 720 °С и 35 МПа / 720 °С. Для обоих вариантов тепловой схемы проведены расчеты КПД энергоблока в зависимости от температуры питательной воды при значениях $P_{пп} = 4,5; 5; 5,5$ МПа. Полученные данные представлены на рисунке 2.10 и в таблицах 2.6 и 2.7.



а)



б)

а) – $P_0 = 32$ МПа, $t_0 = 720$ °С; б) – $P_0 = 35$ МПа, $t_0 = 720$ °С

Рисунок 2.10 – Зависимость КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды при различных давлениях перегретого пара

Таблица 2.6 – Зависимость КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды ($P_0 = 32$ МПа, $t_0 = 720$ °С)

$P_{пп}$, МПа	КПД энергоблока ($P_0 = 32$ МПа, $t_0 = 720$ °С)					
	$t_{пв} = 280$ °С	$t_{пв} = 290$ °С	$t_{пв} = 300$ °С	$t_{пв} = 310$ °С	$t_{пв} = 320$ °С	$t_{пв} = 330$ °С
4,5	47,81	47,91	47,96	47,98	47,95	47,88
5	47,82	47,93	48	48,03	48,02	47,97
5,5	47,83	47,93	48,01	48,06	48,06	48,02

Таблица 2.7 – Зависимость КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды ($P_0 = 35$ МПа, $t_0 = 720$ °С)

$P_{пп}$, МПа	КПД энергоблока ($P_0 = 35$ МПа, $t_0 = 720$ °С)					
	$t_{пв} = 280$ °С	$t_{пв} = 290$ °С	$t_{пв} = 300$ °С	$t_{пв} = 310$ °С	$t_{пв} = 320$ °С	$t_{пв} = 330$ °С
4,5	48,11	48,21	48,28	48,31	48,32	48,24
5	48,14	48,25	48,33	48,37	48,38	48,33
5,5	48,14	48,26	48,35	48,41	48,42	48,39

Анализ рисунка 2.10 показывает, что повышение $P_{пп}$ с 4,5 до 5,5 МПа при начальных параметрах пара $P_0 = 32$ МПа, $t_0 = 720$ °С приводит к смещению оптимальной температуры питательной воды от 310 до 315 °С. При этом произошло изменение соотношения $P_0 / P_{пп}$ с 0,14 до 0,17. Аналогичная закономерность прослеживается для тепловой схемы с параметрами $P_0 = 35$ МПа, $t_0 = 720$ °С. Рост $P_{пп}$ с 4,5 до 5,5 МПа привел к сдвигу температуры питательной воды с 315 до 320 °С.

Таким образом, предварительно подтверждается гипотеза о влиянии температуры питательной воды на давление промежуточного перегрева. Более подробное исследование данного явления представлено в разделе 2.4 диссертации.

2.4 Оптимизация температуры питательной воды и давления промежуточного перегрева пара в тепловых схемах высокотемпературных энергоблоков

Повышение температуры питательной воды приводит к росту термической эффективности вследствие увеличения средней интегральной температуры подвода теплоты в подцикл до промежуточного перегрева пара. В свою очередь это оказывает влияние на величину прироста эффективности, которую обеспечивает подцикл с промежуточным перегревом пара. Критерием достижения положительного эффекта от промежуточного перегрева пара является превышение средней интегральной температуры подвода теплоты в подцикле промежуточного перегрева над средней интегральной температурой подвода теплоты в подцикл первичного пара. Выполнение

этого условия приводит к увеличению общей средней интегральной температуры подвода теплоты в цикл.

Для недопущения снижения эффективности добавочного перегрева пара с ростом $t_{пв}$ необходимо повышать давление промежуточного перегрева, что в свою очередь снижает располагаемый теплоперепад в ЦВД и снижает относительное приращение КПД, обеспечиваемое ПП. Повышение средней интегральной температуры подвода теплоты в базовый цикл, направленное на рост эффективности, и приближение этой температуры к средней интегральной температуре подвода теплоты в дополнительный цикл является основой двухкритериальной оптимизационной задачи по совместному определению температуры питательной воды и давления промежуточного перегрева при изменении начальных параметров пара. Наглядно данное явление представлено на рисунках 2.11, 2.12, 2.13, 2.14. Расчетные данные приведены в таблицах 2.8, 2.9, 2.10, 2.11.

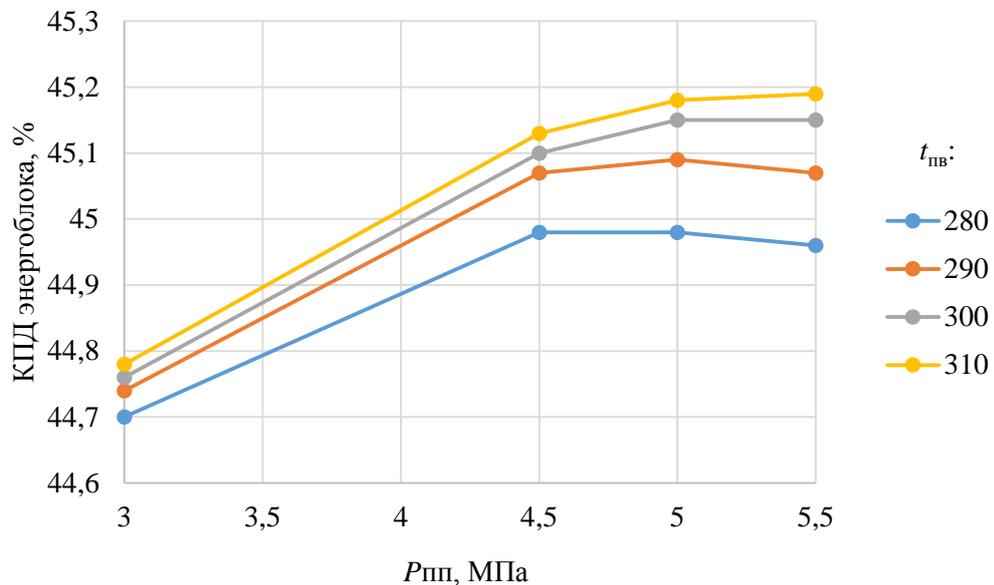


Рисунок 2.11 – Зависимость КПД энергоблока брутто от давления промежуточного перегрева для различных температур питательной воды ($t_0 = t_{пп} = 580$ °C, $P_0 = 30$ МПа)

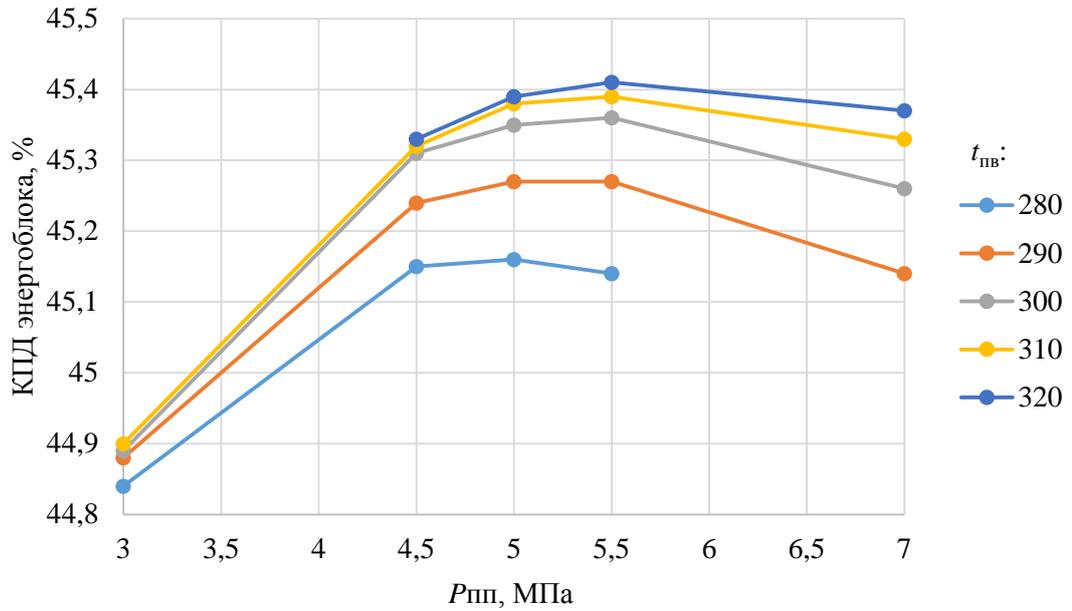


Рисунок 2.12 – Зависимость КПД энергоблока брутто от давления промежуточного перегрева для различных температур питательной воды ($t_0 = t_{пп} = 580$ °C, $P_0 = 32$ МПа)

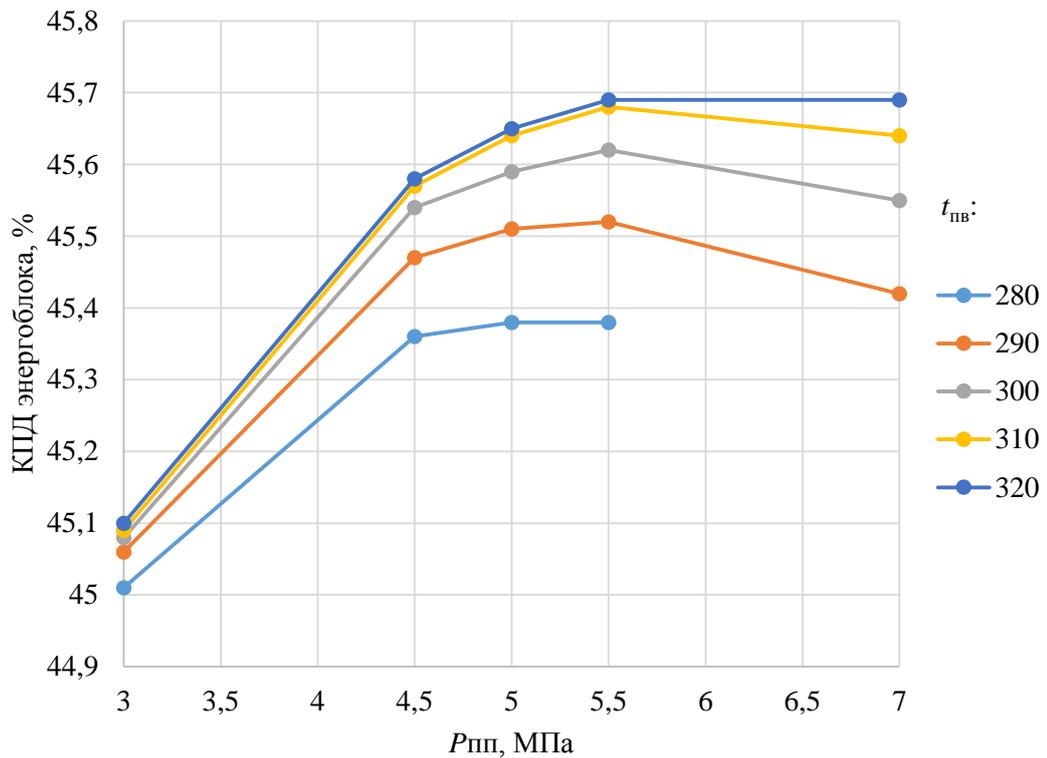


Рисунок 2.13 – Зависимость КПД энергоблока брутто от давления промежуточного перегрева для различных температур питательной воды ($t_0 = t_{пп} = 580$ °C, $P_0 = 35$ МПа)

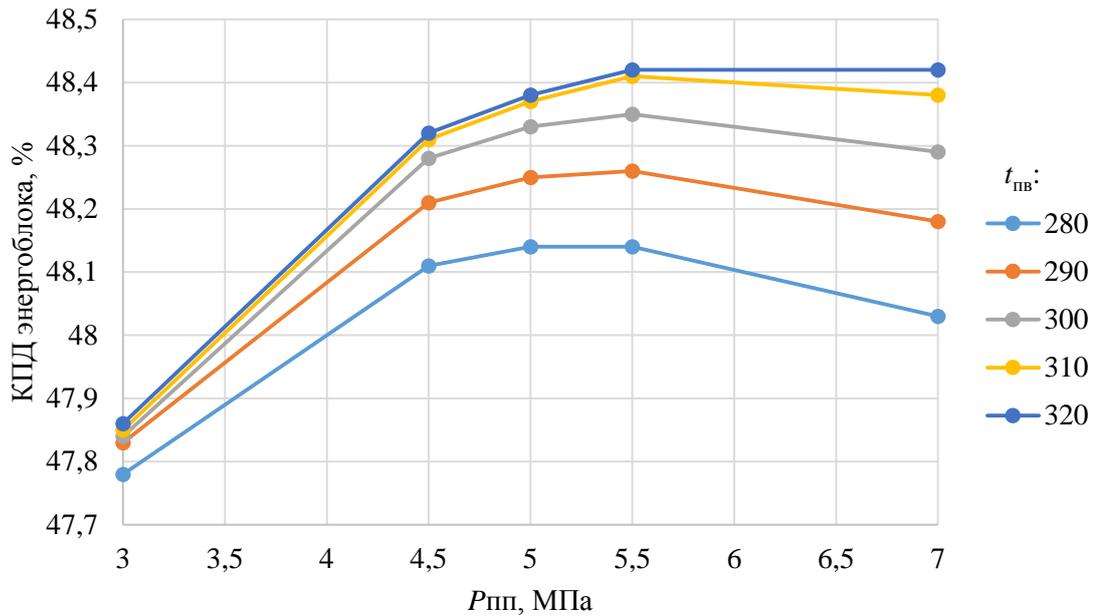


Рисунок 2.14 – Зависимость КПД энергоблока брутто от давления промежуточного перегрева для различных температур питательной воды ($t_0 = t_{пп} = 720$ °C, $P_0 = 35$ МПа)

Таблица 2.8 – Зависимость КПД энергоблока брутто от давления промежуточного перегрева для различных температур питательной воды ($t_0 = t_{пп} = 580$ °C, $P_0 = 30$ МПа)

$t_{пв}$, °C	КПД энергоблока ($P_0 = 30$ МПа, $t_0 = 580$ °C)			
	$P_{пп} = 3$ МПа	$P_{пп} = 4,5$ МПа	$P_{пп} = 5$ МПа	$P_{пп} = 5,5$ МПа
280	44,7	44,98	44,98	44,96
290	44,74	45,07	45,09	45,07
300	44,76	45,1	45,15	45,15
310	44,78	45,13	45,18	45,19

Таблица 2.9 – Зависимость КПД энергоблока брутто от давления промежуточного перегрева для различных температур питательной воды ($t_0 = t_{пп} = 580$ °C, $P_0 = 32$ МПа)

$t_{пв}$, °C	КПД энергоблока ($P_0 = 32$ МПа, $t_0 = 580$ °C)				
	$P_{пп} = 3$ МПа	$P_{пп} = 4,5$ МПа	$P_{пп} = 5$ МПа	$P_{пп} = 5,5$ МПа	$P_{пп} = 7$ МПа
280	44,84	45,15	45,16	45,14	
290	44,89	45,24	45,27	45,27	45,14
300	44,89	45,31	45,35	45,36	45,26
310	44,89	45,32	45,39	45,39	45,33
320	44,9	45,33	45,39	45,41	45,37

Таблица 2.10 – Зависимость КПД энергоблока брутто от давления промежуточного перегрева для различных температур питательной воды ($t_0 = t_{\text{нп}} = 580 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_0 = 35 \text{ МПа}$)

$t_{\text{пв}}, \text{ }^\circ\text{C}$	КПД энергоблока ($P_0 = 35 \text{ МПа}$, $t_0 = 580 \text{ }^\circ\text{C}$)				
	$P_{\text{пп}} = 3 \text{ МПа}$	$P_{\text{пп}} = 4,5 \text{ МПа}$	$P_{\text{пп}} = 5 \text{ МПа}$	$P_{\text{пп}} = 5,5 \text{ МПа}$	$P_{\text{пп}} = 7 \text{ МПа}$
280	45,01	45,36	45,38	45,38	
290	45,08	45,47	45,51	45,52	45,42
300	45,09	45,54	45,59	45,62	45,55
310	45,1	45,58	45,68	45,68	45,64
320	45,1	45,58	45,65	45,69	45,69

Таблица 2.11 – Зависимость КПД энергоблока брутто от давления промежуточного перегрева для различных температур питательной воды ($t_0 = t_{\text{нп}} = 720 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_0 = 35 \text{ МПа}$)

$t_{\text{пв}}, \text{ }^\circ\text{C}$	КПД энергоблока ($P_0 = 35 \text{ МПа}$, $t_0 = 720 \text{ }^\circ\text{C}$)				
	$P_{\text{пп}} = 3 \text{ МПа}$	$P_{\text{пп}} = 4,5 \text{ МПа}$	$P_{\text{пп}} = 5 \text{ МПа}$	$P_{\text{пп}} = 5,5 \text{ МПа}$	$P_{\text{пп}} = 7 \text{ МПа}$
280	47,78	48,11	48,14	48,14	48,03
290	47,84	48,21	48,25	48,26	48,18
300	47,86	48,28	48,33	48,35	48,29
310	47,86	48,31	48,37	48,41	48,38
320	47,87	48,32	48,38	48,42	48,42

Анализ полученных данных свидетельствует от том, что вне зависимости от сочетания начальных параметров пара повышение температуры питательной воды приводит к смещению оптимального значения $P_{\text{пп}}$ в сторону увеличения, что подтверждает выдвинутую гипотезу.

Согласно кривым, изображенным на рисунках 2.11 и 2.14, при повышении начального давления пара с 30 до 32 МПа при неизменной температуре перегретого и свежего пара смещение точки оптимального давления ПП для температуры питательной воды $280 \text{ }^\circ\text{C}$ составляет 0,15 МПа (с 4,75 до 4,9 МПа). При повышении температуры до $310 \text{ }^\circ\text{C}$ оптимальное значение давления ПП также смещается вправо на 0,18 МПа (с 5,5 до 5,68 МПа). То есть изменение начального давления на 6,6 %, смещает оптимальное значение давления промежуточного перегрева на 3,1-3,2 % в сторону более высоких значений. С другой стороны, при постоянных параметрах P_0 , $P_{\text{пп}}$, t_0 и $t_{\text{нп}}$ рост температуры питательной воды с 280 до $310 \text{ }^\circ\text{C}$ повышает давление ПП, которому соответствует максимум термической эффективности. В соответствии с рисунками с 2.11 по 2.14 повышения $t_{\text{пв}}$ на 1 % сдвигает оптимум давления ПП на 1,8-2 %.

Выявленное влияние температуры питательной воды на оптимум давления промежуточного перегрева обуславливает необходимость проведения совместной оптимизации их значений. Процесс оптимизации был выполнен путем последовательных уточнений давления промежуточного перегрева после выполнения проверки на предмет соответствия его максимуму эффективности.

Базовое значение $P_{\text{пп}}$ было выбрано в предыдущем разделе диссертации в ходе термодинамического анализа цикла Ренкина. Оно было использовано в качестве стартового параметра при решении оптимизационной задачи. Для получения всеобъемлющих, исчерпывающих результатов, применимых ко множеству высокотемпературных энергоблоков, процесс оптимизации выполнялся для множества комбинаций начальных параметров пара, перечень которых был обозначен в разделе 2.2 настоящей главы. Варьируемым параметром расчета для каждой комбинации начальных параметров пара являлась температура питательной воды, которая задавалась в диапазоне 280-330 °С.

Полученные результаты приведены на рисунках 2.15, 2.16, 2.17, 2.18, 2.19 и в таблицах 2.12, 2.13, 2.14, 2.15, 2.16.

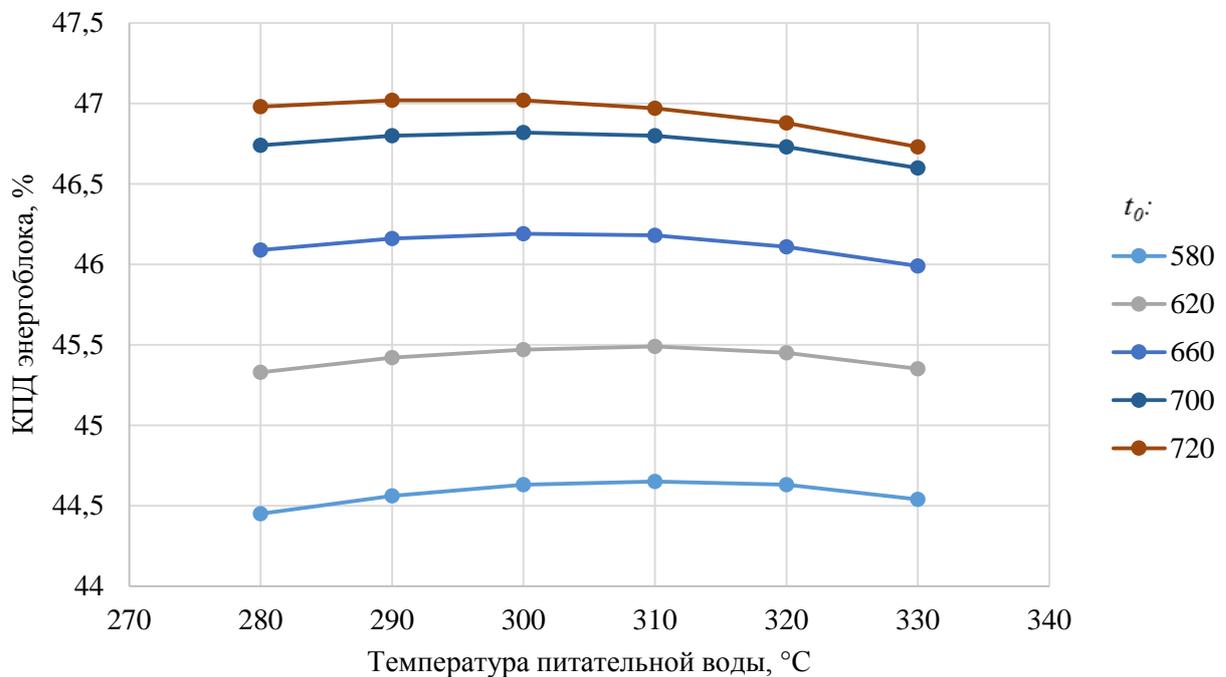


Рисунок 2.15 – Изменение термического КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений начальной температуры пара ($P_0 = 26$ МПа)

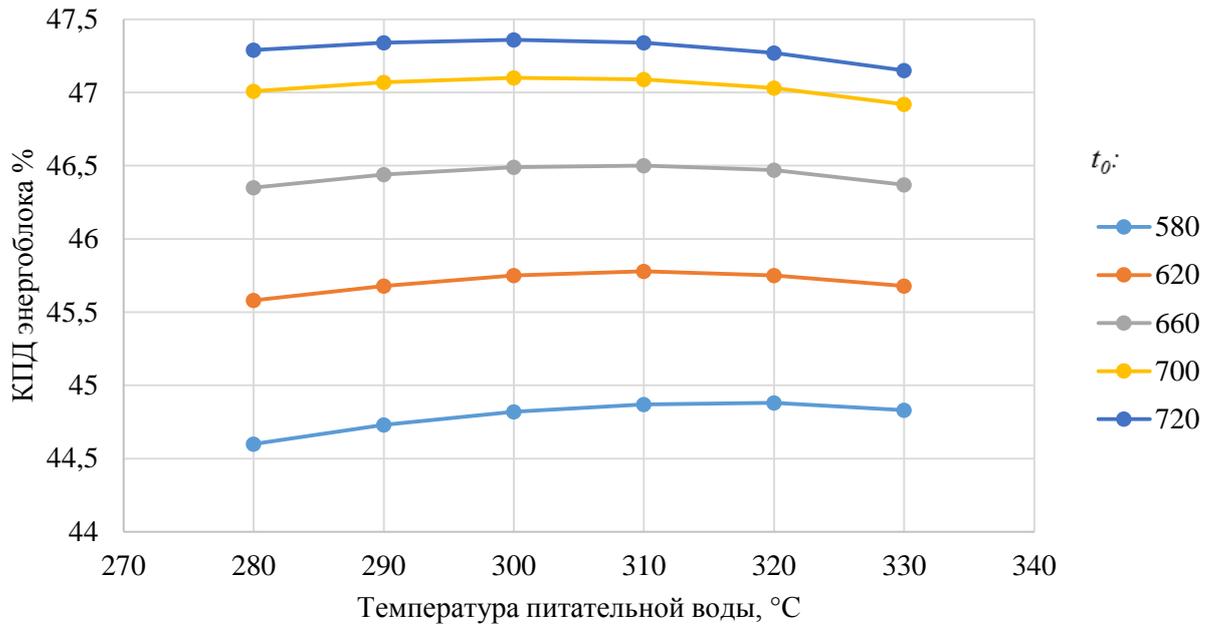


Рисунок 2.16 – Изменение термического КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений начальной температуры пара ($P_0 = 28$ МПа)

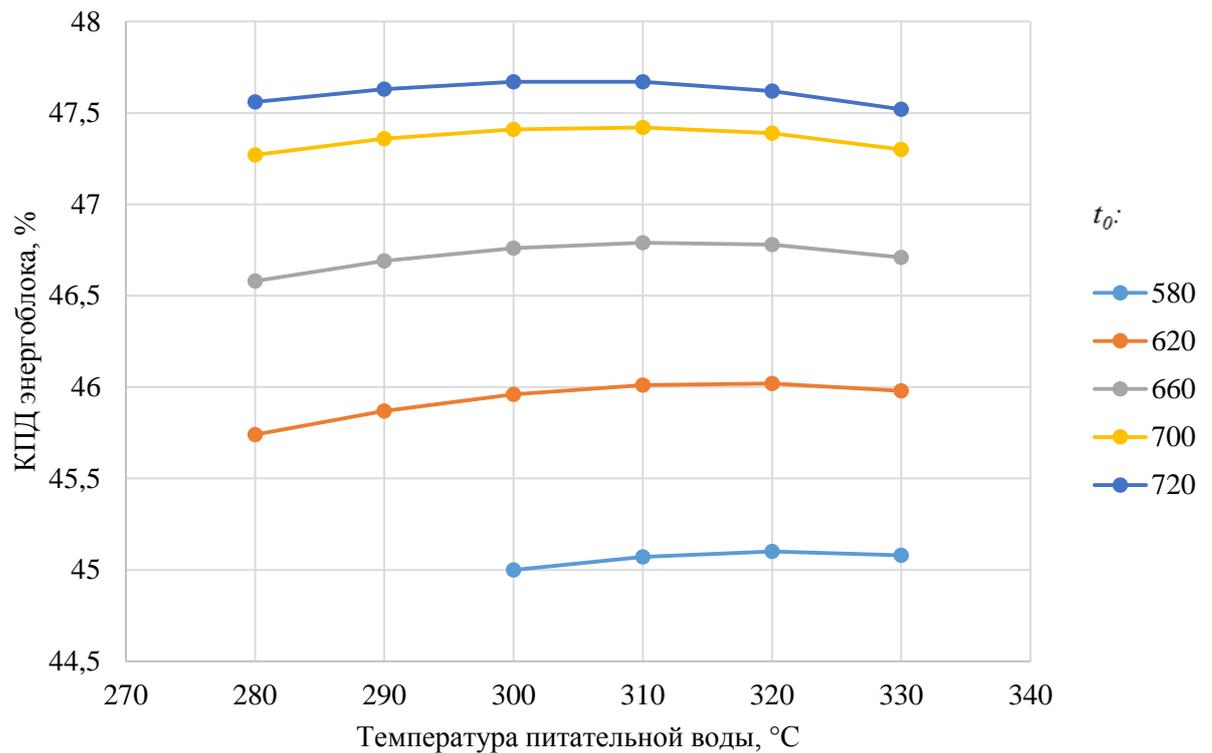


Рисунок 2.17 – Изменение термического КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений начальной температуры пара ($P_0 = 30$ МПа)

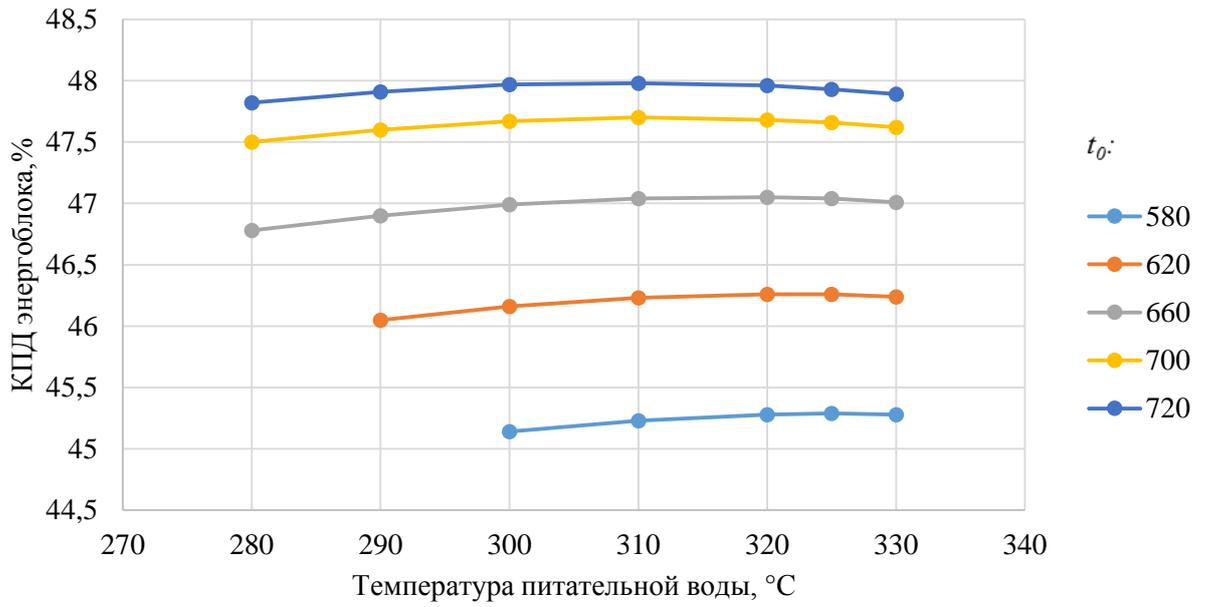


Рисунок 2.18 – Изменение термического КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений начальной температуры пара ($P_0 = 32$ МПа)

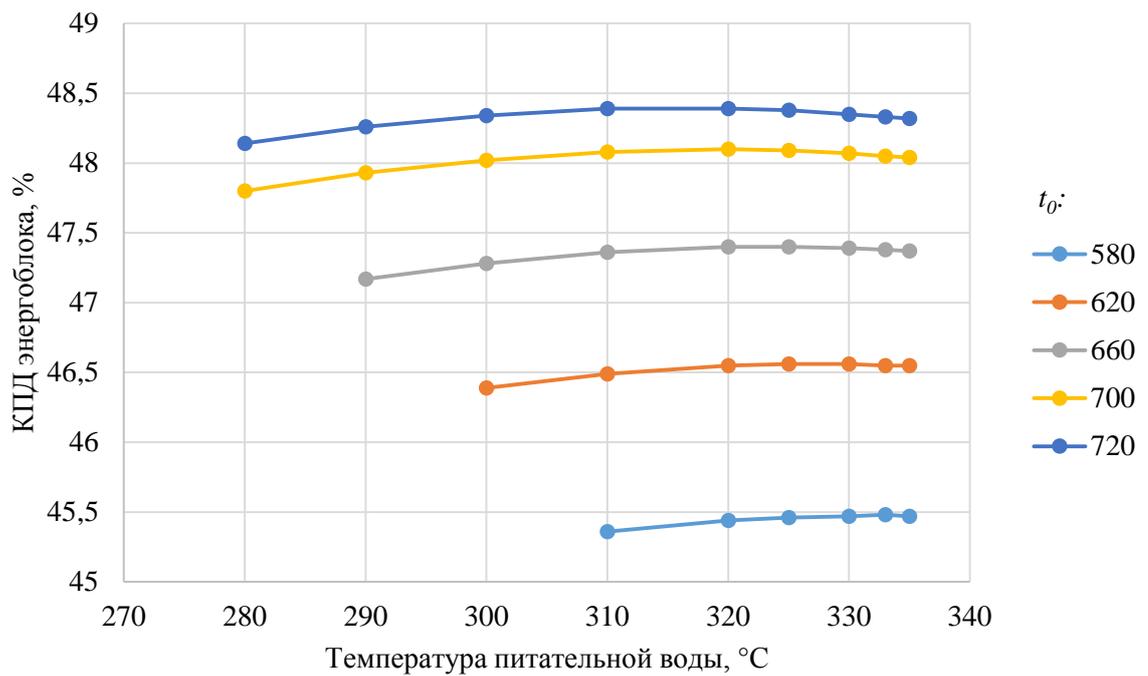


Рисунок 2.19 – Изменение термического КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений начальной температуры пара ($P_0 = 35$ МПа)

Таблица 2.12 – Изменение термического КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений начальной температуры пара ($P_0 = 26$ МПа)

$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	КПД энергоблока ($P_0 = 26$ МПа)				
	$t_0 = 580 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 620 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 660 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 700 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 720 ^\circ\text{C}$
280	44,45	45,33	46,09	46,74	46,98
290	44,56	45,42	46,16	46,8	47,02
300	44,63	45,47	46,19	46,82	47,02
310	44,65	45,49	46,18	46,8	46,97
320	44,63	45,45	46,11	46,73	46,88
330	44,54	45,35	45,99	46,6	46,73

Таблица 2.13 – Изменение термического КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений начальной температуры пара ($P_0 = 28$ МПа)

$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	КПД энергоблока ($P_0 = 28$ МПа)				
	$t_0 = 580 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 620 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 660 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 700 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 720 ^\circ\text{C}$
280	44,6	45,58	46,35	47,01	47,29
290	44,73	45,68	46,44	47,07	47,34
300	44,82	45,75	46,49	47,1	47,36
310	44,87	45,78	46,5	47,09	47,34
320	44,88	45,75	46,47	47,03	47,27
330	44,83	45,68	46,37	46,92	47,15

Таблица 2.14 – Изменение термического КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений начальной температуры пара ($P_0 = 30$ МПа)

$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	КПД энергоблока ($P_0 = 30$ МПа)				
	$t_0 = 580 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 620 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 660 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 700 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 720 ^\circ\text{C}$
280		45,74	46,58	47,27	47,56
290		45,87	46,69	47,36	47,63
300	45	45,96	46,76	47,41	47,67
310	45,07	46,01	46,79	47,42	47,67
320	45,1	46,02	46,78	47,39	47,62
330	45,08	45,98	46,71	47,3	47,52

Таблица 2.15 – Изменение термического КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений начальной температуры пара ($P_0 = 32$ МПа)

$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	КПД энергоблока ($P_0 = 32$ МПа)				
	$t_0 = 580 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 620 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 660 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 700 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 720 ^\circ\text{C}$
280			46,78	47,5	47,82
290		46,05	46,9	47,6	47,91
300	45,14	46,16	46,99	47,67	47,97
310	45,23	46,23	47,04	47,7	47,98
320	45,28	46,26	47,05	47,68	47,96
330	45,28	46,24	47,01	47,62	47,89

Таблица 2.16 – Изменение термического КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений начальной температуры пара ($P_0 = 35$ МПа)

$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	КПД энергоблока ($P_0 = 35$ МПа)				
	$t_0 = 580 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 620 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 660 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 700 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 720 ^\circ\text{C}$
280				47,8	48,14
290			47,17	47,93	48,26
300		46,39	47,28	48,02	48,34
310	45,36	46,49	47,36	48,08	48,39
320	45,44	46,55	47,4	48,1	48,39
330	45,47	46,56	47,39	48,07	48,35

Анализ полученных результатов показал, что для каждого значения начального давления пара с повышением температуры свежего и перегретого пара наблюдается тенденция к снижению оптимальной температуры питательной воды. Так при $P_0 = 35$ МПа повышение температуры пара с 580 до 720 $^\circ\text{C}$ сдвигает оптимум $t_{пв}$ на 20 до 310 $^\circ\text{C}$. Аналогичная картина прослеживается для более низких давлений.

Характер полученных кривых, а также повышение минимальной температуры питательной воды для начальных давлений 30-35 МПа при пониженных температурах (580-620 $^\circ\text{C}$) объясняется неравенством для каждого графика заданных значений давления промежуточного перегрева, представленных в таблице 2.5. Полученные значения КПД энергоблока брутто и значение давления промежуточного перегрева не являются окончательными и требуют уточнения.

Для проведения проверки на предмет достижения максимальных значений КПД проводился повторный расчет тепловых схем, где для каждой комбинации P_0 / t_0 при оптимальной $t_{пв}$, определенной на основе анализа рисунков с 2.15 по 2.19, задавались соседние значения $P_{пн}$ относительно базовой точки. В случае превышения новых расчетных значений КПД брутто над максимальным значением КПД, достигнутым в ходе предыдущего расчета, осуществлялся новый поиск оптимального давления промежуточного перегрева. Результаты проверки и новые значения $P_{пн}$ представлены в таблицах с 2.17 по 2.21.

Таблица 2.17 – Определение нового значения оптимума по давлению ПП для $P_0 = 26$ МПа

$t_0, ^\circ\text{C}$	Изменение $P_{пн}$ относительно базового значения, МПа									$P_{пн}^{opt}$
	-3,5	-2,5	-1,5	-1	-0,5	0	+0,5	+1	+1,5	
580				44,67	44,68	44,65	44,61			5,4
620					45,48	45,49	45,46			5,3
660						46,19	46,21	46,2		4,9
700						46,82	46,87	46,87		4,8
720						47,02	47,1	47,13	47,14	4,7

Таблица 2.18 – Определение нового значения оптимума по давлению ПП для $P_0 = 28$ МПа

$t_0, ^\circ\text{C}$	Изменение $P_{\text{пп}}$ относительно базового значения, МПа									$P_{\text{пп}}^{\text{opt}}$
	-3,5	-2,5	-1,5	-1	-0,5	0	+0,5	+1	+1,5	
580		44,78	44,91	44,93	44,91	44,88				5,65
620					45,77	45,78	45,76			5,45
660						46,5	46,52	46,51		5,35
700						47,1	47,15	47,17	47,16	5,1
720						47,36		47,48	47,48	5,05

Таблица 2.19 – Определение нового значения оптимума по давлению ПП для $P_0 = 30$ МПа

$t_0, ^\circ\text{C}$	Изменение $P_{\text{пп}}$ относительно базового значения, МПа									$P_{\text{пп}}^{\text{opt}}$
	-3,5	-2,5	-1,5	-1	-0,5	0	+0,5	+1	+1,5	
580		45,12	45,18	45,17		45,1				5,75
620				46,01	46,03	46,02				5,7
660					46,76	46,79	46,79			5,55
700						47,42	47,76	47,76		5,25
720						47,67	47,73	47,76	47,76	5,1

Таблица 2.20 – Определение нового значения оптимума по давлению ПП для $P_0 = 32$ МПа

$t_0, ^\circ\text{C}$	Изменение $P_{\text{пп}}$ относительно базового значения, МПа									$P_{\text{пп}}^{\text{opt}}$
	-3,5	-2,5	-1,5	-1	-0,5	0	+0,5	+1	+1,5	
580	45,21	45,37	45,4	45,38		45,29				6,35
620			46,25	46,28	46,28	46,26				6,15
660				46,98		47,05	47,05	47,03		6,0
700						47,7	47,73	47,73		5,8
720						47,98	48,07	48,06		5,55

Таблица 2.21 – Определение нового значения оптимума по давлению ПП для $P_0 = 35$ МПа

$t_0, ^\circ\text{C}$	Изменение $P_{\text{пп}}$ относительно базового значения, МПа									$P_{\text{пп}}^{\text{opt}}$
	-3,5	-2,5	-1,5	-1	-0,5	0	+0,5	+1	+1,5	
580	45,64	45,68	45,65	45,6	45,54	45,48			45,23	6,7
620		46,5	46,59	46,6	46,59	46,56				6,55
660		47,13		47,38	47,4	47,4	47,38			6,5
700		47,47		47,99	48,06	48,1	48,11	48,11	48,09	6,35
720		47,59		48,24		48,39	48,41	48,41		5,95

В зависимости от совокупности значений исходных параметров в ходе уточняющего расчета максимальный прирост КПД от уточнения давления промежуточного перегрева составил до 0,2 %.

Для установления окончательной зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для множества сочетаний начальных параметров высокотемпературных энергоблоков была выполнена еще одна вычислительная итерация, в рамках которой была проведена повторная серия вариантных расчетов с уточненными значениями $P_{\text{пп}}$.

Полученные результаты приведены на рисунках 2.20, 2.21, 2.22, 2.23, 2.24 и в таблицах 2.22, 2.23, 2.24, 2.25, 2.26.

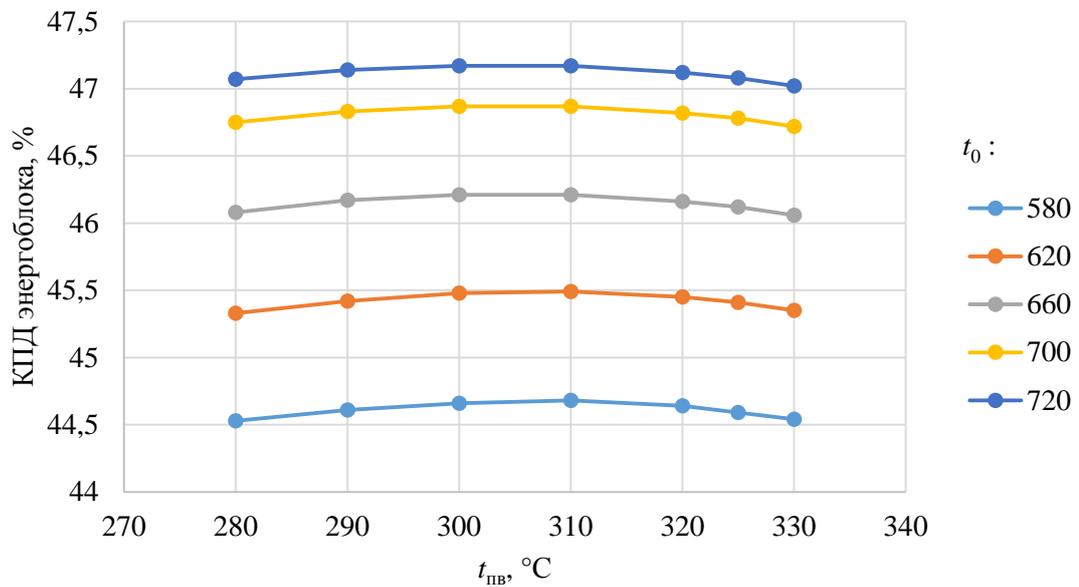


Рисунок 2.20 – Уточненный график зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений t_0 ($P_0 = 26$ МПа)

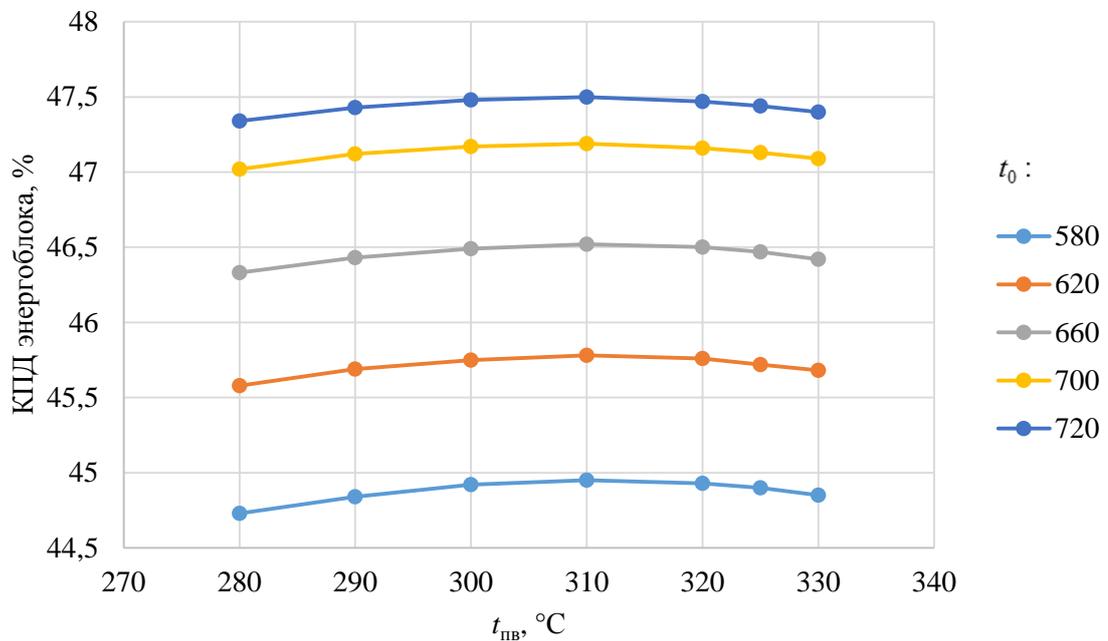


Рисунок 2.21 – Уточненный график зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений t_0 ($P_0 = 28$ МПа)

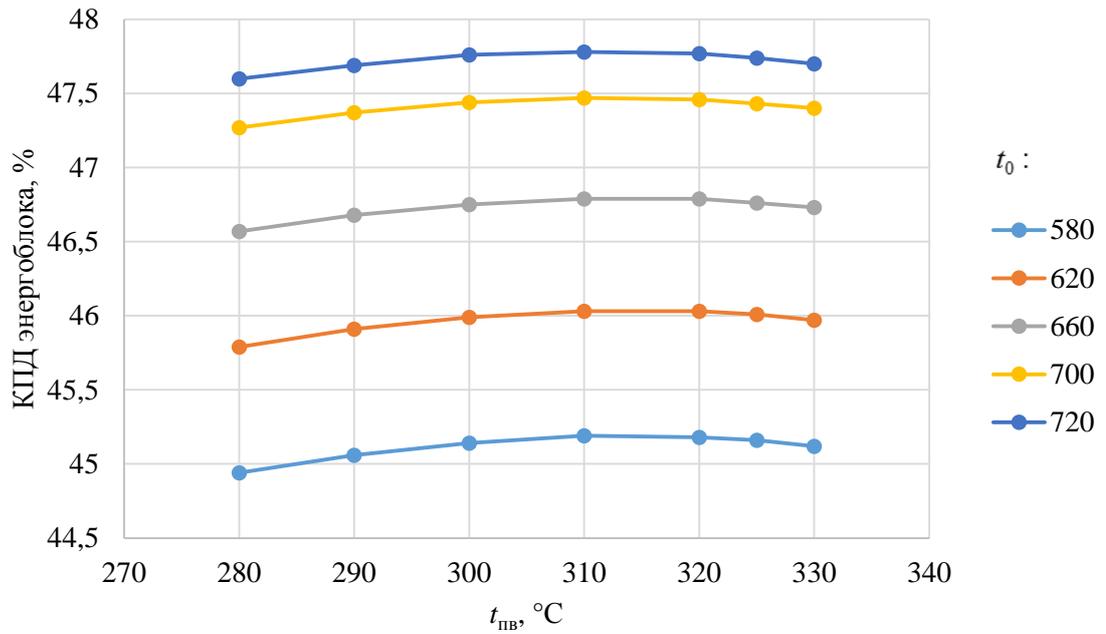


Рисунок 2.22 – Уточненный график зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений t_0 ($P_0 = 30$ МПа)

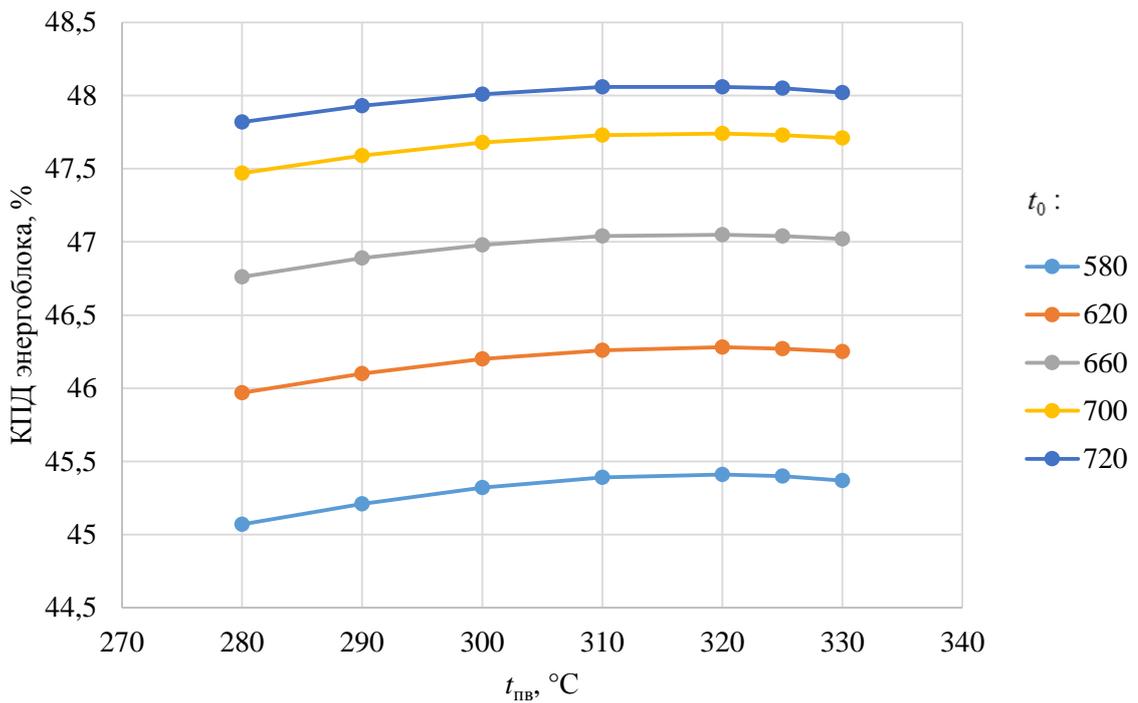


Рисунок 2.23 – Уточненный график зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений t_0 ($P_0 = 32$ МПа)

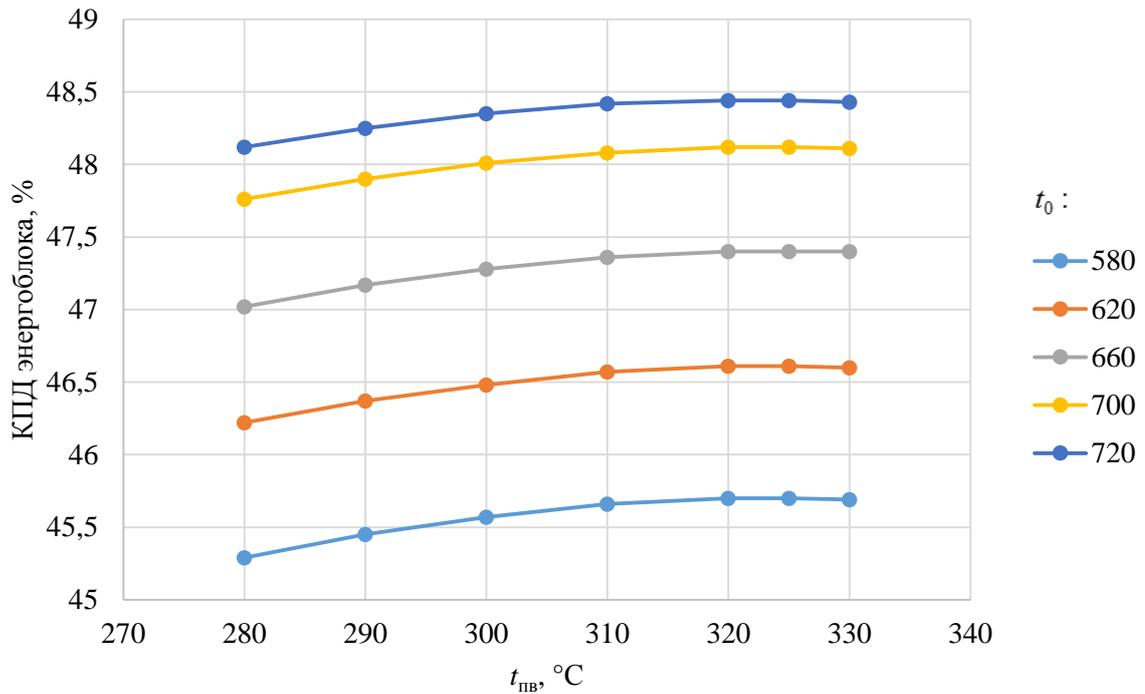


Рисунок 2.24 – Уточненный график зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений t_0 ($P_0 = 35$ МПа)

Таблица 2.22 – Уточненный график зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений t_0 ($P_0 = 26$ МПа)

$t_{пв}$, °C	КПД энергоблока ($P_0 = 26$ МПа)				
	$t_0 = 580$ °C	$t_0 = 620$ °C	$t_0 = 660$ °C	$t_0 = 700$ °C	$t_0 = 720$ °C
280	44,53	45,33	46,09	46,75	47,07
290	44,61	45,42	46,17	46,83	47,14
300	44,66	45,48	46,21	46,87	47,17
310	44,68	45,49	46,21	46,87	47,17
320	44,64	45,45	46,16	46,82	47,12
330	44,54	45,35	46,06	46,72	47,02

Таблица 2.23 – Уточненный график зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений t_0 ($P_0 = 28$ МПа)

$t_{пв}$, °C	КПД энергоблока ($P_0 = 28$ МПа)				
	$t_0 = 580$ °C	$t_0 = 620$ °C	$t_0 = 660$ °C	$t_0 = 700$ °C	$t_0 = 720$ °C
280	44,73	45,58	46,35	47,02	47,34
290	44,84	45,69	46,44	47,12	47,43
300	44,92	45,75	46,49	47,17	47,48
310	44,95	45,78	46,52	47,19	47,5
320	44,93	45,76	46,5	47,16	47,47
330	44,85	45,68	46,42	47,09	47,4

Таблица 2.24 – Уточненный график зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений t_0 ($P_0 = 30$ МПа)

$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	КПД энергоблока ($P_0 = 30$ МПа)				
	$t_0 = 580 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 620 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 660 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 700 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 720 ^\circ\text{C}$
280	44,94	45,79	46,58	47,27	47,6
290	45,06	45,91	46,69	47,37	47,69
300	45,14	45,99	46,76	47,44	47,76
310	45,19	46,03	46,79	47,47	47,78
320	45,18	46,03	46,79	47,46	47,77
330	45,12	45,98	46,73	47,4	47,7

Таблица 2.25 – Уточненный график зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений t_0 ($P_0 = 32$ МПа)

$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	КПД энергоблока ($P_0 = 32$ МПа)				
	$t_0 = 580 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 620 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 660 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 700 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 720 ^\circ\text{C}$
280	45,07	45,97	46,78	47,5	47,82
290	45,21	46,1	46,9	47,6	47,93
300	45,32	46,2	46,99	47,68	48,01
310	45,39	46,26	47,04	47,73	48,06
320	45,28	46,26	47,05	47,68	48,06
330	45,41	46,25	47,02	47,71	48,02

Таблица 2.26 – Уточненный график зависимости КПД энергоблока брутто от температуры питательной воды для различных значений t_0 ($P_0 = 35$ МПа)

$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	КПД энергоблока ($P_0 = 35$ МПа)				
	$t_0 = 580 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 620 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 660 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 700 ^\circ\text{C}$	$t_0 = 720 ^\circ\text{C}$
280	45,29	46,22	47,17	47,8	48,14
290	45,45	46,37	47,17	47,93	48,26
300	45,57	46,48	47,28	48,02	48,35
310	45,66	46,57	47,36	48,08	48,42
320	45,7	46,61	47,4	48,12	48,44
330	45,69	46,6	47,4	48,11	48,43

В результате второй итерации вариантных вычислений тепловых схем было уточнено оптимальное значение температуры питательной воды. Для энергоблока на ультрасверхкритические параметры (35 МПа / 720 °С) положение оптимальной точки сместилось на 10 °С до 320-322 °С. Эффективность при этом выросла на 0,05 %. Дальнейшие итерации показали незначительный прирост КПД (0,02 %), поэтому их проведение нецелесообразно. Полученные зависимости для высокотемпературных энергоблоков можно считать окончательными.

Повышение температуры питательной воды ведет к росту термического КПД паротурбинной установки. Однако значительное увеличение значения данного параметра иногда может повлечь

за собой снижение КПД энергоблока, что объясняется теплотехническими особенностями функционирования котельного агрегата.

Питательная вода после прохождения через все регенеративные подогреватели ПТУ направляется в экономайзер (ЭК) котельного агрегата, где происходит ее предварительный нагрев перед подачей в экранные поверхности топки котла. Простейшая схема котельной установки (КУ) П-образной компоновки представлена на рисунке 2.25.

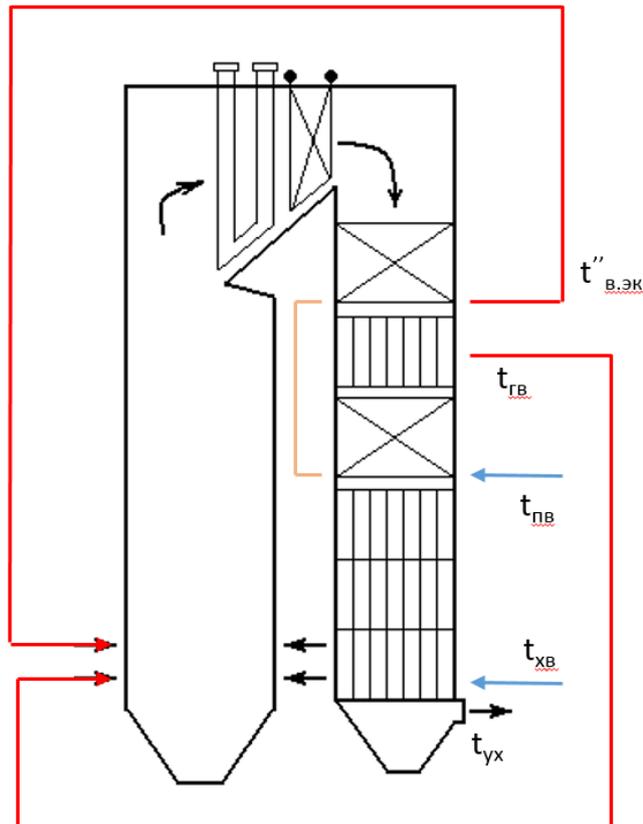


Рисунок 2.25 – Простейшая схема КУ П-образной компоновки

Нагрев воды в экономайзере происходит за счет охлаждения уходящих газов. Из-за разницы теплоемкостей горячих газов и воды первые охлаждаются намного быстрее, чем нагревается вода. Обычно подогрев воды в экономайзерных поверхностях нагрева котла составляет 40-60 °С, что охлаждает газы на 220-260 °С.

Температура газов после ЭК обычно достигает 300-400 °С. Оставшаяся физическая теплота утилизируется в воздухоподогревателе (ВП). В ВП холодный воздух от температуры $t_{хв}$ нагревается до $t_{гв}$, которая является исходным параметром при проектировании КУ и определяется в зависимости от вида топлива – чем больше реакционная способность угля, тем ниже $t_{гв}$. Для высококачественных кузнецких каменных углей обычно выбирают температуру 350-400 °С.

Температура уходящих газов за ВП является одним из определяющих факторов КПД КУ. Температура уходящих газов выбирается в зависимости от точки росы, которая рассчитывается для каждого конкретного состава продуктов сгорания и давления в тракте. Для недопущения конденсации водяных паров, залива и коррозии газового тракта температура газов за ВП в КУ на угольном топливе обычно выбирается не ниже 130 °С.

Повышение температуры питательной воды резко сокращает тепловосприятие ЭК, следствием чего является рост температуры газов на входе в ВП. Изменение $t_{пв}$ на 10 °С приводит к росту температуры газов на выходе из ЭК на 40-45 °С. При сохранении степени подогрева воздуха в ВП, неизбежно растет t_{yx} , что снижает КПД КУ, и при определенных условиях может привести к падению КПД энергоблока, несмотря на положительный эффект от роста температуры питательной воды. Определение допустимой степени повышения температуры уходящих газов при условии неснижения КПД энергоблока является сложной технико-экономической задачей.

В целях определения возможностей по повышению температуры питательной воды необходимо определить граничное значение $t_{пв}$, при котором обеспечивается сохранение температуры уходящих газов, а температура горячего воздуха при этом не превышает существующие рекомендации для выбранного топлива.

Данная задача была выполнена путем проведения вариантных расчетов теплового баланса в конвективной шахте котельной установки на ультрасверхкритические параметры пара, эскизное проектирование которого было выполнено специалистами Национального исследовательского университета «МЭИ» (НИУ «МЭИ») [20]. Исходные данные для проведения расчетов представлены в таблице 2.27.

В качестве исходного условия была принята постоянная температура рабочей среды на выходе из ЭК – 370 °С. Фиксирование данной температуры обусловлено стремлением локализовать нагрев пара до температур, превышающих в 540-560 °С в пароперегревателях: ширмовом пароперегревателе (ШПП) и в пакетах конвективного пароперегревателя (КПП), что позволит недопустить увеличения расхода высоколегированных аустенитных сталей на создание котельных установок с повышенными параметрами пара. В ходе проведенного конструкторского расчета котельного агрегата на УСКП пара при фиксировании температуры рабочей среды на выходе из ЭК на уровне 370 °С обеспечивалась температура пара на входе в первый пакет КПП, равная 563 °С.

Таблица 2.27 – Исходные данные для проведения вариантных расчетов теплообмена в конвективной шахте котельного агрегата

Температура свежего пара, °С	Давление свежего пара, МПа	Температура питательной воды, °С	Температура холодного воздуха, °С	Температура воды на выходе из ЭК, °С	Температура газов на входе в ЭК, °С	Температура уходящих газов, °С	Расход пара в ЦВД, кг/с
580	35	280	20	370	560	130	692,5
		290	20	370	560	130	692,5
		300	20	370	560	130	692,5
		310	20	370	560	130	692,5
		320	20	370	560	130	692,5
		330	20	370	560	130	692,5
620	35	280	20	370	560	130	692,5
		290	20	370	560	130	692,5
		300	20	370	560	130	692,5
		310	20	370	560	130	692,5
		320	20	370	560	130	692,5
		330	20	370	560	130	692,5
660	35	280	20	370	560	130	692,5
		290	20	370	560	130	692,5
		300	20	370	560	130	692,5
		310	20	370	560	130	692,5
		320	20	370	560	130	692,5
		330	20	370	560	130	692,5
700	35	280	20	370	560	130	692,5
		290	20	370	560	130	692,5
		300	20	370	560	130	692,5
		310	20	370	560	130	692,5
		320	20	370	560	130	692,5
		330	20	370	560	130	692,5
720	35	280	20	370	560	130	692,5
		290	20	370	560	130	692,5
		300	20	370	560	130	692,5
		310	20	370	560	130	692,5
		320	20	370	560	130	692,5
		330	20	370	560	130	692,5

Повышение начальной температуры пара, равной температуре перегретого пара, увеличивает полезное тепловосприятие котла, которое может быть определено по формуле (2.1).

$$Q_{\text{ка}} = D_0 \cdot (h_0 - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}} \cdot (h_{\text{пп}} - h_2), \quad (2.1)$$

где $Q_{\text{ка}}$ – теплота, полезно использованное в КА, кДж/с;

D_0 – расход свежего пара в ЦВД, кг/с;

$D_{\text{пп}}$ – расход перегретого пара, кг/с;

h_0 – энтальпия свежего пара, кДж/кг;

$h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$h_{\text{пп}}$ – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

h_2 – энтальпия пара на выхлопе ЦВД, кДж/кг.

Компенсация увеличения полезного тепловосприятия производится за счет увеличения расхода топлива, рассчитываемого с помощью формулы (2.2).

$$B = \frac{Q_{\text{ка}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta}, \quad (2.2)$$

где B – расход топлива, кг/с;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

η – КПД КУ (равен 93), %.

С увеличением расхода топлива растет расход воздуха через ВП, необходимый для сжигания топлива в топке котла. Соответственно, увеличивается расход газов, омывающих поверхности нагрева котла, включая ЭК и ВП. Средняя теплоемкость уходящих газов выше, чем у нагреваемого в ВП воздуха за счет присутствия в составе продуктов горения водяного пара и трехатомных газов (в основном CO_2). Ко всему прочему объемный выход газов превышает удельный объемный расход воздуха – 6,418 м³/кг против 5,98 м³/кг. В совокупности воздействие двух этих факторов должны приводить к тому, что повышение начальной температуры пара будет приводить к более быстрому нагреву воздуха с увеличением температуры питательной воды при условии сохранения температуры уходящих газов.

Правомерность данной гипотезы доказывают результаты проведенных вариантных расчетов, представленные на рисунке 2.26 и в таблице 2.28

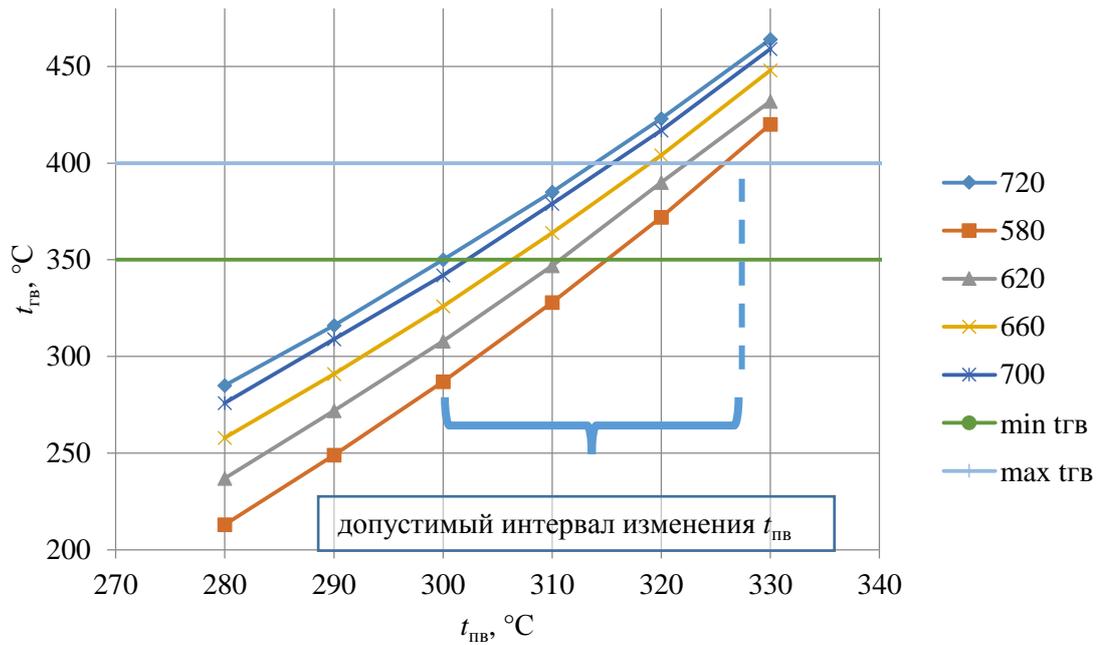


Рисунок 2.26 – Влияние температуры питательной воды на температуру горячего воздуха для $t_0 = 580-720$ °C при условии сохранения t_{yx} ($P_0 = 35$ МПа)

Таблица 2.28 – Влияние температуры питательной воды на температуру горячего воздуха для $t_0 = 580-720$ °C при условии сохранения t_{yx} ($P_0 = 35$ МПа)

$t_{пв}$, °C	Температура горячего воздуха ($P_0 = 35$ МПа)				
	$t_0 = 580$ °C	$t_0 = 620$ °C	$t_0 = 660$ °C	$t_0 = 700$ °C	$t_0 = 720$ °C
280	213	237	258	276	285
290	249	272	291	309	316
300	287	308	326	342	350
310	328	350	364	379	385
320	372	390	400	417	423
330	420	432	448	459	464

Повышение температуры питательной воды на 50 °C приводит к резкому росту температуры горячего воздуха на выходе из ВП на 200-210 °C, что объясняется разницей водяных эквивалентов – вода в ЭК нагревается медленнее, чем остужаются газы. Снижение $t_{пв}$ приводит к уменьшению степени подогрева воды в ЭК и к образованию избыточной физической теплоты уходящих газов, которая в процессе утилизации в ВП греет воздух в большей степени, чем нагревалась бы вода в ЭК.

Для проведения расчетов было выбрано одно давление свежего пара, поскольку его изменение слабо влияет на вид полученных кривых. Изменение давления с 35 до 30 МПа понижает $t_{гв}$ всего на 2 °C (с 285 до 283 °C), поэтому влияние начального давления при исследовании зависимостей между $t_{гв}$ и $t_{пв}$ не учитывалось.

В результате были определены диапазоны температур питательной воды, обеспечивающие нагрев воздуха в ВП в пределах существующих рекомендаций при условии сохранения КПД КУ. Полученные результаты представлены в таблице 2.29.

Таблица 2.29 – Диапазоны температур питательной воды, обеспечивающие нагрев воздуха в пределах рекомендаций при условии сохранения t_{yx}

$t_0, ^\circ\text{C}$	Минимальная допустимая $t_{гв}, ^\circ\text{C}$	Максимальная допустимая $t_{гв}, ^\circ\text{C}$
580	315	326
620	311	322
660	306	318
700	302	315
720	300	314

Для выбранного угольного топлива (Кузнецкий уголь Талдинского разреза) по результатам расчета был сформулирован вывод, о том, что в перспективных энергоблоках на УСКП пара в целях сохранения t_{yx} в КУ не следует выбирать $t_{пв}$, превышающую $315 ^\circ\text{C}$.

В случае использования угольного топлива другой марки исходные условия, приведенные в таблице 2.27, должны быть пересмотрены. В частности, должна быть скорректирована температура газов на входе в ЭК. Однако общий подход и порядок действий сохраняется.

Конечным этапом выполняемой оптимизации является совмещение полученных допустимых диапазонов температуры питательной воды, обеспечивающих сохранение КПД КУ, с графиками зависимости КПД энергоблока брутто от $t_{пв}$ для различных сочетаний начальных параметров пара.

Окончательный выбор значения температуры питательной воды осуществляется для каждой комбинации начальных параметров по левой части кривой, образованной пересечением графика зависимости КПД брутто от $t_{пв}$ с линией, характеризующей максимум повышения температуры воды на входе в ЭК при условии постоянной температуры уходящих газов.

Изменение КПД энергоблока от температуры питательной воды, показанное на рисунках с 2.20 по 2.24, невелико и составляет максимум $0,2 \%$ (в диапазоне значений температуры $280\text{-}330 ^\circ\text{C}$). В то время как повышение температуры уходящих газов в котле на $10 ^\circ\text{C}$ снижает КПД КУ примерно на $0,5 \%$ и КПД энергоблока на $0,24 \%$. Поэтому рассматривать возможность повышения КПД энергоблока за счет роста температуры питательной воды, сопровождаемого повышением температуры уходящих газов, стоит только тогда, когда ограничение по $t_{пв}$ в области низких значений, а экстремум функции $\eta_{бр} = f(t_{пв})$ значительно правее. В такой ситуации необходимо решать технико-экономическую задачу выбора наилучшего пути увеличения КПД энергоблока.

Совмещение рассчитанных эффектов от изменения температуры питательной воды продемонстрировано на рисунках 2.27, 2.28, 2.29.

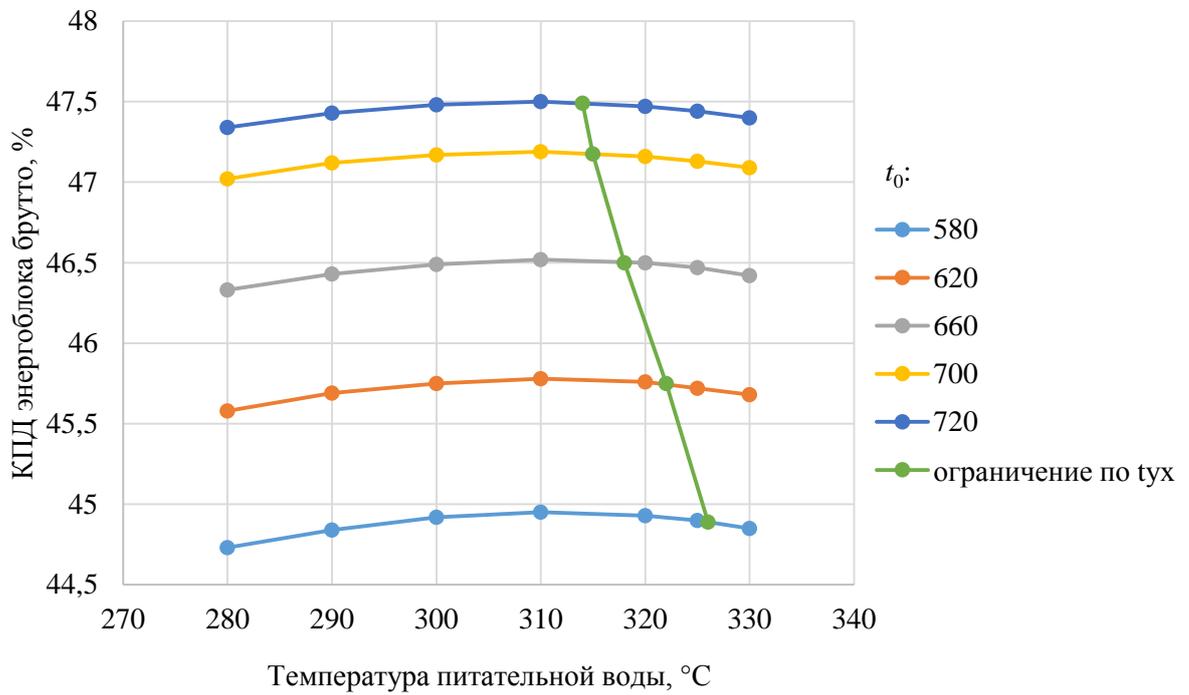


Рисунок 2.27 – Совмещение энергетических эффектов от изменения $t_{пв}$ при различных температурах свежего пара ($P_0 = 28$ МПа, $P_k = 5$ кПа)

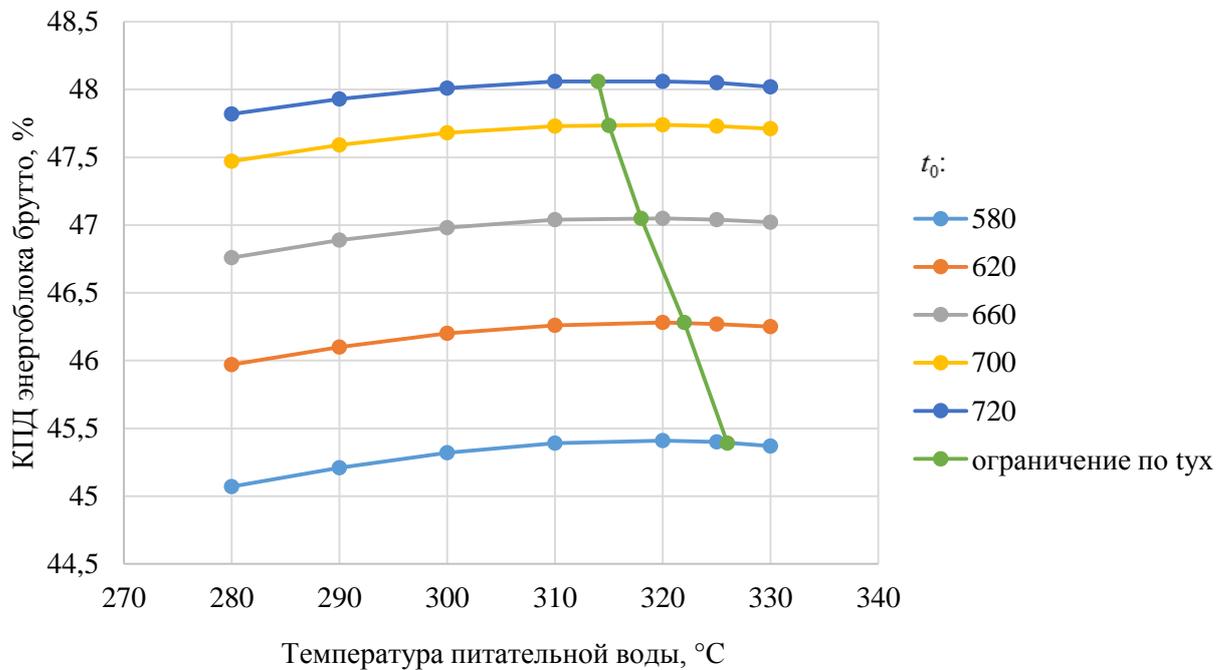


Рисунок 2.28 – Совмещение энергетических эффектов от изменения $t_{пв}$ при различных температурах свежего пара ($P_0 = 32$ МПа, $P_k = 5$ кПа)

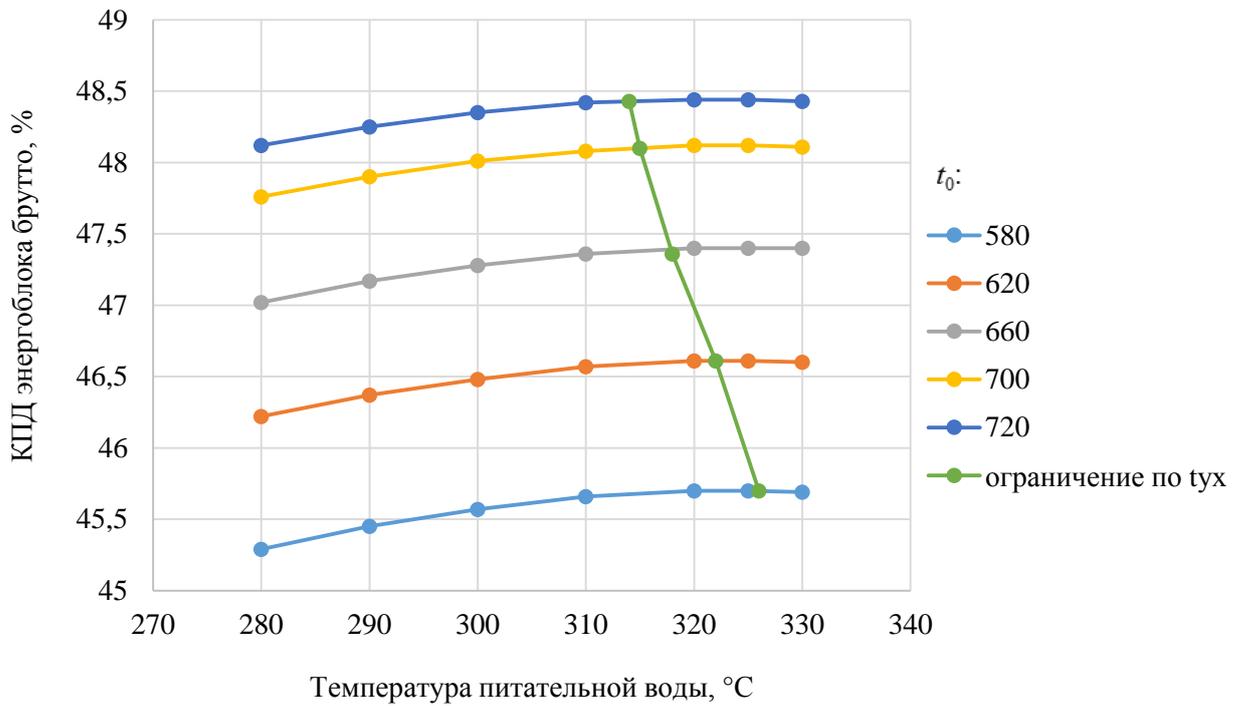


Рисунок 2.29 – Совмещение энергетических эффектов от изменения $t_{пв}$ при различных температурах свежего пара ($P_0 = 35$ МПа, $P_k = 5$ кПа)

Анализ представленных результатов показывает, что в большинстве случаев, в особенности при сравнительно низких давлениях (26-30 МПа), введенное ограничение на $t_{пв}$ по температуре уходящих газов «захватывает» точку максимума КПД энергоблока брутто, что позволяет выбрать по ней окончательную температуру питательной воды.

При давлении свежего пара 32 МПа кривая, ограничивающая из условия постоянства КПД КУ температуру питательной воды, начинает совпадать с экстремумом графика функции $\eta_{бр} = f(t_{пв})$, что также дает возможность выбрать значения $t_{пв}$, которым соответствуют максимально возможные (при данной структуре тепловой схемы и прочих термодинамических параметрах) значения КПД энергоблока.

Переход к давлению в 35 МПа характеризуется смещением оптимума за ограничительную кривую. Наиболее сильное смещение наблюдается при температуре свежего и перегретого пара, равным 720 °C. В этом расчетном варианте максимальное значение КПД энергоблока брутто достигается при температуре питательной воды 320-325 °C, однако условие сохранения температуры уходящих газов выполняется только до температуры 314 °C, при которой значение КПД энергоблока ниже всего на 0,01 % и составляет 48,43 %. Таким образом, оптимальной температурой питательной воды для энергоблоков на УСКП пара является 314 °C.

2.5 Исследование влияния начальных параметров пара на КПД энергоблока с высокотемпературной паротурбинной установкой

Выполненные в разделах 2.3 и 2.4 исследования позволили установить наилучшие с точки зрения максимизации КПД энергоблока значения параметров, которые, как это было показано в анализе высокотемпературных схем, изложенном в разделе 2.1, меняются по мере роста начальных параметров пара. Так, исходя из условия равенства $t_0 = t_{\text{пп}}$ были определены оптимальные значения $P_{\text{пп}}$, для каждого из которых в соответствии с установленными зависимостями была выбрана $t_{\text{пв}}$, также соответствующая критерию максимума эффективности. Для выбранного в первой главе топлива в соответствии с предложенным порядком была выполнена проверка возможности по повышению температуры питательной воды, при котором сохраняется температура уходящих газов и, соответственно, КПД КУ.

На основе полученных данных была составлена таблица 2.30, где приведены оптимальные значения $t_{\text{пв}}$ и $P_{\text{пп}}$, которым при каждом сочетании P_0 и t_0 соответствуют максимальные значения КПД энергоблока.

Таблица 2.30 – Оптимальные значения $t_{\text{пв}}$ и $P_{\text{пп}}$ для множества сочетаний начальных параметров пара

P_0 , МПа	$t_0 = t_{\text{пп}}, \text{ } ^\circ\text{C}$				
	580	620	660	700	720
26	$P_{\text{пп}} = 5,0$ МПа $t_{\text{пв}} = 308$ $^\circ\text{C}$				
28	$P_{\text{пп}} = 5,4$ МПа $t_{\text{пв}} = 312$ $^\circ\text{C}$				
30	$P_{\text{пп}} = 5,75$ МПа $t_{\text{пв}} = 316$ $^\circ\text{C}$				
32	$P_{\text{пп}} = 6,0$ МПа $t_{\text{пв}} = 320$ $^\circ\text{C}$	$P_{\text{пп}} = 6,0$ МПа $t_{\text{пв}} = 320$ $^\circ\text{C}$	$P_{\text{пп}} = 5,96$ МПа $t_{\text{пв}} = 318$ $^\circ\text{C}$	$P_{\text{пп}} = 5,92$ МПа $t_{\text{пв}} = 315$ $^\circ\text{C}$	$P_{\text{пп}} = 5,88$ МПа $t_{\text{пв}} = 314$ $^\circ\text{C}$
35	$P_{\text{пп}} = 6,31$ МПа $t_{\text{пв}} = 325$ $^\circ\text{C}$	$P_{\text{пп}} = 6,25$ МПа $t_{\text{пв}} = 322$ $^\circ\text{C}$	$P_{\text{пп}} = 6,17$ МПа $t_{\text{пв}} = 318$ $^\circ\text{C}$	$P_{\text{пп}} = 6,11$ МПа $t_{\text{пв}} = 315$ $^\circ\text{C}$	$P_{\text{пп}} = 6,09$ МПа $t_{\text{пв}} = 314$ $^\circ\text{C}$

На рисунке 2.30 показано изменение КПД энергоблока в зависимости от начальных параметров пара, которым соответствуют оптимальные значения давления промежуточного перегрева и температуры питательной воды из таблицы 2.29. В таблице 2.31 представленные численные значения КПД энергоблока от начальных параметров пара.

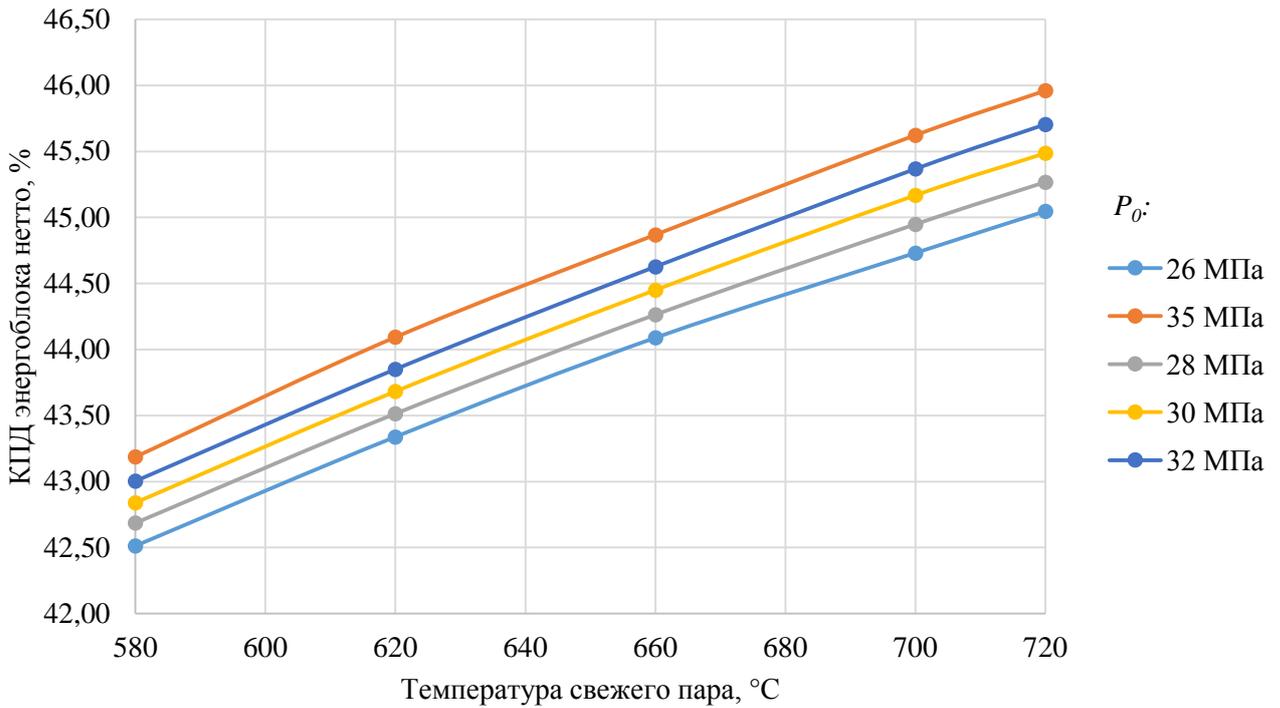


Рисунок 2.30 – Графики зависимости КПД высокотемпературного угольного энергоблока нетто от начальных параметров пара

Таблица 2.31 – КПД нетто высокотемпературного угольного энергоблока от начальных параметров пара

$t_0, ^\circ\text{C}$	КПД энергоблока, %				
	$P_0 = 26 \text{ МПа}$	$P_0 = 28 \text{ МПа}$	$P_0 = 30 \text{ МПа}$	$P_0 = 32 \text{ МПа}$	$P_0 = 35 \text{ МПа}$
580	42,51	42,68	42,84	43	43,19
620	43,34	43,51	43,68	43,85	44,09
660	44,09	44,26	44,45	44,63	44,87
700	44,73	44,95	45,17	45,37	45,62
720	45,05	45,27	45,49	45,71	45,96

Анализ полученных данных показывает, что повышение температуры пара с 580 до 720 °C при фиксированном давлении и однократном промежуточном перегреве позволяет повысить КПД энергоблока на 2,77 %. Рост давления с 26 до 35 МПа повышает эффективность энергоблока при каждом значении температуры свежего пара на 0,91 %. Таким образом, переход от ССКП к УСКП пара позволяет поднять КПД энергоблока на 3,68 %. Пример расчета одного варианта тепловой схемы с начальными параметрами пара 35 МПа / 720 °C приведен в приложении А.

ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА МОДЕЛЕЙ ОЦЕНКИ СТОИМОСТИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Основной статьёй затрат на изготовление основного энергетического оборудования являются металлозатраты – сумма издержек, связанных с приобретением заготовок для изготовления деталей паровых турбин и конструкций котельных установок. Повышение стоимости создания энергетического оборудования с ростом начальных параметров пара объясняется не только удорожанием применяемых марок сталей и увеличением их доли в структуре металлозатрат, но и изменением массогабаритных характеристик узлов и деталей паровых турбин и котельных агрегатов.

Так, повышение температуры пара приводит к снижению предела длительной прочности, что обуславливает необходимость утолщения частей энергетического оборудования, работающего под давлением. Аустенитные стали, применяемые в высокотемпературных зонах энергоагрегатов, обычно имеют более высокий удельный вес (8600 кг/м^3), чем стали перлитных классов ($7800\text{--}7900 \text{ кг/м}^3$), широко используемых в оборудовании энергоблоков на параметры пара 23,5 МПа / 540 °С. Рост температуры пара увеличивает располагаемый теплоперепад в турбоустановках, что ведет к увеличению длины ротора и корпуса, а также росту массы лопаточного аппарата вследствие увеличения количества ступеней. Также рост температуры пара увеличивает удельный объем пара, что при неизменном расходе требует увеличения площади проходного сечения проточной части паровой турбины, а, соответственно, происходит увеличение высоты лопаток, диафрагм и толщины стенки корпуса, обусловленное ростом внутреннего диаметра. В котельных установках рост температуры пара ведет к необходимости увеличения площади теплообмена, что увеличивает массу поверхностей нагрева.

Повышение давления приводит к очевидной необходимости увеличения толщин стенок труб поверхностей нагрева, коллекторов, корпусов паровых турбин, толщин стенок паропроводов.

Построение моделей оценки стоимости, учитывающих все указанные технические особенности, возможно только на основе затратного подхода, в рамках которого необходимо разработать функциональные зависимости масс деталей и узлов энергетического оборудования от начальных параметров пара. Для решения поставленной задачи необходимо выявить факторы, оказывающие влияние на металлоемкость энергетического оборудования и установить их взаимосвязи.

3.1 Исследование факторов, определяющих металлозатраты на создание котельных агрегатов на повышенные параметры пара

Общемировая тенденция повышения давления и температуры острого пара с достижением их сверхкритических параметров вынуждает отойти от традиционных методов проектирования энергоблоков. При этом изменения данных подходов могут касаться как отдельных установок электростанции, так и их взаимной компоновки. Основной причиной необходимости поиска новых решений, казалось бы, давно разрешенных задач является высокая стоимость паропроводов острого пара и пара вторичного перегрева, а также последних ступеней пароперегревательных поверхностей нагрева, которые в условиях работы на УСКП должны выполняться из жаропрочных сплавов нового поколения.

Таким образом, необходимость в дополнительных затратах на прокачку теплоносителя через пароводяной тракт котельного агрегата сверхкритического давления компенсируется не только ростом КПД электростанции при повышении начальных параметров пара, но и улучшением его эксплуатационных характеристик.

Котельные агрегаты угольных энергоблоков с УСКП пара разрабатываются преимущественно для пылеугольного сжигания топлива. Однако в последнее время можно говорить о новом витке развития установок с циркулирующим кипящим слоем. При сжигании топлива в кипящем слое (рисунок 3.1, а) воздух подается в топку с такой скоростью, чтобы частицы угля поддерживались во взвешенном состоянии. В случае же циркулирующего кипящего слоя (ЦКС) (рисунок 3.1, б) скорость воздуха несколько выше, и, хотя основная часть топлива остается в топке во взвешенном состоянии, часть его выносится выше условной границы слоя. Часть его оседает, обеспечивая, таким образом, циркуляцию топлива по всей топке, а вынесенные за ее пределы частицы улавливаются горячим циклоном.



1 – основной воздух; 2 – топливо; 3 – вторичный воздух; 4 – вывод золы; 5 – возврат уноса; 6 – продукты сгорания; 7 – циклон; 8 – поверхность нагрева

а) – сжигание в кипящем слое; б) – сжигание в циркулирующем кипящем слое

Рисунок 3.1 – Котлы с кипящим слоем

Основные преимущества данной технологии сжигания топлива:

- высокая толерантность к изменению качества топлива;
- снижение выбросов оксидов азота за счет низкой (800-900 °С) температуры в топке;
- высокий коэффициент теплоотдачи с газовой стороны за счет возможности теплообмена теплопроводностью непосредственно между горячей частицей топлива и стенкой поверхности нагрева;
- простота реализации способа снижения выбросов оксидов серы при помощи ввода в топку известняка и доломита, которые также могут вводиться для улучшения теплообмена по вышеописанному принципу;
- равномерность распределения теплового потока в топке;
- для сжигания в ЦКС не требуется тонкого размола топлива, необходимого для организации пылеугольного сжигания [82].

При всех приведенных достоинствах сжигание топлива в циркулирующем кипящем слое находит применение только в энергоблоках сравнительно небольшой мощности. Это связано с тем, что в котельных агрегатах большой паропроизводительности трудно обеспечить равномерную скорость дутья в виду больших габаритов дутьевых решеток. Ранее паропроизводительность котла с ЦКС была ограничена 250 т/ч, однако, начиная с 1990-х гг. XX в. ситуация начала меняться, и в настоящий момент паропроизводительность самого большого агрегата составляет 1300 т/ч (таблица 3.1) [83].

Таблица 3.1 – Крупнейшие котлы с ЦКС на повышенные параметры пара

Объект	Поставщик	Мощность блока, МВт	Расход пара, т/ч	Давление пара, МПа	Температура пара, °С
Прованс, Франция	Альстом	250	700	16,3	567/563
Ред Хиллс, США	Альстом	2·250	453	20,3	568/541
Зульцис, Италия	Альстом	340	1013	19,7	565/580
Шеннонбридж, Ирландия	Фостер-Уиллер	159	407	17	563/563
Туров, Польша	Фостер-Уиллер	3·262	704	17	568/568
Логижа, Польша	Фостер-Уиллер	460	1300	28,3	563/563

Также есть данные о разработке котла с ЦКС для блока мощностью 800 МВт [84], расход острого пара которого равен 569 кг/с или 2048,4 т/ч, давление – 31,5 МПа, температура – 604 °С. Паропроизводительность же разрабатываемого энергоблока с УСКП составляет 692,5 кг/с = 2493 т/ч. Таким образом, с определенной степенью уверенности можно сказать, что в настоящее время технологии ЦКС не применимы к решению поставленной задачи.

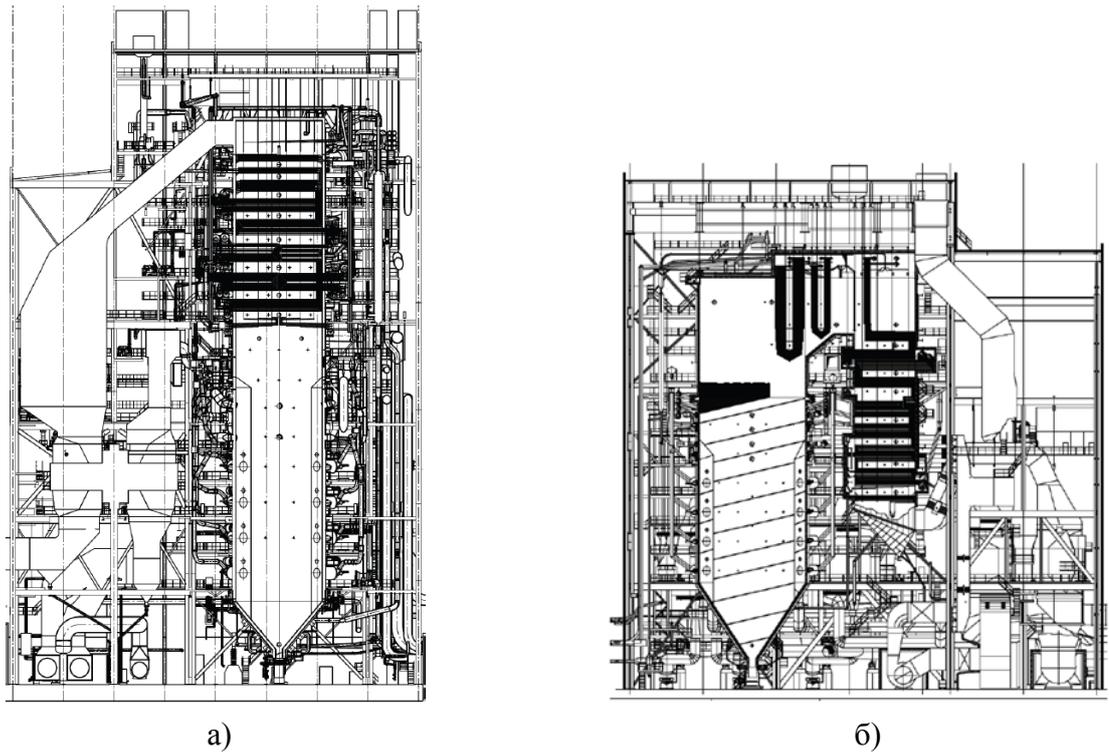
Среди прочих недостатков котлов со сжиганием топлива в ЦКС:

- очень высокий абразивный износ погружных поверхностей нагрева;
- большие энергозатраты на дутье;
- повышенный унос топлива;
- потребность в дополнительном оборудовании для достижения высоких температур пара по причине низкой температуры в топке.

С учетом всех этих негативных особенностей, а также того факта, что значительного снижения выбросов оксида азота можно добиться и при пылеугольном сжигании за счет использования специальных горелочных устройств, можно сделать вывод, что при разработке энергетических котлов для повышенных параметров пара технологию сжигания топлива в ЦКС разумно применять, прежде всего, при отсутствии доступа к высококачественному угольному топливу. Применение технологии ЦКС приносит экономические выгоды при сжигании топлив, требующих специальной серо- и азотоочистки только в условиях энергоблоков 150-300 МВт – тогда капитальные вложения и себестоимость электроэнергии на ТЭС с котлами ЦКС оказывается на 7-8 % ниже, чем на традиционных блоках [85]. Это означает, что наиболее перспективным типом котлов для энергоблоков на ССКП и УСКП пара являются котельные установки с пылеугольным сжиганием топлива.

Большинство пылеугольных котлов, работающих на современных электростанциях, имеют башенную (рисунок 3.2, а, 3.3) или П-образную компоновку (рисунок 3.2, б, 3.4), основные характеристики которых представлены в таблице 3.2.

Котлы башенной компоновки (рисунок 3.2, а) имеют ряд преимуществ перед П-образными, главное из которых состоит в равномерности поля скоростей и температур по сечению топки. Как следствие, поверхности нагрева котельных агрегатов этого типа воспринимают приблизительно равные тепловые потоки, что отменяет необходимость в усложнении гидравлической схемы для выравнивания параметров теплоносителя. По той же причине при работе на высокозольных топливах в П-образных котлах может наблюдаться повышенный эрозионный износ верхней части труб пароперегревателей, так как при повороте дымовых газов центробежные силы отбрасывают частицы золы к внешней стенке газохода. Помимо этого, башенные котлы имеют лучшее механическое состояние обмуровки – из-за существенной разницы температур между топкой и опускным газоходом П-образного котла возникают напряжения, которые могут со временем привести к ее повреждениям [86].



- а) – башенный котел электростанции Nordjyllandsværket, 415 МВт;
 б) – П-образный котел электростанции Fynsværket, 7400 МВт

Рисунок 3.2 – Распространенные компоновки котельных агрегатов с повышенными параметрами пара

Таблица 3.2 – Типы котельных агрегатов, используемых на европейских электростанциях

Электростанция	Год ввода	Мощность, МВ	Тип котла	Страна	Тип ПП	$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	$P_0, \text{бар}$	$t_0 / t_{ин}, ^\circ\text{C}$	КПД, %
Asnæsværket, блок 5	1981	640	П-обр.	Дания	1	263	190	540/540	40
Walsum, блок 9	1987	410	баш.	Германия	1	253	200	535/532	39
Fynsværket, блок 7	1991	400	П-обр.	Дания	1	280	25	540/540	44
Staudinger	1992	550	баш.	Германия	1	275	262	545/562	43
Skærbækværket, блок 3	1997	415	баш.	Дания	2	298	290	582/580/580	49
Nordjyllandsværket, блок 3	1998	415	баш.	Дания	2	298	290	582/580/580	47
Avedøreværket, блок 2	2001	415	баш.	Дания	1	320	305	582/600	49
Porto Tolle, блоки 2, 3, 4	в разработке	3·660	баш.	Италия	1	315	252	604/612	45

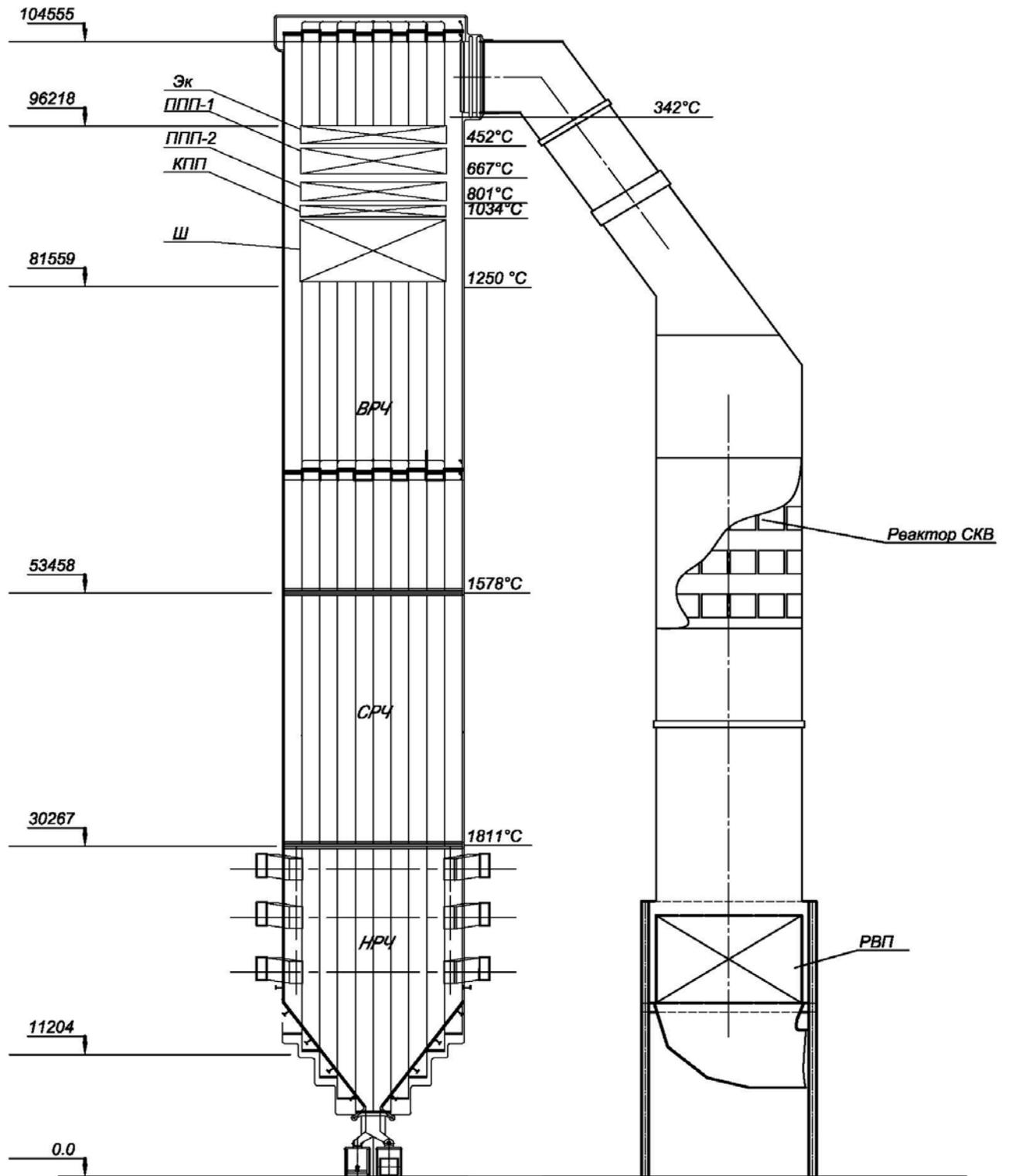


Рисунок 3.3 – Котельный агрегат П-образной компоновки, разработанный для энергоблока

УСКП

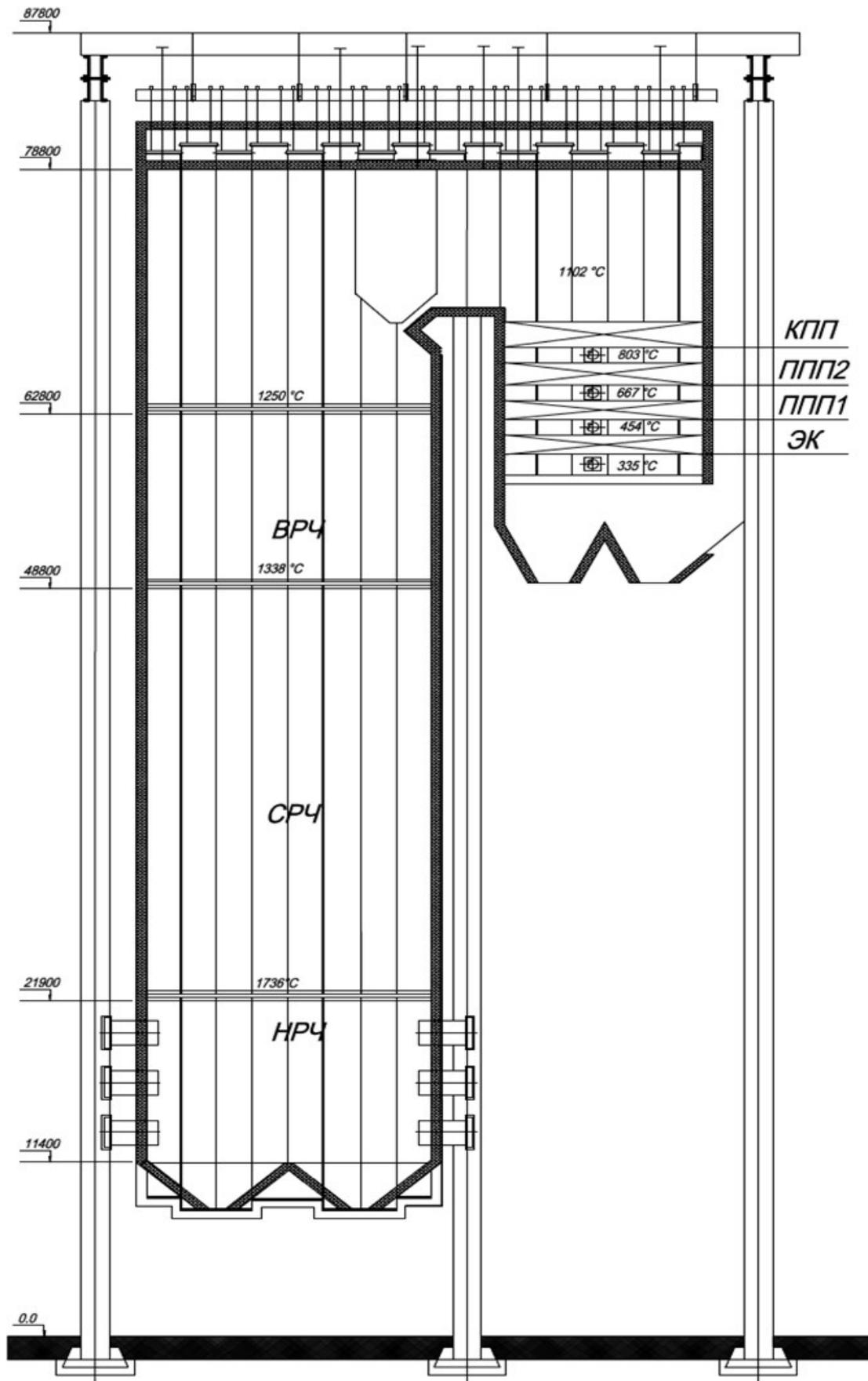
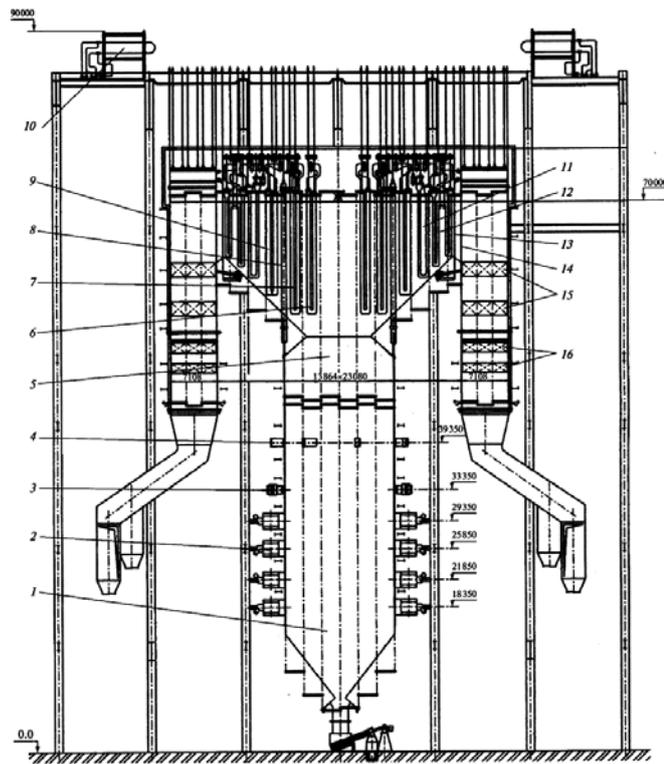


Рисунок 3.4 – Котельный агрегат П-образной компоновки, разработанный для энергоблока

УСКП

Тем не менее, при всех описанных достоинствах, башенная компоновка котельного агрегата не всегда является оптимальным выбором, поскольку высота топки таких котлов, при повышенных параметрах пара, составляющая более 100 м, создает большие проблемы при монтаже и требует возведения высотных зданий. П-образная компоновка, несмотря на ряд недостатков, обеспечивает сокращение длины главных паропроводов по сравнению с котлом башенной компоновки, что является критичным при повышении параметров пара свыше 23,5 МПа / 540 °С.

В российской практике также распространена Т-образная компоновка котельного агрегата, схема которого представлена на рисунке 3.5 и 3.6. В этом случае топка расположена между двумя опускающимися газоходами, в которых размещаются экономайзеры и промежуточные пароперегреватели. Ширмовые и конвективные пароперегреватели располагаются в горизонтальных газоходах. Во избежание неравномерности поля температур расход нагреваемой среды разделяется на две равные части, вследствие чего поверхности нагрева оказываются полностью симметричными.



- 1 – НРЧ; 2 – горелки; 3 – сбросные сопла; 4 – сопла третичного дутья; 5 – ВРЧ; 6 – ШПП1;
7 – ШПП2; 8 – Ф1; 9 – ШПП3; 10 – ППТО; 11 – КВП2; 12 – КПП; 13 – Ф2; 14 – Ф3; 15 – КВП1;
16 – экономайзер

Рисунок 3.5 – Котельный агрегат Т-образной компоновки ПП-1900-25-570КТ, проработанный Подольским машиностроительным заводом для энергоблока 600 МВт

(570 °С; 25,01 МПа; 1600 т/ч)

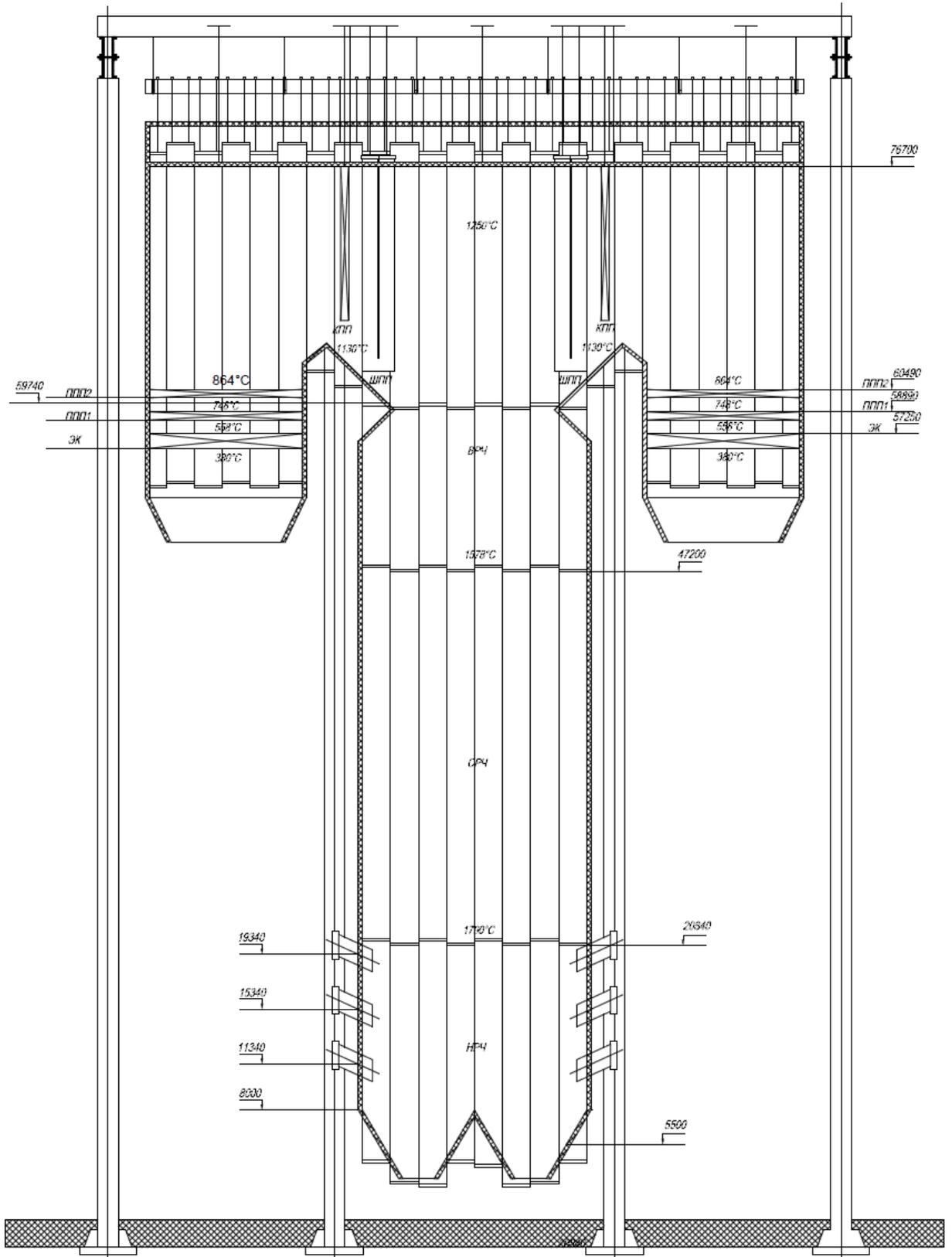


Рисунок 3.6 – Котельный агрегат Т-образной компоновки, разработанный для энергоблока

УСКП

Очевидно, что конструкция такого котла оказывается более сложной и металлоемкой за счет усложнения каркаса и системы перепускных паропроводов. Однако вместе с тем Т-образная компоновка (показана на рисунке 3.3) имеет и ряд неоспоримых преимуществ. При равном разделении дымовых газов между двумя конвективными газоходами их скорость снижается, что влечет за собой одновременно увеличение необходимой площади поверхности теплообмена и снижение ее эрозионного износа. Таким образом, Т-образная компоновка может быть оптимальным решением для энергоблоков большой мощности, когда имеет место большой расход топлива и, соответственно, расход уходящих газов, что в свою очередь требует увеличения проходного сечения газохода, включая конвективную шахту. В котлах с П-образной компоновкой увеличение площади проходного сечения конвективной шахты создает значительные сложности при монтаже конвективных поверхностей нагрева. Этому недостатка лишена Т-образная компоновка, где конвективная шахта разделяется на два газохода, каждый из которых имеет меньшую площадь проходного сечения. К прочим преимуществам данного компоновочного решения можно отнести улучшение аэродинамики топки и температурного режима труб пароперегревателя за счет равномерного распределения дымовых газов между двумя газовыми окнами и уменьшения их высоты [87, 88].

Выбор компоновки котельного агрегата оказывает слабое влияние на величину металлозатрат. Общая масса котельной установки складывается из общей массы поверхностей нагрева, массы коллекторов и массы несущих конструкций (каркаса). При условии равенства начальных параметров пара и паропроизводительности общая масса поверхностей нагрева котла будет примерно одинаковой. Площадь поверхности нагрева определяется разницей теплосодержания свежего пара и питательной воды (также разницей теплосодержания пара после промежуточного перегрева и теплосодержанием пара на выходе ЦВД) и эффективностью лучистого и конвективного теплообмена. В свою очередь эффективность конвективного теплообмена определяется скоростью движения газов, которая определяется нормативно из условия обеспечения высоких эксплуатационных показателей. Интенсивность лучистого теплообмена в соответствии с законом Стефана-Больцмана является функцией температуры газов в четвертой степени. Следовательно, выбор компоновки котельного агрегата не оказывает существенного влияния на массу поверхностей нагрева, оцениваемую в целях формирования оценки его стоимости.

Масса коллекторов в весовой структуре котла занимает меньшую долю по сравнению с поверхностями нагрева. Расположение, количество и длина коллекторов меняется в зависимости от варианта компоновки котельной установки. Однако в силу постоянства количества трубок поверхностей нагрева и их ходов общая масса коллекторов в котлах, имеющих разную компоновку, примерно одинакова.

Третья составляющая абсолютной массы котла – масса каркаса – не оказывает существенного влияния на общие металлозатраты. Материалом каркаса является низкоуглеродистая сталь, цена которой составляет 30000-35000 руб. за тонну. При массе каркаса, равной 2500-2700 т (для котла энергоблока К-800-23,5) [87], стоимость металла для его изготовления составит 91 млн руб., что составляет 0,9-1,2 % от стоимости котельной установки. Таким образом, выбор компоновки котельного агрегата не оказывает существенного влияния на его стоимость.

Однако с повышением температуры пара значительное влияние на величину капитальных затрат начинает оказывать стоимость главных паропроводов. Очевидным фактором увеличения стоимости паропроводов является необходимость использования для их изготовления дорогостоящих сталей, цена которых может в 40-45 раз превышать цену углеродистой стали.

Следовательно, одной из основных задач при разработке энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара является сокращение длины паропроводов острого пара и пара после промежуточного перегрева. Очевидный способ решения данной задачи состоит в оптимизации компоновки энергоблока, а именно взаимного расположения котельного агрегата и паровой турбины. При этом можно выделить два основных подхода:

- сохраняя традиционную компоновку котельного агрегата, вынести всю турбину или как минимум ее цилиндр высокого давления на уровень пароперегревателей;
- сохраняя традиционное местоположение турбины, изменить компоновку котельного агрегата таким образом, чтобы его пароперегреватели оказались на ее уровне.

В настоящий момент первый из описанных подходов активно прорабатывается в Китае, где рассматривается вопрос о технической возможности строительства электростанции мощностью 1350 МВт, ЦВД паровой турбины которой вынесен на отметку пароперегревателя котельного агрегата и имеет отдельный электрогенератор (рисунок 3.7) [57].

Несмотря на кажущуюся простоту, это решение имеет ряд значительных недостатков, основной из которых связан с воздействием вибрации турбоустановки на строительные конструкции. Согласно нормативам виброперемещения опор турбоагрегата не должны превышать в среднем 30 мкм, однако в процессе эксплуатации их виброскорости могут достигать 3 мм/с, особенно при регулировании нагрузки [89, 90]. Учитывая, что пароперегреватели котельных агрегатов с УСКП могут находиться на отметке более 100 м, такое техническое решение может оказаться неработоспособным. Таким образом, вынесение ЦВД турбины на уровень пароперегревателей котла ставит не меньше вопросов, чем разрешает, вынуждая выделять дополнительное финансирование на строительные-монтажные работы и проведение исследований и инженерных расчетов, направленных на поиск наиболее жесткой и прочной конфигурации конструкции.

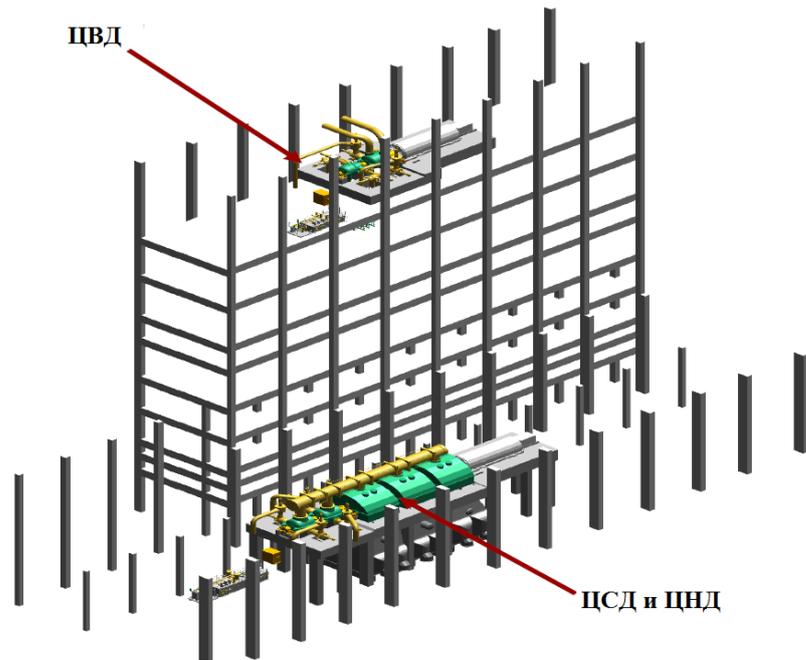


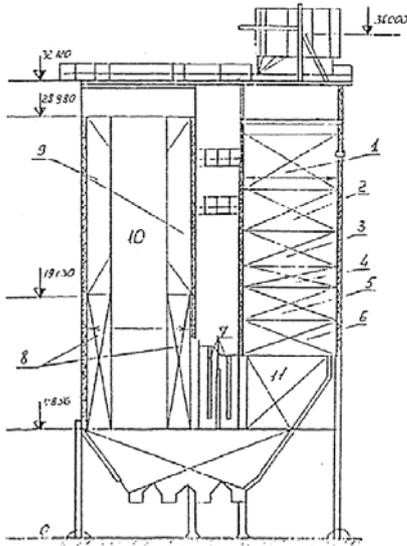
Рисунок 3.7 – Компоновка энергоблока с выносным ЦВД турбины и двумя электрогенераторами

Вторым способом сокращения длины паропроводов из дорогостоящих сплавов является изменение компоновки котельного агрегата с вынесением его пароперегревателей на уровень паровой турбины, что потребует разработки котельных агрегатов с новым конструктивным профилем.

Известны два способа изменения существующих компоновок котельных агрегатов в соответствии с требованиями, диктуемыми повышением параметров пара:

- отображение традиционной П-образной компоновки котельного агрегата относительно горизонтальной оси и его размещение непосредственно в турбинном цехе;
- расположение котельного агрегата башенной компоновки в горизонтальной плоскости параллельно паротурбинной установке с совмещением выходов перегретого пара из пароперегревателей котла с системой паровпуска паровой турбины.

В качестве примера первого компоновочного решения для высокотемпературного энергоблока можно привести котел ПК-37, разработанный в 60-е гг. на Подольском машиностроительном заводе (рисунок 3.8, а) [91], фактически представляющий собой инвертированный П-образный котел. В настоящее время аналогичный проект энергоблока прорабатывается фирмой Alstom Power с той разницей, что пароперегреватель и промпароперегреватель расположены в правой башне (рисунок 3.8, б).



а)



б)

а) – продольный разрез котла ПК-37 (655/570 °С; 29,4 МПа; 710 т/ч): 1 – экономайзер; 2, 4 – переходная зона; 3, 5 – промежуточный пароперегреватель (ППП); 6 – КПП; 7 – ШПП; 8 – нижняя радиационная часть (НРЧ); 9 – ВРЧ; 10 – двусветный экран; 11 – экраны поворотной камеры;

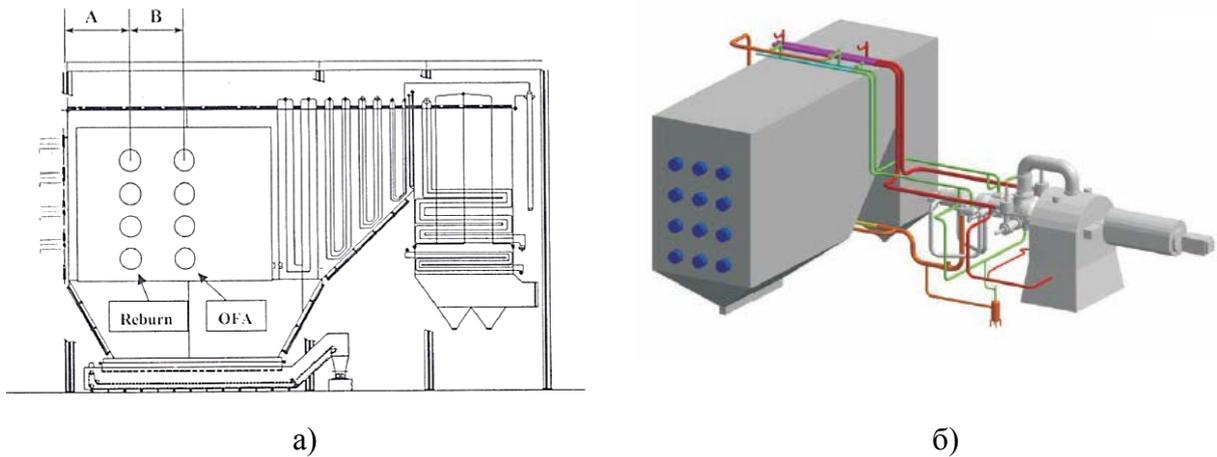
б) – компоновка энергоблока с двухбашенным котлом фирмы Alstom Power

Рисунок 3.8 – Инженерные решения с U-образной (инверсной) компоновкой котла

Примером реализации второго подхода может служить котел горизонтальной компоновки с горизонтально ориентированной топочной камерой и вертикальными панелями топочных экранов (котел Бенсона) (рисунок 3.9, а). Первоначально данный котел был разработан фирмой Siemens для ПГУ, однако в дальнейшем проект был переориентирован на создание энергоблока с параметрами пара 35 МПа, 700/720 °С. Пример компоновки энергоблока с таким котельным агрегатом приведен на рисунке 3.9, б [92].

Очевидно, что оба из рассмотренных подходов позволяют значительно сократить длину высокотемпературных паропроводов, а значит – снизить капитальные затраты на строительство электростанции. Основные исходные

Существенным недостатком инверсной компоновки является расположение холодной воронки в высокотемпературных зонах в месте поворота газохода, что создает определенные проблемы с организацией нормальной работы системы шлакоудаления и недопущением забрасывания дымовых газов в холодные воронки. Также все варианты инверсной компоновки имеют еще один серьезный недостаток: при вынесении горелочных устройств на отметку 50-100 м усложняется система транспорта угольной пыли и растут затраты энергии на работу тягодутьевых машин.



а) – горизонтальный котел Бенсона; б) – компоновка энергоблока с горизонтальным котлом
Рисунок 3.9 – Инженерные решения с горизонтальной компоновкой котла

Котельный агрегат с горизонтальной компоновкой лишен недостатков котла с U-образным конструктивным профилем. Горелочные устройства горизонтального котла расположены не выше отметки, равной ширине топки котла с башенной компоновкой, спроектированного на ту же паропроизводительность. Холодные воронки в котле горизонтального типа согласно разработкам НИУ «МЭИ» в целях недопущения забрасывания в них горячих газов и выпадения значительного количества (более 5-7 %) твердых частиц должны выполняться продольными.

Слабым местом горизонтального котла является необходимость организации сложного вихревого течения горячих газов в топочном пространстве для достижения равномерного распределения тепловых потоков по экранным поверхностям нагрева и предотвращения их чрезмерного зашлаковывания. Решение данной задачи найдено специалистами НИУ «МЭИ» [20], которые предложили новую схему включения прямооточных горелок, обеспечивающую образование устойчивого кольцевого вихря с постоянным сечением по всей длине топочной камеры.

На рисунке 3.10 изображена горизонтальная компоновка котельного агрегата с разнесением радиационных и конвективных поверхностей нагрева. В таблице 3.3 приведены основные технические характеристики котла с новой компоновкой. Котел рассчитан на УСКП пара.

Таблица 3.3 – Исходные данные для теплового расчета котельного агрегата энергоблока УСКП

Параметр	Обозначение	Значение
Расход острого пара, кг/с	G_1	692,5
Расход вторичного пара, кг/с	G_2	530,8
Давление острого пара, МПа	P	35
Температура острого пара, °С	t	710
Давление промперегрева, МПа	$P_{\text{пп}}$	7,2
Температура промперегрева (холодная нитка), °С	$t_{\text{пп1}}$	432
Температура промперегрева (горячая нитка), °С	$t_{\text{пп2}}$	720

Если разместить пароперегреватели таким образом, что выход горячего пара будет организован с его нижней отметки, вертикальные части трубопроводов острого и перегретого пара составят менее 20 м против 70 м при традиционной компоновке с двусветным экраном. С другой стороны, при горизонтальном расположении котельного агрегата возрастает площадь, занимаемая зданием совмещенного цеха. Однако экономия от снижения длины паропроводов оказывается больше всех дополнительных издержек, которые влечет за собой реализация горизонтальной компоновки котла. Таким образом, горизонтальную компоновку котельного агрегата можно рассматривать как эффективный способ снижения капитальных затрат при строительстве энергоблоков с УСКП.

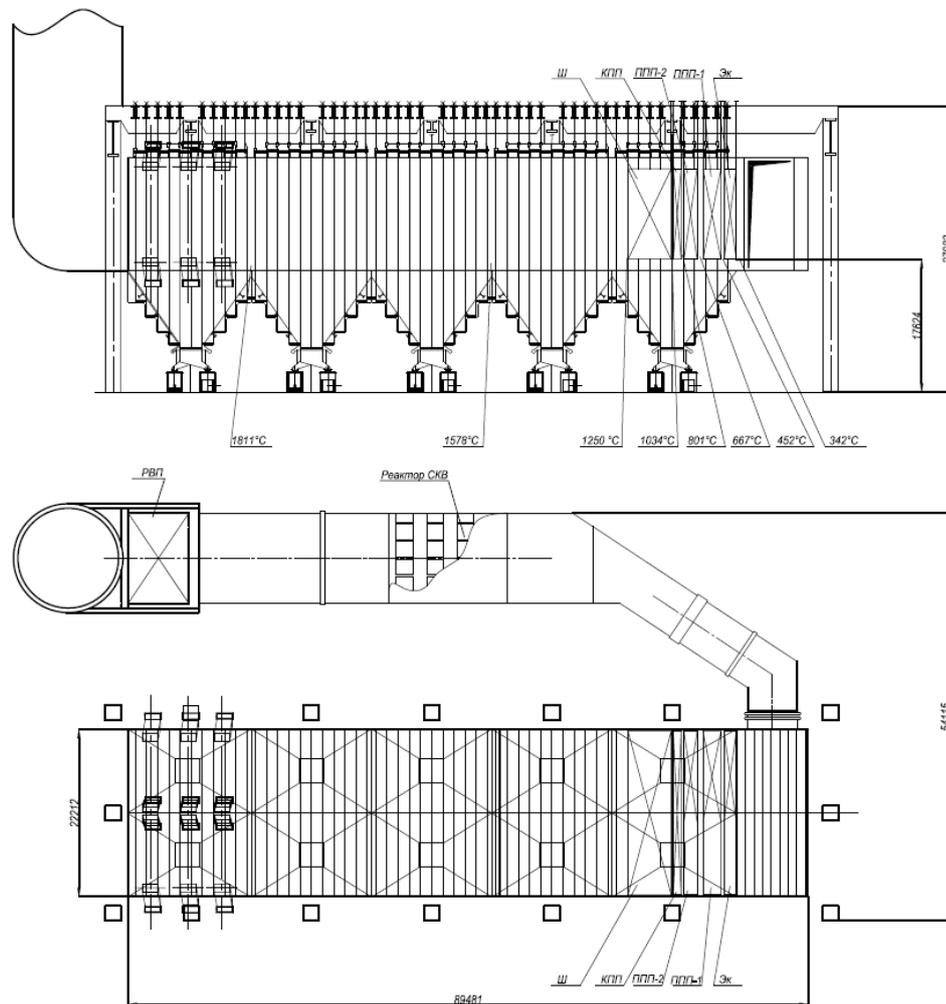


Рисунок 3.10 – Конструктивный профиль котельного агрегата горизонтальной компоновки с УСКП пара

Выявление факторов, определяющих изменение конструктивных параметров котельного агрегата, является первым этапом на пути создания модели оценки металлозатрат и стоимости создания котла при переходе к повышенным параметрам пара.

Как показал анализ конструкций, существует множество различных компоновок, конструктивных профилей котельных агрегатов, от выбора которых будет зависеть масса главных паропроводов энергоблока. Поэтому, прежде чем приступать к выявлению факторов, определяющих стоимость строительства нового энергетического оборудования, необходимо выбрать базовую компоновку котельного агрегата на повышенные параметры пара. Это позволит зафиксировать длины паропроводов свежего и перегретого пара, от значения которых зависит их стоимость.

Проектным топливом котла для высокотемпературного паротурбинного энергоблока является уголь. Тип сжигания – пылеугольный. Паропроизводительность энергетического котла составляет 692,5 кг/с. При изменении начальных параметров пара в диапазоне 26-35 МПа / 580-720 °С электрическая мощность энергоблока будет меняться в диапазоне значений 850-1050 МВт. В таблице 3.4 представлен перечень исходных данных, значения которых будут использованы при исследовании и разработке модели оценки металлозатрат на изготовление котельного агрегата.

Таблица 3.4 – Перечень исходных данных для разработки моделей оценки металлозатрат

№ п/п	Наименование	Значение параметра	Вид параметра
1	Паропроизводительность, кг/с	692,5	cons't
2	Температура свежего пара, °С	580-720	var
3	Давление свежего пара, МПа	26-35	var
4	Температура промежуточного перегрева, °С	$t_{пн} = t_0$	var
5	Давление промежуточного перегрева пара, °С	opt. (II глава)	var
6	Количество промежуточных перегревов	1	cons't
7	Компоновка котла котла	горизонтальная	cons't
8	Расход вторичного пара, кг/с	зависит от ПВД 1 и ПВД 2	var
9	Температура питательной воды, °С	opt. (II глава)	var
10	Внутренний диаметр трубок, мм	32	cons't
11	Марка топлива	см. раздел 1.2	cons't

Стоит отметить, что существенным фактором изменения металлозатрат на создание КУ является паропроизводительность D . Повышение паропроизводительности с 736 до 1097 кг/с в котельных установках на СКП пара влечет за собой рост массы поверхностей нагрева с 4320 до 5969 т [93]. Однако целью данной работы является исследование влияния начальных параметров пара на финансовые показатели эксплуатации паротурбинных энергоблоков. Изменение паропроизводительности привело бы к искажению характера влияния непосредственно термодинамических параметров пара на стоимость энергетического оборудования, поэтому паропроизводительность была принята в качестве константы.

При определении зависимости массы поверхностей нагрева от начальных параметров пара необходимо задать граничные условия. В данном случае граничным условием является неизменность (сохранение рекомендуемого значения) показателя массовой скорости $\rho\omega$, кг/м²с. Повыше-

ние массовой скорости сверх оптимального значения будет приводить к увеличению гидравлических потерь, а понижение – к повышению температуры поверхности металла, что может привести к локальному пережогу стали. Для выведения зависимости $M_{\text{пов.нагр.}} = f(P, t)$ будем использовать понятие эквивалентного проходного сечения $f_{\text{экв}}$, м². Данный показатель представляет собой сумму проходных сечений всех трубок поверхности нагрева котла, через которую в единицу времени проходит полный расход пара D . Отправной точкой в формировании зависимости $S_{\text{пов.нагр.}} = f(D)$ будет равенство (3.1).

$$\rho\omega = \frac{D}{f_{\text{экв}}}. \quad (3.1)$$

Следовательно, $f_{\text{экв}}$ будет определяться по (3.2).

$$f_{\text{экв}} = \frac{D}{\rho\omega}, \quad (3.2)$$

$$\text{где } f_{\text{экв}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{внут}}^2 \cdot n_{\text{тр}}}{4},$$

$n_{\text{тр}}$ – количество трубок в элементе котла, шт.

Таким образом, количество трубок, необходимое для пропуска пара с расходом D , при условии сохранения массовой скорости определяется по формуле (3.3).

$$n_{\text{тр}} = \rho_{\text{стал}} \cdot \frac{4D}{(\rho\omega) \cdot \pi \cdot d_{\text{внут}}^2}, \quad (3.3)$$

где $\rho_{\text{стал}}$ – удельный вес стали, кг/м³;

$d_{\text{внут}}$ – внутренний диаметр трубы, мм.

Тогда масса стали, необходимая для изготовления поверхности нагрева котла $S_{\text{пн}}^D$, будет определяться по формуле (3.4).

$$S_{\text{пов.нагр}}^D = \rho_{\text{стал}} \cdot \frac{D \cdot (d_{\text{внеш}} - d_{\text{внут}})^2}{(\rho\omega) \cdot d_{\text{внут}}^2} \cdot l_{\text{тр}}, \quad (3.4)$$

где $d_{\text{внеш}}$ – внешний диаметр трубы, мм.

$l_{\text{тр}}$ – длина 1 трубы элемента котла, м.

В соответствии с (3.4) масса поверхностей нагрева (ПН) зависит от диаметров трубок (внутреннего и внешнего), паропроизводительности, плотности стали, массовой скорости и длины одной трубки, входящей в пакет труб поверхности нагрева, и количества трубок. Стоит отметить, что все перечисленные переменные, за исключением длины и разницы диаметров труб поверхностей нагрева, являются константами.

Другим значимым фактором, определяющим себестоимость нового энергетического котла, является давление свежего пара P_0 , МПа. Повышение давления свежего пара создает необходимость увеличения толщины стенок труб для выполнения условия прочности. Повышение давления пара сказывается на всех поверхностях нагрева котла, но в разной степени. В целях преодоления гидравлического сопротивления пароводяного тракта котла на вход котла подают давление, превышающее давление P_0 на 20-25 %. Пароводяной тракт котла на повышенные параметры пара имеет сравнительно более высокое гидравлическое сопротивление в силу большей поверхности теплообмена трубки поверхностей нагрева имеют большую длину, что увеличивает количество поворотов и разворотов потока по ходу рабочего тела.

Поскольку давление среды снижается по мере движения рабочей среды в пароводяном тракте, то толщина стенки труб различных поверхностей нагрева будет отличаться. Толщина стенки трубки также будет меняться в зависимости от температурных условий эксплуатации. Чем выше температура пара, тем меньший предел длительной прочности имеет материал. Следовательно, для обеспечения надежной безаварийной работы энергетического оборудования с увеличением температуры необходимо дополнительно наращивать толщины стенок. Определить расчетную толщину стенки трубы можно по формуле (3.5).

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{P \cdot d_{\text{внут}}}{[\sigma] \cdot \varphi - P}, \quad (3.5)$$

где P – давление в соответствующем элементе котла, МПа;

$d_{\text{внут}}$ – внутренний диаметр трубы, мм;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение стали, используемой в соответствующей поверхности нагрева при соответствующей температуре пара, МПа;

φ – коэффициент ослабления стенки от сварного шва.

Важно понимать, что полученная толщина стенки, скорее всего, не будет совпадать со стандартными трубами, изготавливаемыми промышленностью. В таком случае необходимо выбрать трубу с толщиной, превышающей расчетную. Безусловно, это приведет к дополнительному перерасходу стали на изготовление поверхностей нагрева.

Выражение для определения массы поверхностей нагрева котла $S^p_{\text{пов.нагр}i}$ может быть записана в виде (3.6).

$$S^p_{\text{пов.нагр}i} = \rho_{\text{стал}} \cdot l_{\text{тр}} \cdot \pi \cdot \frac{\delta \cdot (2d_{\text{внут}} + \delta)}{4}, \quad (3.6)$$

Анализ формулы (3.6) позволяет сделать вывод о том, что масса металла в поверхностях нагрева котла имеет нелинейную зависимость от толщины стенки трубок.

Третьим фактором, определяющим себестоимость энергетического котла, является начальная температура пара t_0 . Повышение температуры пара создает необходимость более широкого применения дорогостоящих жаростойких сталей с большим содержанием легирующих добавок, таких как: хром, молибден, ванадий, ниобий. Применение легирующих добавок позволяет замедлить процесс высокотемпературной коррозии (оксидации) и повысить прочность стали при высоких температурах. При температуре пара свыше 650°C в паровых котлах резко возрастает доля использования сталей аустенитного класса.

Повышение температуры меняет структуру металлозатрат, а вместе с ней меняется плотность сталей и предел длительной прочности. Так, стали перлитного класса, которые обычно используются в поверхностях нагрева котельных установок на СКП пара, имеют плотность $7800\text{--}7900 \text{ кг/м}^3$. Удельный вес никелевых сталей, которые могут быть использованы для изготовления деталей, работающих при температурах $650\text{--}720^\circ\text{C}$, достигает значений 8600 кг/м^3 . Кроме данной особенности, как отмечалось ранее, с ростом температуры снижается предел длительной прочности, что наглядно продемонстрировано на рисунке 3.11.

На основе проведенного анализа была составлена диаграмма взаимосвязи параметров, отражающая наличие влияния термодинамических параметров тепловой схемы на массогабаритные характеристики котельной установки. Полученная диаграмма представлена на рисунке 3.12

3.2 Разработка модели оценки металлозатрат на изготовление котельного агрегата на повышенные параметры пара

Масса котельной установки складывается из двух основных слагаемых: массы вспомогательных конструкций (каркаса) и массы поверхностей нагрева и коллекторов. Масса каркаса для котла ПП-2650-25-545ГМН, работающего в составе энергоблока К-800-23,5, равна 2293 т, что составляет 24,7 % от абсолютной массы котельной установки. Каркас котла изготавливается из низколегированной стали, цена которой в зависимости от вида металлического изделия составляет 30000-40000 руб. за тонну. Простой расчет показывает, что стоимость металла каркаса, несмотря на значительную долю в весовой структуре котельного агрегата, невелика и составляет 70-90 млн руб. При этом стоимость всего котельного агрегата паропроизводительностью 736 кг/с может достигать 10 млрд руб. Учитывая, что с повышением параметров пара линейные габариты котла претерпевают незначительные изменения, масса каркаса котла в качестве фактора, определяемого по изменению значений P_0 и t_0 , рассматриваться не будет.

В моделях оценки металлозатрат особое внимание должно быть уделено изменению масс поверхностей нагрева, поскольку именно высокотемпературные поверхности нагрева, такие как: ширмовый пароперегреватель, конвективный пароперегреватель и промежуточный пароперегреватель – формируют большую часть стоимости металла котла.

Поверхности нагрева котла представляют собой пакеты труб, расположенных относительно друг друга либо в шахматном, либо в коридорном порядке. Количество и длина труб зависят от расчетного теплового потока, передаваемого от горячих газов рабочей среде котла. Толщина труб, как было сказано, зависит от давления и температуры рабочей среды.

Базовой формулой, от которой строится модель оценки металлозатрат, является формула (3.7) для определения объема полого цилиндра (трубы).

$$V_{\text{тр}} = \pi \cdot l \frac{(D^2 - d^2)}{4}, \quad (3.7)$$

где D – внешний диаметр цилиндра (трубы), м;

d – внутренний диаметр цилиндра (трубы), м;

l – длина полого цилиндра (трубы), м;

$V_{\text{тр}}$ – объем полого цилиндра (трубы), м³.

Масса трубы равна произведению объема на плотность материала, из которого она изготовлена, и определяется по формуле (3.8).

$$M_{\text{тр}} = \rho_{\text{стал}} \cdot \pi \cdot l \cdot \frac{D^2 - d^2}{4}, \quad (3.8)$$

где $M_{\text{тр}}$ – масса одной трубы, кг;

$\rho_{\text{стал}}$ – удельный вес стали, кг/м³.

Пакет труб поверхности нагрева может включать в себя сотни труб в зависимости от требуемой площади и интенсивности процесса теплообмена, в ходе которого происходит нагрев рабочей среды за счет охлаждения горячих газов. Масса металла, расходуемого на формирование пакета нагревательной поверхности, определяется как простое произведение массы одной трубки на их количество по формуле (3.9).

$$M_{\text{пн}} = \rho \cdot \pi \cdot l \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot n_{\text{тр}}, \quad (3.9)$$

где $M_{\text{пн}}$ – масса поверхности нагрева, кг;

$n_{\text{тр}}$ – количество труб в пакете нагревательной поверхности, шт.

Разница квадратов радиусов трубки характеризует толщину стенки, которая рассчитывается по (3.10).

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{D-d}{2}, \quad (3.10)$$

где $\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки трубки, м;

Используя выражение (3.10), формулу (3.9) можно записать в виде (3.11):

$$M_{\text{пн}} = \rho \cdot \pi \cdot l \cdot (\delta^2 + \delta \cdot d) \cdot n_{\text{тр}}. \quad (3.11)$$

Известно, что толщина стенки трубки зависит от внутреннего избыточного давления, внутреннего диаметра и предела длительной прочности в соотношении (3.12).

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{P \cdot d}{\sigma \cdot \delta - P}, \quad (3.12)$$

где P – среднее давление рабочей среды в поверхности нагрева, МПа;

σ – предел длительной прочности, МПа;

φ – поправка на качество сварных швов.

Тогда масса поверхности нагрева $M_{\text{пн}}$ может быть рассчитана с помощью выражения (3.13).

$$M_{\text{ПН}} = \rho \cdot \pi \cdot l \cdot \left(\frac{P^2 \cdot d^2}{(\sigma \cdot \varphi - P)^2} + \frac{P^2 \cdot d^2}{\sigma \cdot \varphi - P} \right) \cdot n_{\text{тр}} = \rho \cdot \pi \cdot l \cdot d^2 \cdot n_{\text{тр}} \cdot P \cdot \frac{\sigma \cdot \delta}{(\sigma \cdot \delta - P)^2}. \quad (3.13)$$

Анализ полученного выражения (3.13) показывает, что масса поверхностей нагрева котельной установки имеет квадратичную зависимость от внутреннего диаметра трубки и нелинейную зависимость от давления среды P . Причем выражение $\frac{\sigma \cdot \delta}{(\sigma \cdot \delta - P)^2}$ имеет тем более нелинейный характер, чем меньше значение множителя $\sigma \cdot \varphi$, который является преимущественно функцией температуры. На рисунке 3.13 представлены графики функции значения выражения $\frac{\sigma \cdot \delta}{(\sigma \cdot \delta - P)^2}$ от давления пара P при различных значениях константы $\sigma \cdot \varphi$.

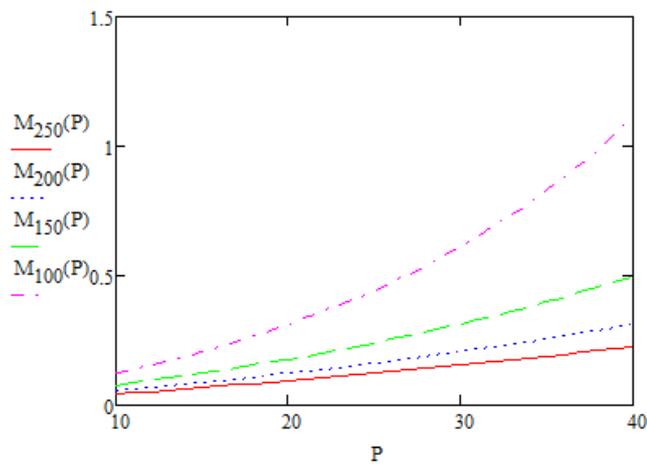


Рисунок 3.13 – Влияние предела длительной прочности на характер кривой зависимости массы поверхности нагрева от давления

Вторым важным этапом в разработке модели оценки металлозатрат является установление зависимостей, отражающих примерное распределение давления и температуры рабочей среды по пароводяному тракту котла. Пароводяной тракт котельного агрегата имеет существенное гидравлическое сопротивление из-за большого количества поворотов труб на 180° , входов и выходов среды из коллекторов, тройников и других источников гидравлических потерь. Величина гидравлических потерь на длинных участках труб ΔP рассчитывается по формуле (3.14).

$$\Delta P = \xi_p \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \quad (3.14)$$

где ξ_p – коэффициент гидравлического сопротивления;

ω – скорость среды внутри труб поверхности нагрева (ПН), м/с;

ρ – плотность рабочей среды, кг/м³;

Согласно формуле (3.14) абсолютные потери давления в квадрате зависят от скорости рабочей среды в трубах. С повышением температуры рабочей среды ее плотность снижается, и при сохранении неизменной эквивалентной площади проходного сечения скорость должна расти. Однако при проектировании КУ эквивалентная площадь проходного сечения задается таким образом, чтобы обеспечить неизменность массовой скорости $\sigma \cdot \varphi$. Если массовую скорость зафиксировать в формуле (3.14), то зависимость потерь давления приобретает линейный характер от каждого определяющего фактора, в том числе и от скорости. Отсюда можно считать правомерным распределение давления рабочей среды в пароводяном тракте по линейному закону. При этом начальной точкой снижения давления в тракте котла следует принимать давление воды на входе в экономайзер.

В модели было принято условие, согласно которому толщина труб всего пакета поверхности нагрева определяется по максимальному давлению среды. Аналитические зависимости, позволяющие определить максимальное давление в трубах поверхностей нагрева в привязке к давлению воды в экономайзере, были получены на основе вариантных поверочных расчетов котельного агрегата, взятого за прототип. Результаты проведенных поверочных расчетов представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Результаты конструкторских расчетов котла-прототипа по определению максимальных давлений в поверхностях нагрева

Давление свежего пара P_0 , МПа	26	28	30	32	35
Давление в ЭК, МПа	30,453	32,508	34,676	36,899	39,953
Давление в НРЧ, МПа	28,784	30,719	32,887	35,01	38,164
Давление ВРЧ, МПа	27,838	29,873	32,341	34,164	37,318
Давление в ШПП, МПа	27,493	29,528	31,686	33,719	36,973
Давление в КПП, МПа	26,863	28,898	31,066	33,189	36,343
Давление в ППП1, МПа	5,406	5,807	6,171	6,414	6,669
Давление в ППП2, МПа	5,183	5,596	5,954	6,216	6,457

В результате математической обработки данных были получены аналитические выражения с (3.15) по (3.21), позволяющие в целях оценки массы поверхностей нагрева определить приближительное значение максимального давления рабочей среды:

$$P_{ЭК} = -0,0018 \cdot P_0^2 + 1,1714 \cdot P_0 + 1,17, \quad (3.15)$$

$$P_{НРЧ} = 1,0584 \cdot P_0 + 0,3843, \quad (3.16)$$

$$P_{ВРЧ} = -0,0068 \cdot P_0^2 + 1,4701 \cdot P_0 - 5,8316, \quad (3.17)$$

$$P_{\text{ШПП}} = 0,0031 \cdot P_0^2 + 0,8651 \cdot P_0 + 2,9141, \quad (3.18)$$

$$P_{\text{КПП}} = 0,0008 \cdot P_0^2 + 1,008 \cdot P_0 + 0,093, \quad (3.19)$$

$$P_{\text{ППП1}} = -0,0053 \cdot P_0^2 + 1,0706 \cdot P_0 + 0,1843, \quad (3.20)$$

$$P_{\text{ППП2}} = -0,0206 \cdot P_0^2 + 1,2546 \cdot P_0 - 0,5752. \quad (3.21)$$

где $P_{\text{ЭК}}$, $P_{\text{НРЧ}}$, $P_{\text{ВРЧ}}$, $P_{\text{ШПП}}$, $P_{\text{КПП}}$, $P_{\text{ППП1}}$, $P_{\text{ППП2}}$ – максимальное давление рабочей среды в экономайзере, нижней и верхней радиационных частях, ширмовом и конвективном пароперегревателях, первой и второй ступенях промежуточного пароперегревателя соответственно, МПа.

Значения коэффициентов детерминации для моделей с (3.15) по (3.21) составили: $R^2_{\text{ЭК}} = 0,999$; $R^2_{\text{НРЧ}} = 0,999$; $R^2_{\text{ВРЧ}} = 0,9989$; $R^2_{\text{ШПП}} = 0,999$; $R^2_{\text{КПП}} = 0,999$; $R^2_{\text{ППП1}} = 0,999$; $R^2_{\text{ППП2}} = 0,999$.

Аналогичный подход был применен для получения функций максимальных температур рабочей среды в поверхностях нагрева котла от температуры свежего пара t_0 . В ходе выполненных серий вариантных поверочных расчетов котла были получены результаты, представленные в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Результаты конструкторских расчетов котла-прототипа по определению максимальных температур рабочей среды в поверхностях нагрева

Температура свежего пара, °С	580	620	660	700	720
Температура рабочей среды в ЭК, °С	331	341	353	369	380
Температура рабочей среды в НРЧ, °С	383,75	388,22	395,41	409,89	417,7
Температура рабочей среды в ВРЧ, °С	413,59	421,82	440,48	470,17	497,06
Температура рабочей среды в ШПП, °С	453,85	479,02	524,94	584,43	629,08
Температура рабочей среды в КПП, °С	580	620	660	700	720
Температура рабочей среды в ППП1, °С	481,8	522,22	563,63	603,03	623,24
Температура рабочей среды в ППП2, °С	580	620	660	700	720

На базе полученных уравнений были составлены аналитические выражения с 3.22 по 3.28, позволяющие оценить максимальную температуру пара в поверхности нагрева котла и на основе сформированных оценок выбрать подходящую для изготовления труб марку стали.

$$t_{\text{НРЧ}}(t_0) = 0,0024 \cdot t_0^2 - 2,8052 \cdot t_0 + 1230,4, \quad (3.22)$$

$$t_{\text{ВРЧ}}(t_0) = 0,0024 \cdot t_0^2 - 4,9325 \cdot t_0 + 1849,7, \quad (3.23)$$

$$t_{\text{ЭК}}(t_0) = 0,0012 \cdot t_0^2 - 1,183 \cdot t_0 + 622,3, \quad (3.24)$$

$$t_{\text{ШПП}}(t_0) = 0,0062 \cdot t_0^2 - 6,7829 \cdot t_0 + 2313,1, \quad (3.25)$$

$$t_{\text{КПП}}(t_0) = t_0, \quad (3.26)$$

$$t_{\text{ППП1}}(t_{\text{пп}}) = 1,0103 \cdot t_0 - 104,14, \quad (3.27)$$

$$t_{\text{ППП2}}(t_{\text{пп}}) = t_{\text{пп}}. \quad (3.28)$$

где $t_{\text{НРЧ}}$, $t_{\text{ВРЧ}}$, $t_{\text{ЭК}}$, $t_{\text{ШПП}}$, $t_{\text{КПП}}$, $t_{\text{ППП1}}$, $t_{\text{ППП2}}$ – максимальная температура рабочей среды в нижней и верхней радиационных частях, экономайзере, ширмовом и конвективном пароперегревателях, первой и второй ступенях промежуточного пароперегревателя, °С;

Коэффициенты детерминации для моделей с (3.22) по (3.28) составили: $R^2_{\text{ЭК}} = 0,9991$; $R^2_{\text{НРЧ}} = 0,9986$; $R^2_{\text{ВРЧ}} = 0,9936$; $R^2_{\text{ШПП}} = 0,9992$; $R^2_{\text{КПП}} = 0,9994$; $R^2_{\text{ППП1}} = 0,9999$, $R^2_{\text{ППП2}} = 0,9998$.

Длина труб поверхностей нагрева определяется общей площадью теплообмена, которая должна быть обеспечена для нагрева рабочей среды до нужной температуры. Условие неизменности количества и внутреннего диаметра труб поверхностей нагрева оставляет единственный способ изменения площади поверхностей нагрева – изменение длин труб. Длина труб определяется количеством теплоты, передаваемым поверхности нагрева горячими газами. Для установления зависимостей изменения длин труб различных поверхностей нагрева в зависимости выбранных начальных параметров пара необходимо провести серию конструкторских расчетов. Результаты проведенных вычислений представлены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Результаты конструкторских расчетов котла-прототипа по определению длин труб поверхностей нагрева

Температура свежего пара, °С	580	620	660	720
Длина труб ЭК, °С	167,12	169,2	172,1	177
Длина труб НРЧ, °С	16,9	16,9	16,9	16,9
Длина труб ВРЧ, °С	16,9	16,9	16,9	16,9
Длина труб ШПП, °С	50,29	51,5	54,6	60,4
Длина труб КПП, °С	63,51	77,26	82,6	87,6
Длина труб ППП1, °С	73,19	77,17	81,62	98,32
Длина труб ППП2, °С	70,18	70,88	72,27	76,2

В результате математического анализа полученных данных были составлены уравнения изменения длин поверхностей нагрева в зависимости от температуры свежего и перегретого пара с (3.29) по (3.34).

$$l_{\text{ЭК}}(t_0) = 0,0002 \cdot t_0^2 - 0,131 \cdot t_0 + 190,79, \quad (3.29)$$

$$l_{\text{ШПП}}(t_0) = 0,0003 \cdot t_0^2 - 0,3614 \cdot t_0 + 163,17, \quad (3.30)$$

$$l_{\text{КПП}}(t_0) = -0,0013 \cdot t_0^2 - 1,891 \cdot t_0 - 586,61, \quad (3.31)$$

$$l_{\text{ППП1}}(t_{\text{ПН}}) = 0,0011 \cdot t_0^2 - 1,2299 \cdot t_0 + 423,11, \quad (3.32)$$

$$l_{\text{ППП2}}(t_{\text{ПН}}) = 0,0003 \cdot t_0^2 - 0,3108 \cdot t_0 + 158,96. \quad (3.33)$$

Коэффициенты детерминации для разработанных моделей имеют следующие значения: $R^2_{\text{ЭК}} = 0,9997$; $R^2_{\text{ШПП}} = 0,9965$; $R^2_{\text{КПП}} = 0,9902$; $R^2_{\text{ППП1}} = 0,9955$; $R^2_{\text{ППП2}} = 0,9997$.

Общие металлозатраты на изготовление котельного агрегата $M_{\text{КУ}}$ определяются как сумма масс поверхностей нагрева котельного агрегата, массы каркаса и массы коллекторов в соответствии с выражением 3.34:

$$M_{\text{КУ}} = M_{\text{НРЧ}} + M_{\text{ВРЧ}} + M_{\text{ШПП}} + M_{\text{КПП}} + M_{\text{ППП1}} + M_{\text{ППП2}} + M_{\text{КОЛЛ}} + M_{\text{КАРК}}, \quad (3.34)$$

где $M_{\text{НРЧ}}$, $M_{\text{ВРЧ}}$, $M_{\text{ШПП}}$, $M_{\text{КПП}}$, $M_{\text{ППП1}}$, $M_{\text{ППП2}}$, $M_{\text{ЭК}}$, $M_{\text{КОЛЛ}}$, $M_{\text{КАРК}}$ – масса нижней и верхней радиационных частей, ширмового и конвективного пароперегревателей, первой и второй ступеней промежуточного пароперегревателя, экономайзера, коллекторов и каркаса котельного агрегата соответственно.

Количество коллекторов и их габариты для модели были оценочно определены в соответствии с эскизным чертежом котла (паропроизводительность – 692,5 кг/с) П-образной компоновки, приведенной на рисунке 3.7. Коллекторы располагаются на входе и выходе из НРЧ и ВРЧ, ШПП, КПП и ППП. На толщину стенки, а, соответственно, и массу коллекторов будет оказывать влияние их расположение (привязка к ПН), давление и температура пара.

Масса каркаса котельного агрегата принята постоянной и равной массе каркаса котла ПП-2650-25-545ГМН – 2293 т.

Для проведения расчета металлозатрат на изготовление котельной установки был составлен алгоритм действий:

- определение значений варьируемых параметров: t_0 , $t_{пп}$, P_0 , $P_{пп}$;
- определение максимальной рабочей температуры стенок труб каждой поверхности нагрева энергетического котла с помощью формул с (3.22) по (3.28);
- в соответствии с определенным уровнем температур выбор для каждого элемента котла подходящих марок сталей из справочника [40]; определение длительной прочности $[\sigma]$ стали при максимальной рабочей температуре;
- определение плотности каждой выбранной стали ρ ;
- определение в соответствии с формулами с (3.15) по (3.21) максимального давления рабочей среды в ПН котельной установки;
- расчет по формулам с (3.29) по (3.33) длин труб поверхностей нагрева;
- расчет по формуле (3.13) массы каждой поверхности нагрева;
- расчет абсолютной массы котла по формуле (3.34).

3.3 Разработка модели оценки стоимости котельной установки на повышенные параметры пара

Помимо затрат на сырье стоимость создания КУ определяют затраты, связанные с оплатой труда производственного и административно-хозяйственного персонала, задействованного в изготовлении котельного агрегата, а также затраты на НИОКР и проектирование.

Трудоемкость изготовления КУ зависит от массогабаритных характеристик. В предыдущих разделах диссертации было показано, что повышение начальных параметров пара при неизменном расходе ведет к изменению как структуры металлозатрат, так и увеличению абсолютной массы энергоагрегатов. Для корректной оценки стоимости новых КУ модель оценки затрат на оплату труда работникам, задействованным в изготовлении, должна быть связана с моделью оценки металлозатрат. Формирование оценки в данной ситуации должно происходить последовательно: сначала оцениваются затраты на сырье и материалы, далее – затраты на оплату труда и в конце включаются затраты на НИОКР и проектирование.

Затраты на НИОКР имеют невысокую долю в структуре затрат на строительство энергетического оборудования. Это объясняется преобладанием теоретических исследований над экспериментальными в российской научной школе и существенно более низкими действительными затратами на НИОКР, осуществляемыми отечественными энергетическими компаниями. Информация по стоимости научных и проектно-изыскательных работ, финансируемых промышлен-

ностью, как правило, носит закрытый характер, и она недоступна для анализа. Также не представляется возможным установить зависимость между величиной затрат на НИОКР в части создания высокотемпературного энергетического оборудования в зависимости от параметров пара, так как прикладные НИОКР в России ведутся в основном в направлении создания энергоблока на ССКП пара. Поэтому в оценке стоимости нового энергетического оборудования затраты на НИОКР и проектирование будут приняты в качестве неизменной величины, корректируемой с учетом масштабов производства.

Согласованный с оцененными металлозатратами расчет затрат на изготовление энергетического котла построен на основе оценки трудоемкости изготовления каждой части котельной установки в отдельности и в соответствии с перечнем необходимых работ, размера оклада монтажного звена требуемого состава.

Для определения значений удельной трудоемкости изготовления поверхностей нагрева котельной установки был использован документ «Трудоемкость. К базовым ценам на работы по ремонту энергетического оборудования, адекватным условиям функционирования конкурентного рынка услуг по ремонту и техперевооружению», разработанный сотрудниками компании ОАО «ЦКБ Энергоремонт» [94]. В таблице 3.8 представлены результаты анализа представленного нормативного документа.

Таблица 3.8 – Нормы времени на изготовление отдельных частей котельного агрегата

№ п/п	Часть котельного агрегата	Перечень работ	Норма трудоемкости, чел·ч/т
1	НРЧ, ВРЧ	Подбор, разметка, резка, гнутье, плазировка, прокатка, установка труб с деталями дистанционирования, сварка.	287,01
2	ШПП	Подбор труб, входной контроль, разметка, резка, гнутье, сборка в змеевик (пакет, ширму) с установкой деталей дистанционирования. Прокатка шаром, зачистка под контроль металла, гидравлическое испытание, установка труб с деталями дистанционирования, сварка	178,38
3	КПП	Подбор труб, входной контроль, разметка, резка, гнутье, сборка в змеевик (пакет, ширму) с установкой деталей дистанционирования. Прокатка шаром, зачистка под контроль металла, гидравлическое испытание. Установка труб с деталями дистанционирования, сварка.	186,21
4	ППП1, ППП2	Подбор труб, входной контроль, разметка, резка, гнутье, сборка в змеевик (пакет, ширму) с установкой деталей дистанционирования. Прокатка шаром, зачистка под контроль металла, гидравлическое испытание. Установка труб с деталями дистанционирования, сварка.	186,21
5	ЭК	Установка новых змеевиков с деталями дистанционирования, сварка. Зачистка под контроль металла. Установка обмуровочных блоков. Установка труб с деталями дистанционирования, сварка.	202,25
6	Коллекторы (колл)	Изготовление коллектора с установкой штуцеров и донышек. Установка коллектора с опорами, подвесками и реперами	260,22

Основной рабочей силой при выполнении работ, представленных в таблице 3.8, являются сварщики и монтажники. В соответствии со сложившейся практикой был определен состав одного рабочего звена, в котором на одного сварщика приходится: два разнорабочих. На каждого прораба приходится три сварщика. На одного начальника участка приходится 10 прорабов. Также следует учитывать стоимость найма специальной строительной техники. Размер выплат за аренду техники можно принимать в размере 25-30 % от стоимости монтажных работ.

В соответствии с проведенным расчетом для котлов с начальными параметрами (P_0/t_0): 23,5/540; 25,3/570; 27,1/600; 29/630; 31/660; 33/690; 35/720 была получена структура трудозатрат по отдельным элементам котла. Результаты приведены в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Структура трудозатрат на изготовления поверхностей нагрева котла

P_0/t_0 , МПа/°С	23,5/540	25,3/570	27,1/600	29/630	31/660	33/690	35/720
ЭК	12,93 %	13,50 %	14,07 %	14,63 %	15,21 %	15,77 %	16,36 %
НРЧ	12,88 %	12,51 %	12,23 %	12,02 %	11,88 %	11,78 %	11,75 %
СРЧ	9,45 %	9,06 %	8,75 %	8,47 %	8,23 %	8,01 %	7,84 %
ВРЧ	11,49 %	11,01 %	10,62 %	10,25 %	9,94 %	9,63 %	9,38 %
ШПП	5,42 %	5,50 %	5,59 %	5,67 %	5,75 %	5,80 %	5,89 %
КПП	28,07 %	27,75 %	27,53 %	27,28 %	27,07 %	26,82 %	26,63 %
ППП1	7,69 %	8,96 %	9,86 %	10,68 %	11,27 %	11,87 %	12,17 %
ППП2	1,39 %	1,66 %	1,85 %	2,02 %	2,16 %	2,30 %	2,37 %
колл	10,68 %	10,07 %	9,50 %	8,97 %	8,49 %	8,02 %	7,61 %

Результаты, представленные в таблице 3.9, показывают, что наиболее трудозатратными частями энергетического котла являются КПП, ЭК и НРЧ. При этом с повышением начальных параметров пара сильно увеличивается трудоемкость изготовления ЭК, в то время как затраты времени на изготовление коллекторов, экранных поверхностей нагрева топки снижаются.

Для формирования модели оценки стоимости изготовления котельного агрегата на повышенные параметры пара необходимо собрать вместе все издержки, напрямую или косвенно связанные с созданием нового энергетического оборудования.

В предыдущих разделах были предложены инструменты оценки двух наиболее значимых статей затрат на изготовление котельной установки: металлозатрат, затрат на оплату труда производственного и административно-управленческого персонала, затрат на аренду специальной техники. Еще одной статьёй затрат, которая должна быть учтена в модели оценки стоимости КУ являются затраты на НИОКР и выпуск проектной документации. Данные издержки являются постоянными и не зависят от количества изготовленных котельных агрегатов. Чем больше КУ на

повышенные параметры пара будет построено, тем ниже будут издержки, связанные с разработкой и проектированием котлов для высокотемпературных энергоблоков, на каждую единицу оборудования. При выборе гипотетического количества новых энергетических установок, которые будут построены в средне- и долгосрочной перспективе стоит придерживаться наиболее консервативных прогнозов. Такой подход оправдан в силу низких темпов и малых результатов, достигнутых в этом направлении, несмотря на существующие ориентиры по повышению эффективности генерации, которые установлены как в Стратегии, так и в Генеральной схеме размещения объектов электроэнергетики. Учитывая вышесказанное, при проведении оценок стоимости количества перспективных установок было принято равным пяти.

К 2012 г. затраты, связанные с научно-исследовательскими и опытно-конструкторскими работами, направленными на создание энергетического оборудования, составили 1,8 млрд руб. В свою очередь разработка проектной документации потребовала вложений в размере 1,2 млрд руб. Коэффициент инфлирования уровня цен 2012 г. к уровню цен 2015 г. составляет 1,42. Следовательно, стоимость проведения аналогичных работ в 2015 г. составила бы 4,26 млрд руб. Относя инфлированную стоимость НИОКР на каждую энергетическую установку, получим величину соответствующих издержек, равную 511,2 млн руб. Принимая также, что на долю котельной установки приходится 40 % затрат на НИОКР по созданию нового энергетического оборудования и на проектирование нового энергоблока на каждую КУ будет приходиться величина затрат на НИОКР и проектирование, равная $(511,2 + 1\,704) \cdot 0,4$, что составляет 886 млн руб.

Располагая всеми необходимыми данными для завершения модели оценки стоимости котельной установки, представим совокупность формул и выражений для оценки стоимости создания новой КУ на повышенные параметры пара в виде алгоритма, представленного ниже.

а) стоимость металла, затраченного на изготовление котельного агрегата $M_{КУ}$ определяется по формуле (3.35).

$$M_{ст.КУ} = M_{НРЧ} \cdot C_{мет.НРЧ} + M_{ВРЧ} \cdot C_{мет.ВРЧ} + M_{ШПП} \cdot C_{мет.ШПП} + M_{КПП} \cdot C_{мет.КПП} + M_{ППП1} \cdot C_{мет.ППП1} + M_{ППП2} \cdot C_{мет.ППП2} + M_{ЭК} \cdot C_{мет.ЭК} + M_{колл} \cdot C_{мет.колл} + M_{карк} \cdot C_{мет.карк}, \quad (3.35)$$

где $M_{НРЧ}$, $M_{ВРЧ}$, $M_{ШПП}$, $M_{КПП}$, $M_{ППП1}$, $M_{ППП2}$, $M_{ЭК}$, $M_{колл}$, $M_{карк}$ – масса нижней и верхней радиационных частей, ширмового и конвективного пароперегревателей, первой и второй ступеней промежуточного пароперегревателя, экономайзера, коллекторов и каркаса котельного агрегата соответственно, кг;

$C_{\text{мет.НРЧ}}$, $C_{\text{мет.ВРЧ}}$, $C_{\text{мет.ШПП}}$, $C_{\text{мет.КПП}}$, $C_{\text{мет.ППП1}}$, $C_{\text{мет.ППП2}}$, $C_{\text{мет.ЭК}}$, $C_{\text{мет.колл}}$, $C_{\text{мет.карк}}$ – цена металла, из которого изготовлены нижняя и верхняя радиационные части, ширмовый и конвективный пароперегреватели, первая и вторая ступень промежуточного пароперегревателя, экономайзер, коллекторы и каркас котельного агрегата соответственно, руб.

Масса труб поверхностей нагрева $M_{\text{пн}}$ определяется по формуле 3.36:

$$M_{\text{пн}} = \rho \cdot \pi \cdot l \cdot d^2 \cdot n_{\text{тр}} \cdot P \cdot \frac{\sigma \cdot \varphi}{(\sigma \cdot \varphi - P)^2}, \quad (3.36)$$

где ρ – удельный вес стали, кг/м³ (зависит от выбора конкретной марки стали, примененной в той или иной поверхности нагрева);

l – длина полого цилиндра (трубы), м (является функцией температуры пара);

d – внутренний диаметр цилиндра (трубы), м;

$n_{\text{тр}}$ – количество трубок, шт. (константа);

P – давление рабочей среды, МПа;

σ – предел длительной прочности;

φ – коэффициент ослабления (поправка на сварные соединения).

Длины труб и давление среды в различных поверхностях могут быть определены в соответствии с зависимостями с (3.37) по (3.50), полученными на основе вариантных конструкторских расчетов котельных агрегатов:

1) длина одной трубы нижней радиационной части $l_{\text{тр}}^{\text{НРЧ}}$:

$$l_{\text{тр}}^{\text{НРЧ}} = 4 \cdot 10^{-5} \cdot t_0^2 - 0,0251 \cdot t_0 + 52,25. \quad (3.37)$$

2) давление среды в нижней радиационной части $P_{\text{НРЧ}}$:

$$P_{\text{НРЧ}} = 1,1593 \cdot P_0 + 0,6818. \quad (3.38)$$

3) длина одной трубы верхней радиационной части $l_{\text{тр}}^{\text{ВРЧ}}$:

$$l_{\text{тр}}^{\text{ВРЧ}} = 2 \cdot 10^{-5} \cdot t_0^2 - 0,0226 \cdot t_0 + 50,58. \quad (3.39)$$

4) давление среды в верхней радиационной части $P_{\text{ВРЧ}}$:

$$P_{\text{ВРЧ}} = 1,14 \cdot P_0 + 0,25. \quad (3.40)$$

5) длина одной трубы экономайзера $l_{\text{тр}}^{\text{ЭК}}$:

$$l_{\text{тр}}^{\text{ЭК}} = 0,0463 \cdot t_0 - 4,0679. \quad (3.41)$$

6) давление среды в экономайзере $P_{\text{ЭК}}$:

$$P_{\text{ЭК}} = 1,1794 \cdot P_0 + 1,2286. \quad (3.42)$$

7) длина одной трубы ширмового пароперегревателя $l_{\text{тр}}^{\text{ШПП}}$:

$$l_{\text{тр}}^{\text{ШПП}} = 0,0367 \cdot t_0 - 1,3357. \quad (3.43)$$

8) давление среды в ширмовом пароперегревателе $P_{\text{ШПП}}$:

$$P_{\text{ШПП}} = 1,1136 \cdot P_0 + 0,2282. \quad (3.44)$$

9) длина одной трубы конвективного пароперегревателя $l_{\text{тр}}^{\text{КПП}}$:

$$l_{\text{тр}}^{\text{КПП}} = 0,096 \cdot t_0 - 23,993. \quad (3.45)$$

10) давление среды в конвективном пароперегревателе $P_{\text{КПП}}$:

$$P_{\text{КПП}} = 1,1064 \cdot P_0 + 1,1918. \quad (3.46)$$

11) длина одной трубы первой ступени промежуточного пароперегревателя $l_{\text{тр}}^{\text{ППП1}}$:

$$l_{\text{тр}}^{\text{ППП1}} = 0,4167 \cdot t_0 - 174,443. \quad (3.47)$$

12) давление среды в первой ступени промежуточного пароперегревателя $P_{\text{ППП1}}$:

$$P_{\text{ППП1}} = 1,1075 \cdot P_{\text{пп}} + 0,0255. \quad (3.48)$$

13) длина одной трубы второй ступени промежуточного пароперегревателя $l_{\text{тр}}^{\text{ППП2}}$:

$$l_{\text{тр}}^{\text{ППП2}} = 0,1319 \cdot t_0 - 35,6. \quad (3.49)$$

14) давление среды во второй ступени промежуточного пароперегревателя $P_{ППП2}$:

$$P_{ППП2} = 1,0417 \cdot P_0 + 0,0094. \quad (3.50)$$

б) затраты на оплату труда производственного и административно-управленческого персонала, связанного с изготовлением КУ, $ZП\Sigma$ определяются по формуле (3.51).

$$ZП\Sigma = (ZП\Sigma_{рук} + ZП\Sigma_{прораб} + ZП\Sigma_{свар} + ZП\Sigma_{раб}) \cdot 1,302 + Z_{\text{спец.техн}} \quad (3.51)$$

где $ZП\Sigma_{рук}$, $ZП\Sigma_{прораб}$, $ZП\Sigma_{свар}$, $ZП\Sigma_{раб}$ – заработная плата всех руководителей, прорабов, сварщиков и разнорабочих соответственно, задействованных в изготовлении КУ, руб.;

$Z_{\text{спец.техн}}$ – затраты на аренду специальной строительной техники, руб.

В свою очередь затраты на оплату труда каждой категории сотрудников определяются по формулам с (3.52) по (3.55).

$$ZП\Sigma_{рук} = N_{рук} \cdot ЗП_{рук}, \quad (3.52)$$

$$ZП\Sigma_{прораб} = N_{прораб} \cdot ЗП_{прораб}, \quad (3.53)$$

$$ZП\Sigma_{свар} = N_{свар} \cdot ЗП_{свар}, \quad (3.54)$$

$$ZП\Sigma_{раб} = N_{раб} \cdot ЗП_{раб}, \quad (3.55)$$

где $N_{рук}$, $N_{прораб}$, $N_{свар}$, $N_{раб}$ – количество руководителей, прорабов, сварщиков и рабочих соответственно, чел.;

$ЗП_{рук}$, $ЗП_{прораб}$, $ЗП_{свар}$, $ЗП_{раб}$ – ставка руководителя, прораба, сварщика и рабочего соответственно, руб./час.

Затраты на аренду специальной строительной техники определяется по формуле (3.56)

$$Z_{\text{спец.техн}} = 0,2 \cdot (ZП\Sigma_{рук} + ZП\Sigma_{прораб} + ZП\Sigma_{свар} + ZП\Sigma_{раб}). \quad (3.56)$$

в) затраты на НИОКР и проектирование $Z_{\text{НИОКР}}$ определяются по формуле (3.57).

$$Z_{\text{НИОКР}} = 0,4 \cdot \left(\frac{1,8 \cdot K_{\text{инфл}}}{n_{ку}} + 1,2 \cdot K_{\text{инфл}} \right). \quad (3.57)$$

г) суммарные затраты на строительство котельной установки $Z_{КУ}$ определяются по (3.58).

$$Z_{КУ} = M_{СТ.КУ} + ЗП^{\Sigma} + Z_{НИОКР}. \quad (3.58)$$

3.4 Исследование факторов, определяющих металлозатраты на создание высокотемпературной паровой турбины

Повышение параметров пара на входе в турбину неизбежно приводит к увеличению ее стоимости. Соответственно, одной из задач при конструировании паровой турбины является выбор оптимального конструктивного профиля турбоагрегата, обеспечивающего минимально возможную его стоимость, в том числе за счет уменьшения количества используемых жаропрочных материалов на никелевой основе.

Наряду со снижением стоимости изготовления оптимальная конструкция турбомашин должна обеспечивать высокую надежность работы, необходимый уровень маневренности, хорошую ремонтпригодность. Проведенный анализ существующих научных проектов по созданию научно-технического задела по УСКП энергоблокам определил основные теплотехнические параметры новых энергоблоков, которые будут рассмотрены в рамках настоящей работы на предмет оценки их стоимости. Так, расход свежего пара составит 692,5 кг/с. Максимальная температура и давление свежего пара равны 720 °С и 35 МПа соответственно, минимальные – 580 °С и 26 МПа соответственно.

Наиболее сложные задачи при разработке паровых турбин на повышенные параметры пара возникают в высокотемпературной части турбины. От выбора компоновки и схемы движения пара во многом зависит металлоемкость турбины. Существует несколько вариантов конструктивного исполнения высокотемпературной паровой турбины.

Наиболее простым с точки зрения конструктивного исполнения вариантом является компоновка, представленная на рисунке 3.14.

В данном случае турбоагрегат состоит из четырех цилиндров: однопоточного высокотемпературного цилиндра высокого давления, однопоточного высокотемпературного цилиндра среднего давления и двух двухпоточных цилиндров низкого давления. Такое исполнение обладает хорошей ремонтпригодностью, поскольку все части турбины, особенно высокотемпературные, выполнены в отдельных корпусах. Однако здесь имеется существенный недостаток в конструкции цилиндра высокого давления, который заключается в том, что его корпус должен работать не только при высоких температурах, но и под большим давлением. Это обстоятельство приведет к большому расходу дорогостоящих жаропрочных материалов, а также к снижению маневренности энергоблока.

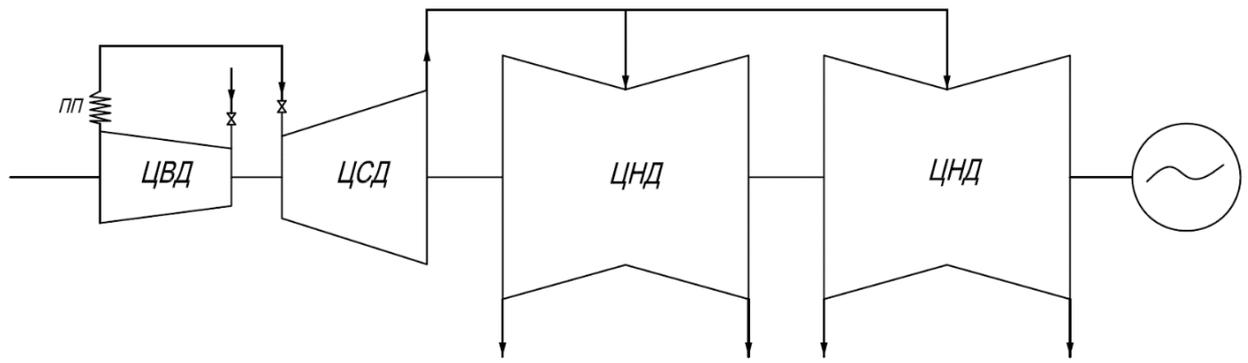


Рисунок 3.14 – Компоновка паровой турбины с однопоточным цилиндром высокого давления и однопоточным цилиндром среднего давления

Расход жаропрочных материалов может быть снижен путем концентрации элементов, находящихся в зоне высоких температур, в одном цилиндре – выполнение цилиндров высокого и среднего давления совмещенной конструкции. Компоновочная схема турбины с совмещенными цилиндрами высокого и среднего давлений представлена на рисунке 3.15, а пример конструктивного исполнения самого цилиндра приведен на рисунке 3.16. Представленный на рисунке 3.16 вариант конструкции корпуса ЦВСД с внутренним корпусом высокого давления также позволяет снизить расход жаропрочных материалов посредством уменьшения толщины стенки за счет снижения перепада давлений на ней. Применение корпуса с более тонкими стенками позволяет наряду со снижением количества дорогостоящих жаропрочных материалов улучшить маневренные характеристики турбомашины по сравнению с рассматриваемым ранее вариантом.

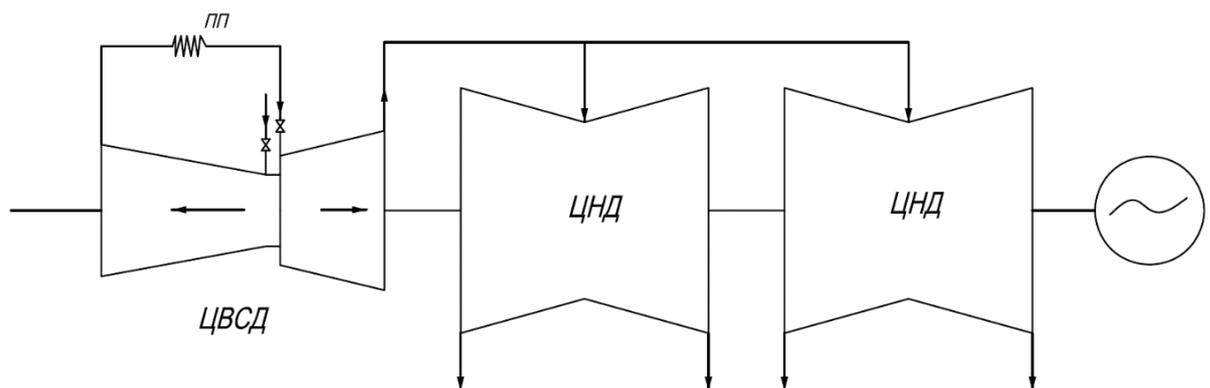


Рисунок 3.15 – Компоновочная схема турбины с совмещенными цилиндрами высокого и среднего давления

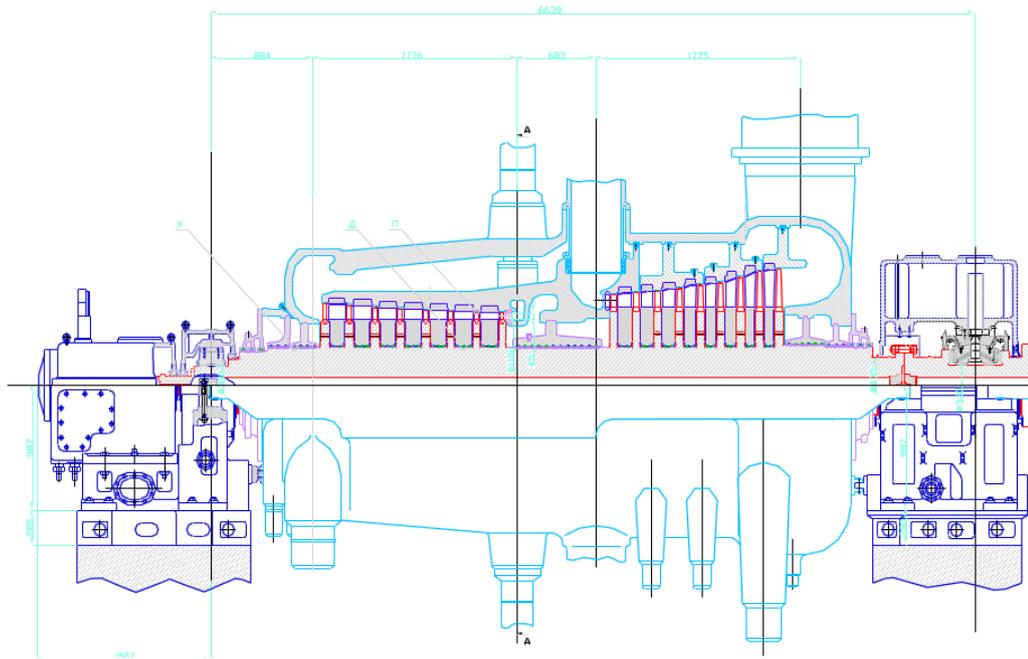


Рисунок 3.16 – Пример конструктивного исполнения совмещенного ЦВСД

Существенным недостатком совмещенного ЦВСД является снижение ремонтпригодности цилиндра, поскольку и часть высокого давления, и часть среднего давления установлены в едином корпусе. Кроме того, возникают конструктивные сложности при организации регенеративных отборов из части высокого давления, расположенной во внутреннем корпусе цилиндра.

Указанные недостатки могут быть устранены посредством использования петлевой схемы устройства проточной части цилиндра высокого давления, которая традиционно используется в паровых турбинах блоков со сверхкритическими параметрами. Компоновка турбоагрегата с петлевым ЦВД и однопоточным ЦСД представлена на рисунке 3.17. Рассматриваемая конструкция позволяет обеспечить достаточно высокий уровень маневренности турбомашины, а также высокую степень ремонтпригодности. Таким образом, выбранное компоновочное решение является оптимальным вариантом для высокотемпературных паровых турбин, работающих при высоком давлении свежего пара.

Ограничением применимости данной конструкции является мощность турбоагрегата, а точнее расход пара, покидающий цилиндр среднего давления, определяющий высоту лопаток его последней ступени, которая может превысить допустимую величину при больших мощностях турбины.

В связи с тем, что расход пара в голову турбины УСКП составляет 692,5 кг/с, то целесообразно выполнить цилиндр среднего давления в двухпоточном исполнении. Компоновочная схема турбоустановки с цилиндром высокого давления с петлевым движением пара и с двухпоточным высокотемпературным цилиндром среднего давления представлена на рисунке 3.18.

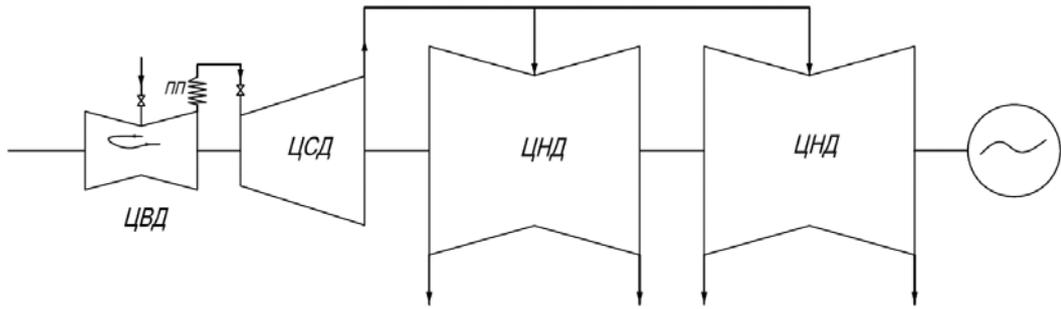


Рисунок 3.17 – Компоновка паровой турбины с петлевым ЦВД и однопоточным ЦСД

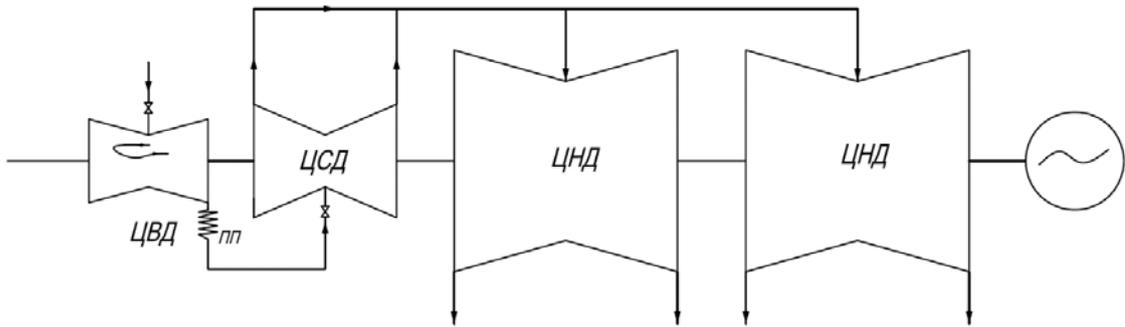


Рисунок 3.18 – Компоновка паровой турбины с петлевым ЦВД и двухпоточным ЦСД

Взяв за основу компоновку паровой турбины, представленную на рисунке 3.18, специалистами НИУ «МЭИ» в рамках выполнения научного проекта по созданию технических решений, обеспечивающих возможность перехода к высокотемпературным технологиям выработки электрической энергии, в частности к УСКП пара, был разработан конструктивный профиль высокотемпературной паровой турбины, 3-D модель которого представлена на рисунке 3.19 [95].

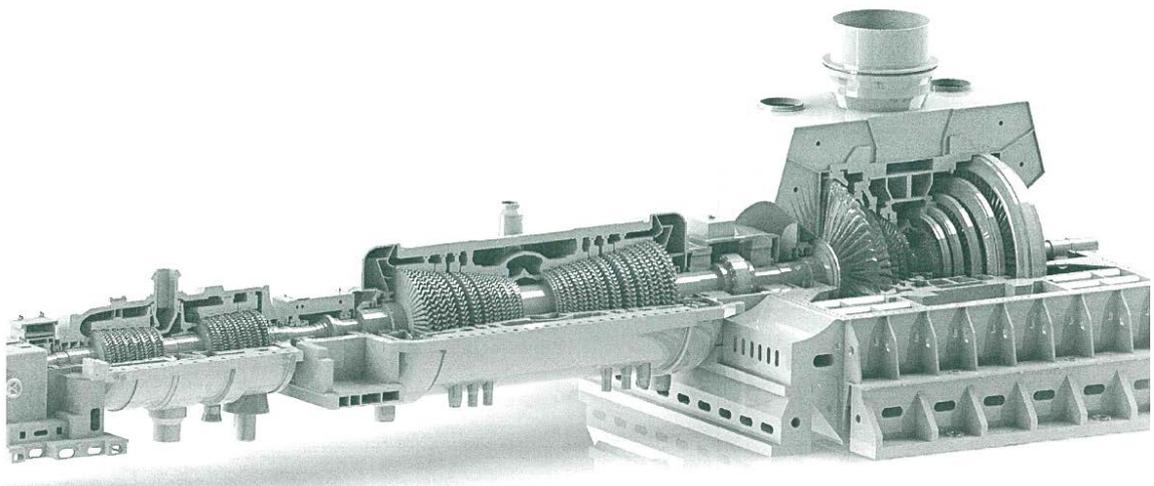


Рисунок 3.19 – 3-D модель конструкции паровой турбины на УСКП пара (НИУ «МЭИ»)

Свежий пар с параметрами $P_0 = 35$ МПа, $t_0 = 720$ °С через группу стопорно-регулирующих клапанов поступает в цилиндр высокого давления, после чего направляется в промежуточный перегреватель парового котла при давлении $P_{пп} = 6,2$ МПа и температуре $t_{пп} = 428$ °С. После промежуточного перегрева пар при давлении 7 МПа и температуре 720 °С поступает в цилиндр среднего давления, из которого подается в ЦНД. Давление в конденсаторе составляет $P_k = 4$ кПа. Расход пара в ЦВД паровой турбины составляет 692,5 кг/с.

Паротурбинная установка имеет девять регенеративных отборов пара: два – в ЦВД, четыре – в ЦСД и три – в ЦНД. Конденсат турбины подогревается в двух смешивающих (П8 и П7) и двух поверхностных (П6 и П5) подогревателях низкого давления (ПНД). После деаэратора (П4) питательная вода питательными насосами прокачивается через три подогревателя высокого давления (ПВД). Все ПВД и ПНД (поверхностного типа) имеют встроенные пароохладители и охладители дренажа греющего пара.

Для рассматриваемой мощности энергоблока и давления в конденсаторе равном 4 кПа паровая турбина может быть выполнена с четырьмя выхлопами пара при длине лопатки последней ступени 1200 мм. Лопатки указанной длины, выполненные из титанового сплава, являются хорошо освоенными в производстве и успешно зарекомендовавшими себя в промышленной эксплуатации. Таким образом, конструкция низкотемпературной части турбины при применении стандартных решений однозначна и соответствует конструкциям паровых турбин на СКП пара – это два двухпоточных цилиндра низкого давления с общей площадью выхлопа 46,4 м².

Эскиз паротурбинной установки, приведенной на рисунке 3.19, был выбран в качестве конструктивной основы для разработки моделей оценки металлозатрат и стоимости создания высокотемпературных турбин.

Для применения затратного подхода для оценки затрат на изготовление энергетического оборудования необходимо провести декомпозицию объекта и выявить характер изменения массогабаритных характеристик от термодинамических параметров пара наиболее важных деталей и узлов. Паротурбинная установка состоит из отдельных узлов и деталей, образующих единый теплотехнический агрегат, где каждый элемент работает в различных условиях, испытывая при этом статические или динамические нагрузки. Как говорилось ранее, условия работы отдельных узлов, в частности давление и температура пара, влияют как на количество, так и на качество используемого металла, что в конечном счете во многом определяет стоимость энергетического оборудования.

В состав паротурбинной установки входят:

– паровая турбина, состоящая из статорных и роторных деталей и узлов, имеющая свой корпус, раму и системы регулирования;

- генератор электрического тока, с помощью муфты жестко посаженный на вал паровой турбины и воспринимающий от нее крутящий момент;
- система подогревателей питательной воды;
- конденсационная установка, в которой осуществляется конденсация отработавшего пара в паровой турбине.

Для достижения необходимой достоверности оценки стоимости паротурбинной установки должны быть проанализированы изменения массогабаритных характеристик каждой составляющей ПТУ от повышения начальных параметров пара. Особое внимание будет уделено паровой турбине, поскольку в ней присутствует высокотемпературная зона, детали которой изготовлены из высоколегированных и жаропрочных сталей.

Установление зависимостей между габаритами основных деталей и единичной мощностью турбин происходило по фактическим данным. Основные теплотехнические и конструктивные характеристики турбоагрегатов, использованных в качестве информации для создания моделей оценки массы деталей и узлов паровой турбины, представлены в таблице 3.10.

Основной вывод, который можно сделать на основе анализа данных, представленных в таблице 3.10, состоит в снижении удельной массы турбоустановки с ростом ее мощности [19]. Наглядно данный факт представлен на рисунке 3.20.

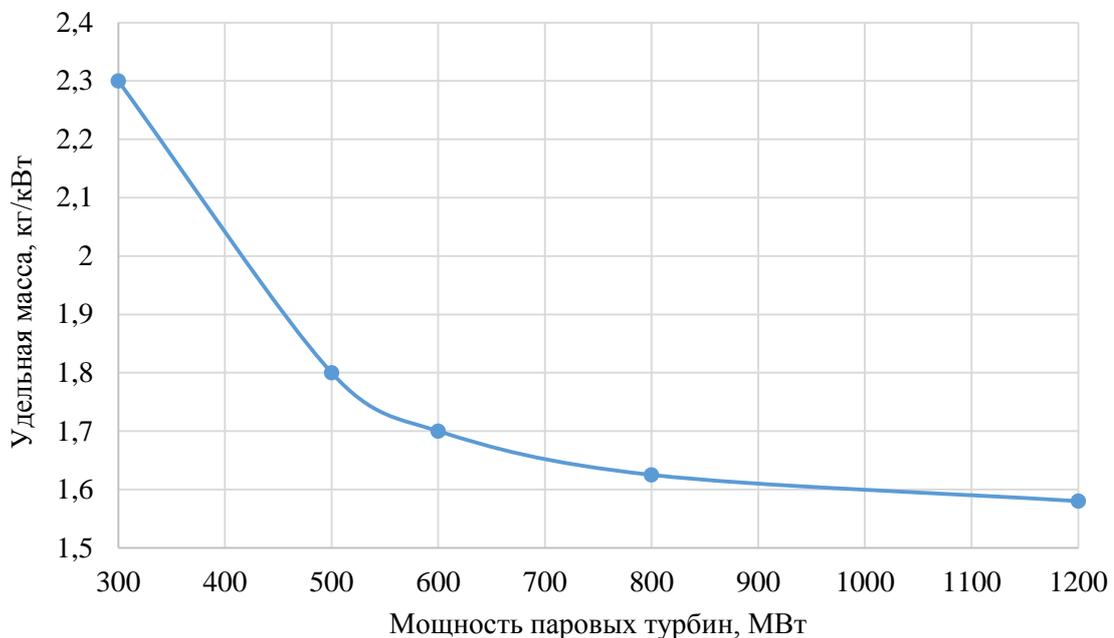


Рисунок 3.20 – Зависимость удельной массы турбоустановки от единичной мощности

Таблица 3.10 – Основные теплотехнические и конструктивные характеристики существующих паровых турбин

Показатель	К-100-90	К-130-12,8	К-165-130	К-200-130	К-225-12,8	К-255-162	К-330-240 (модерн.)	К-500-240	К-660-247	К-800-240	К-1200-240	К-1000-36	К-2000-32
Завод-изготовитель	ЛМЗ	УТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	проект	проект
Номинальная мощность, МВт	110	168	168	210	225	255	300	525	660	800	1200	1000	2000
Начальное давление пара, МПа	8,8	12,8	12,8	12,75	12,8	16,2	23,5	23,5	24,2	23,5	23,5	36	32
Начальная температура, °С	535	540	540	565	540	540	540	540	537	540	540	710	760
Давление промежуточного перегрева, $P_{пп}$	нет	2,73	2,73	2,31	2,4	3,5	3,66	3,8	4,2	3,34	3,5	7,2	5,5
Температура промежуточного перегрева, °С	нет	540	540	565	540	543	540	540	565	540	540	720	760
Расчетный вакуум в конденсаторе, кПа	3,43			3,46			3,43	3,46	3,16	3,43	3,58	3,53	4,0
Число регенеративных отборов пара	8	8	7	7	7	7	8	8	8	9	9	10	9
Расход пара, кг/с	111	108,3	133,3	165	150	194,4	291,3	458,3	562	680,5	1016,6	692,5	1312,5
Число цилиндров и потоков	1×1 + 1×2	1×1 + 1×1	1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 1×3	1×1 + 1×2 + 2×2	1×1 + 1×2 + 2×2	1×1 + 1×2 + 3×2	1×1 + 1×2 + 3×2	1×1 + 1×2 + 2×2	1×1 + 1×2 + 3×2
КПД установки, %	39,6			44,8			46,7	45,2		46,7	47,1	53	52,6
Удельная масса турбины, кг/кВт	2,7			2,66			2,3	1,8	1,7	1,625	1,58	≈ 1,2	≈ 1,15
Длина последней лопатки, мм	665	660	960	765	960	1200	960	960	1000	960	1200	1200	1200

Снижение удельной массы турбоустановки означает снижение удельных капитальных затрат на создание энергетического оборудования, что делает создание мощных паротурбинных энергоблоков с экономической точки зрения более целесообразной. Эффект снижения удельной массы объясняется унификацией наиболее металлоемких частей турбин, а также более низкой скоростью увеличения линейных размеров оборудования с ростом мощности.

Для формирования моделей, позволяющих оценить изменение массы турбоустановки в зависимости от начальных параметров пара, необходимо сначала собрать и проанализировать конструктивные характеристики существующего оборудования, в частности паровой турбины К-800-23,5, являющейся турбиной-прототипом, чьи исходные конструктивные данные (корневой диаметр, схема движения пара в ЦВД, длина ротора, внутренние диаметры корпусов и др.) были использованы в качестве опорных параметров разработанных функциональных зависимостей. Ключевые конструктивные параметры основных узлов и деталей представлены в таблице 3.11.

Таблица 3.11 – Конструктивные параметры паровых турбин на сверхкритические параметры

Наименование	К-330-23,5	К-500-23,5	К-660-24,2	К-800-23,5	К-1200-23,5	К-1000-36 (проект)	К-2000-23,5 (проект)
Длина ротора	4561	5789	6920	6700	7300	6520	
Высота сопловой лопатки 1-й ступени, мм	23	28	35	38	63	50	81
Число ступеней	11+1	11+1	18 (реактивное облопачивание)	11+1	8	13	13
Диаметр корневой	0,9	0,9		0,9	1,15	0,9	1,2
Масса внутр. корпуса, кг	2878	3388	4593	3849	1650	3929	–
Масса внешнего корпуса	16,535	18,121	29,5	19,73	22,77	23,2	
Угол раскрытия, °	3	3	4	4	4	4	–
Диаметр ротора без дисков, мм	450	520	678	460			
Диаметры подшипников	260	270	400	330	360	300	
Масса подшипника, кг	4100	4300	5700	4900	4800	4600	
Площадь сечения	2,61	2,94	3,72	5,24	6,12	5,24	

В качестве исходных переменных, определяющих возможный диапазон изменения металлозатрат на создание турбоустановки, были выбраны технические характеристики:

- тип паровой турбины;
- количество цилиндров и тип цилиндров (компоновка);
- расход свежего пара;

- расход перегретого пара;
- начальные параметры пара;
- параметры перегретого пара;
- ключевые конструктивные особенности;
- рабочий вакуум в конденсаторе.

Значения перечисленных переменных приведены в таблице 3.12.

Таблица 3.12 – Перечень исходных данных для разработки моделей оценки металлозатрат

№ п/п	Наименование	Значение параметра	Вид параметра
1	Тип паровой турбины	конденсационная, паровая	const
2	Расход свежего пара, кг/с	692,5	const
3	Расход перегретого пара, кг/с	определяется работой ПВД 1 и ПВД 2	var
4	Температура свежего пара, °С	580-720	var
5	Давление свежего пара, МПа	26-35	var
6	Температура вторичного пара, °С	$t_{\text{пн}} = t_0$	var
7	Давление вторичного пара, МПа	opt. (II глава)	var
8	Рабочий вакуум в конденсаторе, кПа	5	const
9	Корневой диаметр, м	0,9	const
10	Количество двухпоточных ЦНД	2	const
11	Высота последней лопатки, мм	1200	const
12	Схема движения пара в ЦВД	петлевая	const

Часть перечисленных характеристик при анализе были выбраны в качестве постоянных величин, что определило область применения полученных моделей оценки стоимости и позволило добиться необходимой детализации рассматриваемого объекта при изменении переменных составляющих.

Устранение проблем, связанных с повышением начальных параметров пара, принуждает конструкторов пересматривать узловые и компоновочные решения в целях повышения надежности и эффективности работы оборудования. Так, был разработан и внедрен в турбинах на СКП пара новый цилиндр высокого давления с петлевой схемой движения пара, имеющий ряд свойств, необходимых при переходе к высокотемпературным технологиям тепловой генерации. Данное решение характеризуется наличием двух корпусов – внутреннего и внешнего, имеющих разные линейные размеры, работающие при различных параметрах пара и отличающиеся друг от друга маркой металла, из которого они изготовлены. Произошедшие изменения в конструкции не могли не повлиять на общую массу ЦВД, а, соответственно, и на стоимость всей паровой турбины. Разработка моделей оценки стоимости энергетического оборудования на ССКП и УСКП

пара затруднена тем, что его конструкция либо не проработана, либо проработана частично. Однако исследования, проведенные в НИУ «МЭИ» доказывают, что основные конструкторские решения, примененные при создании основного энергетического оборудования, работающего на сверхкритических параметрах пара, работоспособны и при более высоких параметрах пара. Полученные результаты исследования в дальнейшем легли в основу созданных прогнозных моделей оценки металлозатрат паровой турбины.

Степень унификации основных узлов и деталей турбины напрямую сказывается на весовых характеристиках паровых турбин. Чем выше степень унификации, тем меньше разница в абсолютных значениях массы турбин. Унификация узлов осуществляется по экономическим соображениям в целях снижения постоянных издержек при производстве турбин с разными техническими характеристиками. Однако чрезмерная унификация приводит к снижению показателей эффективности паровых турбин. Определение степени унификации – задача конструктора, решает которую он на основе собственного опыта, исходя из установленных приоритетов между снижением стоимости паровых турбин или повышением их эффективности и эксплуатационного ресурса. В качестве примера можно привести различия, имеющиеся в турбоустановках К-300-23,5, произведенных Ленинградским металлическим заводом и Харьковским турбинным заводом (ХТЗ). В турбине ЛМЗ сварные диафрагмы установлены на 24 ступенях, в то время как у турбины ХТЗ сварных диафрагм на 2 меньше. Также в силу разных подходов к проектированию и отличий в критериях принятия решений проектная масса ротора турбины К-300-23,5 производства ЛМЗ на 5 % больше, чем аналогичный показатель у турбины ХТЗ. Различия подобного рода должны быть учтены при формировании моделей оценки стоимости паровых турбин, однако не существует строгих аналитических зависимостей, определяющих границы применимости отдельных видов деталей и узлов. Следовательно, проблема может быть решена только эмпирически с использованием регрессионных методов анализа.

В качестве переменных факторов были выбраны начальные параметры пара и связанные с ними параметры промежуточного перегрева – величины, от которых в наибольшей мере зависят массогабаритные характеристики паровых турбин. Расход пара, как и для котельного агрегата, при разработке моделей оценки металлозатрат был зафиксирован, что позволило оценить изменение массогабаритных характеристик, вызванное только повышением начальных параметров.

Мощность паровой турбины в общем случае определяется по формуле (3.59).

$$N = G_0 \cdot \Delta H_0 \cdot \eta_{0i}, \quad (3.59)$$

где G_0 – расход пара, кг/с;

ΔH_0 – располагаемый теплоперепад, кДж/кг;

η_{oi} – внутренний относительный КПД турбоустановки.

При неизменном расходе пара по мере повышения начальных параметров увеличивается мощность турбоустановки за счет повышения располагаемого теплоперепада.

Применив уравнение неразрывности, формула (3.59) приобретает вид:

$$N = \frac{F_0 \cdot C_0}{v_0} \cdot \Delta H_0 \cdot \eta_{oi}, \quad (3.60)$$

где F_0 – площадь проходного сечения, м²;

C_0 – скорость потока рабочей среды, м/с;

v_0 – удельный объем рабочей среды, м³/кг.

Изменения начальных параметров пара приводят к изменению удельного объема. Выполняя условие о неизменности расхода пара и внутреннего относительного КПД, требуется осуществлять изменение площади проходного сечения F_0 . Поскольку рост температуры пара при неизменном его давлении ведет к увеличению удельного объема, то для сохранения пропускной способности цилиндров паровой турбины необходимо увеличивать площадь проходного сечения, а, соответственно, возрастает длина сопловых и рабочих лопаток, диафрагм и внутренний диаметр корпуса. В свою очередь повышение давления пара при постоянной температуре ведет к снижению удельного объема. Стоит отметить, что повышение температуры оказывает более существенное влияние на удельный объем пара и, соответственно, на конструктивные параметры паровой турбины.

При этом стоит отметить, что повышение параметров пара перед турбиной оказывает существенное влияние на часть высокого и среднего давления, куда направляется свежий и вторичный пар соответственно. Увеличение температуры пара, обуславливающее рост абсолютной массы паровой турбины вследствие увеличения площади поперечного сечения проточной части, приводит также к изменению марочной структуры металлозатрат в сторону увеличения в ней доли дорогостоящих высоколегированных сталей.

Повышение давления совместно с температурой пара приводит к необходимости значительного утолщения стенок корпуса – наиболее металлоемкой части паровой турбины. Масса корпуса ЦВД составляет 20-25 % от всей его массы. Совместное действие факторов увеличения высоты проточной части, снижения предела длительной прочности и непосредственно роста давления приводят к существенному росту массы корпуса ЦВД и ЦСД и увеличению стоимости турбоустановки.

Приблизительно для расчета толщин стенок корпусов цилиндров может быть использована формула (3.61).

$$r_{\text{корп}} = \frac{P_0 \cdot d_{\text{внут}}}{\sigma \cdot \varphi - P_0}, \quad (3.61)$$

где $r_{\text{корп}}$ – толщина стенки корпуса, мм;

$d_{\text{внут}}$ – внутренний диаметр корпуса, мм;

σ – допустимое напряжение, МПа;

φ – коэффициент ослабления.

Повышение параметров пара, определяющее увеличение располагаемого теплоперепада на всю турбину, обуславливает рост числа ступеней и увеличивает в целом линейные размеры турбоустановки и ее деталей.

Располагаемый теплоперепад на одну ступень выбирается, исходя из условия оптимального соотношения $\frac{u}{c_{\phi}}$, которое может быть найдено по формуле (3.62).

$$\left(\frac{u}{c_{\phi}}\right)_{\text{отп}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}, \quad (3.62)$$

где u – окружная скорость, м/с;

c_{ϕ} – фиктивная скорость, м/с;

φ – коэффициент скорости;

α_1 – угол между вектором абсолютной скорости потока пара на входе сопловой аппарат и фронтом сопловой решетки, °;

ρ – степень реактивности ступени.

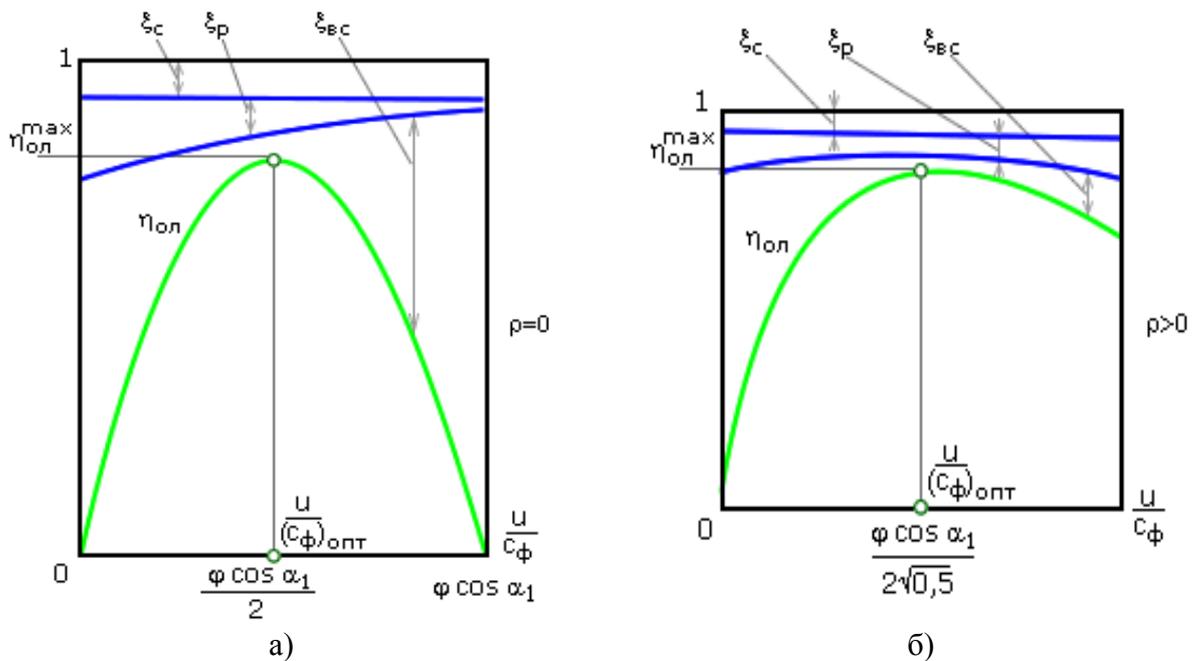
Фиктивная скорость – параметр, определяемый располагаемым теплоперепадом, рассчитывается по формуле (3.63)

$$c_{\phi} = \sqrt{2H_0}. \quad (3.63)$$

Следовательно, каждой ступени с реактивностью ρ , коэффициентом скорости φ и углом α_1 соответствует единственное значение H_0^{cm} , при котором соотношение $\frac{u}{c_\phi}$ оптимально и лопаточный КПД $\eta_{ол}$ принимает наибольшее значение, что продемонстрировано на рисунке 3.21.

Повышение начальных параметров пара оказывает влияние на массогабаритные характеристики каждой детали цилиндров высокого и среднего давления:

- увеличивается толщина и длина корпусов ЦВД и ЦСД;
- происходит удлинение роторов ЦВД и ЦСД вследствие увеличения числа ступеней;
- растет масса лопаточного аппарата по причине увеличения числа ступеней и увеличения длины лопаток каждой ступени;
- растет масса диафрагм и обойм диафрагм, что также вызвано увеличением высоты проточной части и количества ступеней.



ξ_c – коэффициент потерь в сопловой решетке; ξ_p – коэффициент потерь в рабочей решетке;
 $\xi_{вс}$ – коэффициент потерь с выходной скоростью

а) – для ступеней активного типа; б) – для ступеней реактивного типа

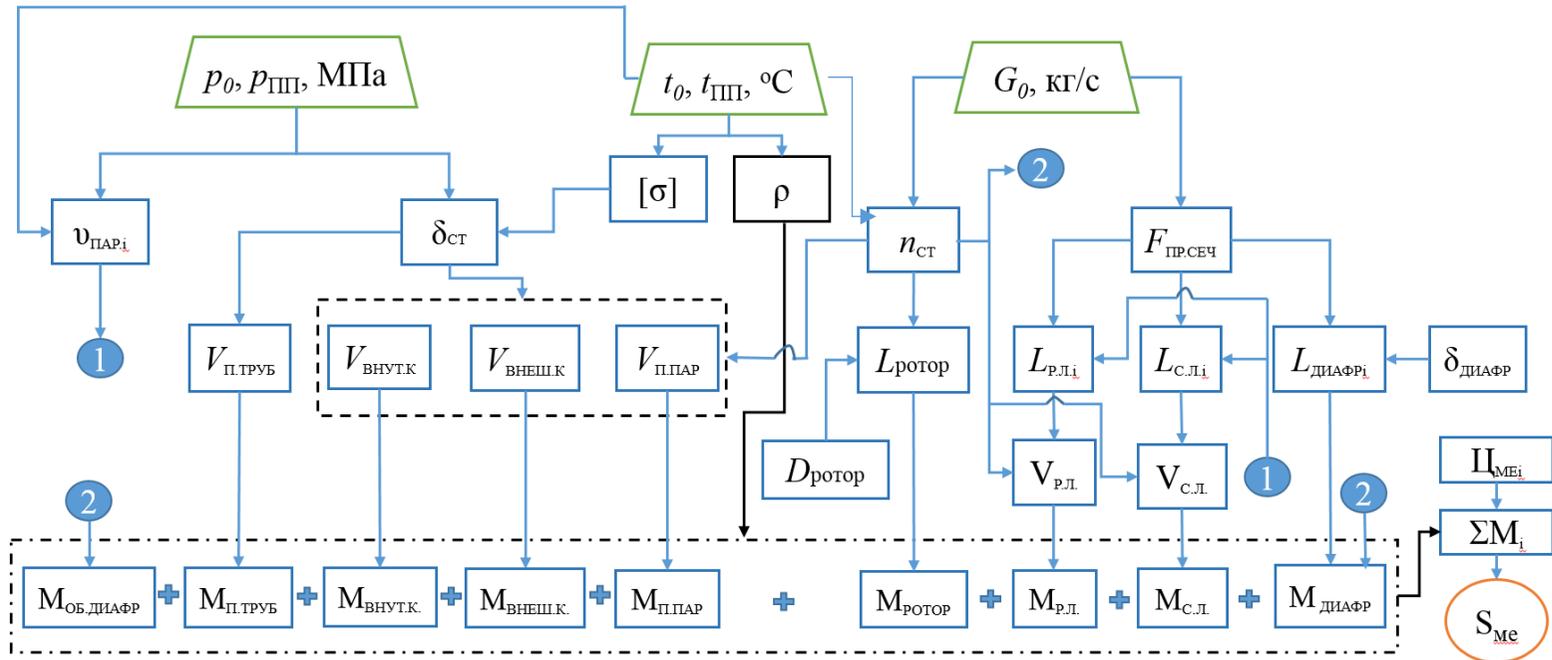
Рисунок 3.21 – Зависимости $\eta_{ол} = f(u/c_\phi)$

Конструктивные параметры ЦНД не претерпевают существенных изменений и при разработке модели оценки изменения металлозатрат за основу будет взят стандартный двухпоточный ЦНД с высотой последней лопатки 1200 мм. Предполагается, что дополнительный теплоперепад,

вносимый паром повышенных параметров, будет сработан ЦВД и ЦСД паровой турбины, для чего будет увеличено количество ступеней в их проточных частях.

Создаваемая модель оценки стоимости паровой турбины должна учитывать все описанные выше изменения габаритов турбоустановки, происходящие при росте начальных параметров пара. Первым этапом разработки такой модели является создание математических функций, позволяющих получить оценку массы турбины и сформировать марочную структуру металлозатрат с последующим определением стоимости изготовления турбоагрегата. При этом модель должна учитывать технологию изготовления отдельных деталей турбины и соответствующий ей интегральный коэффициент использования металла. Также необходимо дифференцировать показатели использования металла по типу заготовки: литье, штамповка, прокат и так далее.

Проведенный анализ влияния различных факторов на металлоемкость паровой турбины позволил сформировать диаграмму взаимосвязи параметров, определяющих стоимость высокотемпературных паровых турбин. Разработанная диаграмма изображена на рисунке 3.22.



N – электрическая мощность энергоблока; P_0, P_{III} – давление свежего и перегретого пара; t_0, t_{III} – температура свежего и перегретого пара; G_0 – номинальный расход пара; $v_{СТ}$ – удельный объем пара; $[\sigma]$ – допустимое напряжение; ρ – плотность металла; $L_{р.л.i}, L_{с.л.i}$ – длина рабочей и сопловой лопатки i -й ступени; $L_{диафр i}$ – длина диафрагм i -й ступени; L_p – длина ротора; $F_{СТ}$ – площадь проходного сечения; $V_{внут. к.}$ – объем металла внутреннего корпуса; $V_{внеш. к.}$ – объем металла внешнего корпуса; $V_{труб}$ – объем металла перепускных труб; $M_{р.л.}$ – масса рабочих лопаток; $M_{с.л.}$ – масса сопловых лопаток; $M_{внут.к.}$ – масса металла внутреннего корпуса; $M_{внеш.к.}$ – масса внешнего корпуса; $M_{труб}$ – масса перепускных труб; $M_{п.пар}$ – масса подвода пара; M_d – масса диафрагм; M_p – масса ротора, $M_{об.диафр}$ – масса обойм диафрагм

Рисунок 3.22 – Диаграмма взаимосвязи параметров, влияющих на массогабаритные характеристики паротурбинной установки

3.5 Разработка модели оценки металлозатрат на изготовление высокотемпературной паровой турбины

Для определения массы деталей паровых турбин необходимо определить характер изменения их габаритных размеров с изменением мощности и начальных параметров пара. В дальнейшем эти результаты позволят определить чистый металлический объем деталей и узлов и, выбрав марку металла в соответствии с рабочими параметрами пара, определить в конечном счете их массу.

Масса паротурбинной установки складывается из массы паровой турбины, массы генератора, массы конденсационной установки и регенеративной системы. Высокотемпературный пар локализован в паровой турбине в части высокого и среднего давления. Высокотемпературная паровая турбина может быть спроектирована таким образом, что конструкция ЦНД паровой турбины не претерпит никаких изменений, поскольку весь дополнительный теплоперепад будет использован в ЦВД и ЦСД. Поэтому наибольшее внимание при разработке моделей оценки металлозатрат следует уделить массогабаритным характеристикам ЦВД и ЦСД, которые в большей мере определяют статью затрат на материалы при изготовлении паровой турбины.

Паровая турбина состоит из множества деталей, каждая из которых работает в определенных условиях и испытывает либо статические, либо динамические нагрузки. Наибольшие динамические нагрузки испытывают рабочие лопатки паровых турбин, имеющие сложнопрофилированную форму. Лопатки паровых турбин непосредственно контактируют с высокотемпературным паром, испытывая при этом растягивающие, изгибающие и скручивающие усилия. Поэтому лопатки паровых турбин изготавливают из особых марок сталей, и оценка массы данной части структуры металлозатрат представляет большую важность.

Как и описывалось выше, увеличение единичной мощности турбоустановки возможно как за счет увеличения расхода пара, так и путем повышения располагаемого теплоперепада. Оба способа требуют корректировки площади проходного сечения (относительно паровой турбины – прототипа), что обеспечивается путем изменения длин лопаток, из-за чего меняется их масса. Согласно конструктивным данным по существующим турбоустановкам повышение расхода пара с 291,3 (К-330-23,5) до 1016,6 кг/с (К-1200-23,5) сопровождается ростом длины сопловой лопатки первой ступени с 23 до 63 мм. На рисунке 3.23 представлен график изменения высоты сопловой лопатки первой ступени от мощности турбоустановки (для СКП). Принимая во внимание то, что угол раскрытия проточной части в ЦВД и ЦСД турбин на СКП пара по длине постоянен, построение функциональной зависимости длин лопаток по ступеням турбины при изменении удельного объема пара может быть выполнено с привязкой к высоте лопатки первой ступени, рассчитанной

из условия обеспечения необходимой пропускной способности, и постоянному углу раскрытия проточной части (для ЦВД – 3,5°).

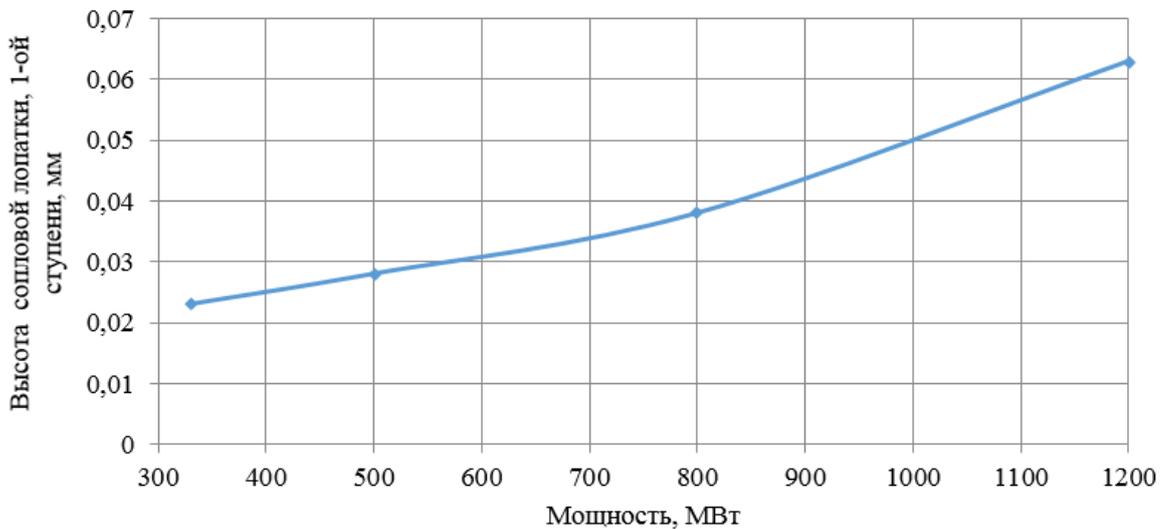


Рисунок 3.23 – Изменение длины первой сопловой лопатки с увеличением единичной мощности турбоагрегата

Для построения адекватной модели оценки чистого веса соплового и рабочего аппарата паровой турбины необходимо сформировать модель оценки длины лопаток по ступеням при различных сочетаниях начальных параметров пара, определить распределение температуры пара по всей длине проточной части, учесть изменение геометрических параметров профилей лопаток, характеризующихся изменением степени реактивности. Важнейшим фактором изменения массы лопаточного аппарата при изменении начальных параметров пара является увеличение располагаемого теплоперепада и увеличение числа турбинных ступеней.

Масса любой детали может быть определена по формуле (3.64).

$$M = \rho \cdot V, \quad (3.64)$$

где M – масса детали, кг;

ρ – удельный вес материала, из которого изготовлена деталь, кг/м³;

V – объем детали, м³.

Для малореактивных сопловых и рабочих лопаток ЦВД и ЦСД профиль имеет постоянное сечение по высоте, следовательно, формула массы одной лопатки ЦВД или ЦСД в общем виде может быть представлена в виде (3.65).

$$M = \rho \cdot S \cdot L, \quad (3.65)$$

где S – площадь профиля, м^2 ;

L – длина лопатки, м.

Каждая ступень паровой турбины состоит из множества сопловых и рабочих лопаток, установленных радиально в плоскости, перпендикулярной направлению движения пара, следовательно общее выражение для определения массы лопаточного аппарата может быть записано в виде (3.66):

$$M_{\text{л.а}}(q) = \rho(q) \cdot S(q) \cdot L(q) \cdot n(q), \quad (3.66)$$

где $M_{\text{л.а}}(q)$ – масса лопаточной решетки паровой турбины, кг;

$\rho(q)$ – плотность стали, из которой изготовлены сопловые или рабочие лопатки, установленные в ступени q , $\text{кг}/\text{м}^3$;

$S(q)$ – площадь профиля сопловой или рабочей лопатки, установленной в ступени q , мм^2 ;

$L(q)$ – длина сопловой или рабочей лопатки, установленной в ступени q , мм;

$n(q)$ – число лопаток, установленных на одном диске ступени q , шт.

Важнейшей задачей при оценке массы лопаточного аппарата является разработка модели изменения длины сопловых и рабочих лопаток по ступеням паровой турбины. Чтобы сформировать уравнение, описывающее изменение длины лопатки, необходимо и достаточно использовать пять параметров: расход пара в паровой турбине, удельный объем пара, средний угол раскрытия проточной части турбины и среднее расстояние между ступенями, а также между сопловой и рабочей решеткой. Таким образом, при неизменных параметрах получаем:

$$L_{\text{с.р.}} = L_{\text{р.р.}} = f(G, \vartheta, \alpha, b), \quad (3.67)$$

где G – расход пара, $\text{кг}/\text{с}$;

ϑ – удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$;

α – угол раскрытия проточной части, $^\circ$;

b – среднее расстояние между ступенями паровой турбины, мм.

Следует отметить, что выражение (3.66) верно при введении допущения о том, что сечение профиля лопаток неизменно по высоте, расстояние между ступенями в среднем постоянно. Также выражение (3.66) применимо для сопловых и рабочих лопаток ЦСД, где угол раскрытия проточной части тоже можно считать постоянным.

Анализ существующего опыта отечественного турбостроения позволяет определить параметры α и b в качестве постоянных, равных $3,5^\circ$ и 14 мм соответственно.

Отсюда соотношение, определяющее изменение длины сопловых лопаток по ступеням, может быть рассчитано по формуле (3.68).

$$L_{\text{с.л.}}(G, \vartheta)_{i+1} = L_{\text{с.л.}}(G, \vartheta)_i + tg(\alpha) \cdot b(i + 1), \quad (3.68)$$

где $L_{\text{с.л.}}$ – длина сопловой лопатки ступени q турбины мощностью N , мм;

$b(i + 1)$ – расстояние между сопловой решеткой первой ступени и сопловой решеткой ступени $i + 1$, мм.

Аналогичным образом запишем уравнение для оценки длины рабочих лопаток через формулу (3.69).

$$L_{\text{р.л.}}(G, \vartheta)_{i+1} = L_{\text{р.л.}}(G, \vartheta)_i + tg(\alpha) \cdot q_{(i+1)}, \quad (3.69)$$

где $q_{(i+1)}$ – расстояние между рабочей решеткой первой ступени и рабочей решеткой ступени $i + 1$, мм.

Мощность паровой турбины приблизительно определяется в соотношении (3.70).

$$N = \frac{F \cdot C}{\vartheta} \cdot \Delta h \cdot \eta_{oi}, \quad (3.70)$$

где F – площадь проходного сечения, м^2 ;

C – скорость рабочей среды, м/с ;

ϑ – удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$;

Δh – перепад энтальпий, кДж/кг ;

η_{oi} – внутренний относительный КПД, %.

Выражение $\frac{F \cdot C}{\vartheta}$ является массовым расходом пара G . Площадь проходного сечения для его оценки может быть рассчитана как площадь кольца. Выразив торцевую площадь через формулу площади кольца, получим (3.71).

$$\pi \cdot (R^2 - r^2) = \frac{G \cdot \vartheta}{C}, \quad (3.71)$$

где R – внешний радиус кольца, образованного поперечным сечением проточной части ПТ, м;

r – внутренний радиус кольца, образованного поперечным сечением проточной части ПТ, м.
Преобразовав (3.70), получим выражение (3.72).

$$R = \sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi} - r^2}. \quad (3.72)$$

В свою очередь R определяется из соотношения (3.73):

$$R = l + r, \quad (3.73)$$

где l – длина лопатки, м.

В окончательном виде формула для определения высоты лопатки первой ступени, которая является основой функции для определения высот лопаток последующих ступеней может быть записана в виде (3.74).

$$l = \sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi} - r^2} - r. \quad (3.74)$$

Уравнение, характеризующее прирост высоты лопатки с увеличением номера ступени, может быть получено на основе анализа чертежей паротурбинных установок и построения регрессионной модели, связывающей увеличение расстояния между первой ступенью и i -й ступенью с номером ступени. Полученное выражение (3.75) можно представить в следующем виде:

$$tg(\alpha) \cdot q_{(i)} = tg(\alpha) \cdot (0,2308 \cdot i + 0,1849) = 0,0141 \cdot i + 0,0113. \quad (3.75)$$

В результате функция изменения длины как рабочей, так и сопловой лопатки в зависимости от расхода и удельного объема пара может быть представлена соотношением (3.76).

$$L_{л}(G, \vartheta, i) = \sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi} - r^2} - r + 0,0141 \cdot i + 0,0113. \quad (3.76)$$

Другим множителем, определяющим объем металла лопатки, является площадь сечения профиля. Профиль лопатки имеет сложную форму, образованную пересечением двух кривых, геометрические параметры которых оптимизированы с точки зрения снижения профильных потерь.

Задача построения универсальных уравнений, описывающих изменения геометрических параметров профилей при изменении термодинамических параметров среды – крайне сложная и трудоемкая. В абсолютном и относительном выражении изменение формы профиля каждой ступени оказывают несущественное влияние на массу лопаточного аппарата, поэтому при оценке площади достаточно использовать справочные данные по существующим профилям, скорректированные на изменение хорды профиля, которая увеличивается по мере расширения пара. Данные по некоторым из них приведены в таблице 3.13 [19].

Таблица 3.13 – Геометрические характеристики некоторых профилей сопловых и рабочих лопаток

Тип профиля	$\alpha_{1э}, \beta_{2э}$ град.	$\alpha_{0расч}, \beta_{1расч}$	$\bar{t}_{опт}$	$(M_{1t})_{опт},$ $(M_{2t})_{опт}$	b_1, b_2 мм	$F, \text{см}^2$	$I_{мин}, \text{см}^4$	$W_{мин}, \text{см}^3$
Сопловые решетки								
С-90-12А	10-14	70-120	0,72-0,87	до 0,85	52,5	4,09	0,591	0,575
С-90-15А	13-17	70-120	0,70-0,85	до 0,85	51,5	3,3	0,36	0,45
С-90-18А	16-20	70-120	0,70-0,80	до 0,85	47,1	2,72	0,243	0,333
С-90-22А	20-24	70-120	0,70-0,80	до 0,90	45,0	2,35	0,167	0,265
С-90-27А	24-30	70-120	0,65-0,75	до 0,90	45,0	2,03	0,116	0,195
С-90-12Б	10-14	70-120	0,72-0,87	0,85-1,15	56,6	3,31	0,388	0,420
С-90-15Б	13-17	70-120	0,70-0,85	0,85-1,15	52,0	3,21	0,326	0,413
С-90-12Р	10-14	70-120	0,58-0,68	1,4-1,8	40,9	2,30	0,237	0,324
С-90-15Р	13-17	70-120	0,55-0,65	1,4-1,7	42,0	2,00	0,153	0,238
Рабочие решетки								
Р-23-14А	12-16	20-30	0,60-0,75	до 0,95	25,9	2,44	0,43	0,39
Р-26-17А	15-19	23-35	0,60-0,70	до 0,95	25,7	2,07	0,215	0,225
Р-30-21А	19-24	25-40	0,58-0,68	до 0,90	25,6	1,85	0,205	0,234
Р-35-25А	22-28	30-50	0,55-0,65	до 0,85	25,4	1,62	0,131	0,168
Р-46-29А	25-32	44-60	0,45-0,58	до 0,85	25,6	1,22	0,071	0,112
Р-27-17Б	15-19	23-45	0,57-0,65	0,80-1,15	25,4	2,06	0,296	0,297
Р-30-21Б	19-24	23-40	0,55-0,65	0,85-1,10	20,1	1,11	0,073	0,101
Р-35-25Б	22-28	30-50	0,55-0,65	0,85-1,10	25,2	1,51	0,126	0,159
Р-21-18Р	16-20	19-24	0,60-0,70	1,3-1,6	20,0	1,16	0,118	0,142
Р-25-22Р	20-24	23-27	0,54-0,67	1,35-1,6	20,0	0,99	0,084	0,100

На основе анализа данных по существующим профилям, используемым в паровых турбинах, была получена модель изменения площади поперечного сечения для сопловых лопаток, представленная соотношением (3.77).

$$S_{с.л.}(N) = 4 \cdot 10^{-2} \cdot G + 0,0001, \quad (3.77)$$

где $S_{с.л.}$ – площадь поперечного сечения профилей сопловых лопаток, мм².

И для рабочих лопаток (3.78):

$$S_{p.l.}(N) = 4 \cdot 10^{-2} \cdot G + 0,0005, \quad (3.78)$$

где $S_{p.l.}$ – площадь поперечного сечения профилей рабочих лопаток, мм².

Коэффициент детерминации для модели (3.77) составил $R^2 = 0,9852$, для модели (3.78) – $R^2 = 0,9884$.

Масса одной лопатки M_l определяется как произведение площади поперечного сечения, высоты лопатки и плотности стали, из которой она изготовлена, по формуле (3.79).

$$M_l(\rho, i, G, \vartheta) = \rho \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{c \cdot \pi} - r^2} - r + 0,0141 \cdot i + 0,0113 \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0001). \quad (3.79)$$

Для завершения модели оценки массы лопаточного аппарата уравнение массы одной лопатки должно быть умножено на их количество. Количество лопаток в ЦВД или ЦСД зависит от двух величин: числа ступеней и числа лопаток в диафрагме (для сопловых лопаток) и рабочем колесе (для рабочих лопаток).

Число ступеней зависит от располагаемого теплоперепада в отсеке турбины. Для оценочных расчетов можно принять равные теплоперепады, срабатываемые в каждой ступени. В турбинах на сверхкритическое давление средний теплоперепад на ступень составляет 39 кДж/кг. Данное значение было принято в качестве константы, используемой для определения примерного количества ступеней в части высокого и среднего давления паровой турбины. Располагаемый теплоперепад является функцией параметров свежего и перегретого пара. Таким образом, количество ступеней может быть примерно определено по формуле (3.80).

$$m = \frac{H_0}{H_{0ст}}, \quad (3.80)$$

где H_0 – располагаемый теплоперепад в ЦВД или ЦСД, кДж/кг;

$H_{0ст}$ – средний располагаемый теплоперепад на одну ступень, кДж/кг.

Количество сопловых и рабочих лопаток в турбинной ступени зависит от относительного шага и среднего диаметра турбинного колеса. Относительный шаг решетки определяется на основе выражения (3.81):

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{1cp}}{z_1}, \quad (3.81)$$

где t_1 – относительный шаг решетки;

d_{1cp} – средний диаметр турбинной решетки, м;

z_1 – количество сопловых или рабочих решеток, шт.

При этом известно, что минимальные профильные потери в решетках ЦВД и ЦСД достигаются при значении оптимального относительного шага, равного 0,7-0,85. Для расчетов было принято значение 0,8. Для увязки расчета числа ступеней в турбинной решетке с расчетом высоты лопаток, который содержит в себе необходимые данные для определения среднего диаметра в каждой ступени паровой турбины, на основе математического анализа было разработано уравнение, позволяющее использовать в модели для определения количества лопаток расчетное значение высоты лопатки. Полученное уравнение базируется на следующем выводе (3.82):

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{t_1} = \frac{\pi \cdot (\frac{l}{z} + d_k)}{t_1}, \quad (3.82)$$

где d_k – корневой диаметр, равный 0,9 м.

Уравнение определения числа сопловых и рабочих лопаток, построенное на основе вариантных расчетов длин лопаток при различных параметрах свежего и перегретого пара, позволило получить следующие выражения для ЦВД (3.83) и ЦСД (3.84):

$$n_{сопл\ i} = 48,933 \cdot e^{0,008i}, \quad (3.83)$$

$$n_{раб\ i} = 72,19 \cdot e^{0,008i}, \quad (3.84)$$

где $n_{сопл\ i}$ – количество сопловых лопаток i -ой ступени, шт.;

$n_{раб\ i}$ – количество рабочих лопаток i -ой ступени, шт.

Определив функциональные зависимости изменения конструктивных параметров лопаточного аппарата от удельного объема, можно записать итоговую модель, позволяющую сформировать оценку чистого веса сопловых и рабочих лопаток.

Для соплового аппарата ЦВД представлено соотношением (3.85).

$$M_{с.л.}^{ЦВД}(G, \vartheta, \rho, i) = \rho \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{c \cdot \pi}} - r^2 - r + 0,0141 \cdot i + 0,0113 \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0001) \times \\ \times 48,933 \cdot e^{0,008i}. \quad (3.85)$$

Для рабочего аппарата ЦВД уравнение оценки массы определяется соотношением (3.86).

$$M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦВД}}(G, \vartheta, \rho, i) = \rho \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{c \cdot \pi}} - r^2 - r + 0,0141 \cdot i + 0,0113 \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0005) \times \\ \times 72,19 \cdot e^{0,008i}. \quad (3.86)$$

В соответствии с логикой построения модели оценки массы лопаточного аппарата в ЦВД были построены аналогичные зависимости для ЦСД, представленные соотношениями (3.87) и (3.88):

$$M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦСД}}(G, \vartheta, \rho, i) = \rho \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{c \cdot \pi}} - r^2 - r + 0,0061 \cdot i^{-1,612} \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0001) \times \\ \times (1,0578 \cdot i + 45,961), \quad (3.87)$$

$$M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦСД}}(G, \vartheta, \rho, i) = \rho \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{c \cdot \pi}} - r^2 - r + 0,0061 \cdot i^{-1,612} \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0001) \times \\ \times (0,8373 \cdot i + 74,422). \quad (3.88)$$

Другим важным элементом паровой турбины является внешний корпус цилиндра. Конструктивно корпус представляет собой цилиндрическую оболочку, имеющую специальные фланцы для надежной и герметичной стяжки двух половин корпусов и предусматривающую патрубки для подвода и отвода пара из цилиндра. В целях разработки оценочных моделей по определению массы корпусов ЦВД и ЦСД паровой турбины будет введено допущение, предусматривающее упрощение корпусов до резервуара с цилиндрической стенкой, с установленной с двух сторон крышкой с отверстием, площадь которого равна площади поперечного сечения опорного подшипника валопровода турбины. Расчетная схема внешнего корпуса цилиндра представлена на рисунке 3.24.

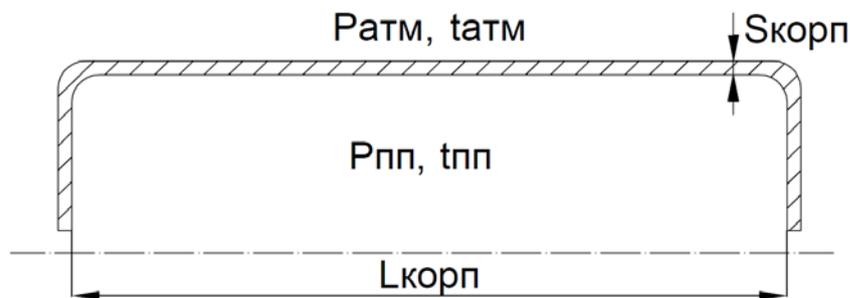


Рисунок 3.24 – Расчетная модель для определения массы внешнего корпуса ЦСД и ЦВД

Корпус цилиндра паровой турбины должен иметь способность выдерживать значительный перепад давления между перегретым паром и атмосферным давлением в условиях высоких температур. С ростом давления должна увеличиваться толщина стенки корпуса для обеспечения необходимой прочности. В свою очередь увеличение температуры перегретого пара формирует более сложные условия эксплуатации и снижает предел прочности используемой стали, что также приводит к утолщению стенок корпуса цилиндра. Рост толщины корпуса означает рост металлозатрат за счет увеличения массы используемого металла, рост температуры приводит к необходимости использовать высоколегированные аустенитные стали, а, следовательно, металлозатраты также растут, но уже за счет роста цены на используемый материал.

Рост мощности паровой турбины при постоянных параметрах пара, как уже было сказано ранее, вынуждает обеспечивать большую площадь проходного сечения. Увеличение объема проточной части турбины, происходит путем удлинения сопловых и рабочих лопаток, что неизбежно ведет к росту внутреннего радиуса корпуса цилиндра. Толщина стенки корпуса расчетной модели корпуса, изображенной на рисунке 3.24, может быть определена по формуле (3.89).

$$S_{\text{корп}} = \frac{0,42 \cdot P_0 \cdot D \cdot K_{\text{зп}}}{2 \cdot \sigma + 0,42 \cdot P_0}, \quad (3.89)$$

где P_0 – расчетное давление, МПа;

D – внешний диаметр, мм;

σ – допустимое напряжение, МПа;

$K_{\text{зп}}$ – коэффициент запаса прочности.

Функциональная зависимость массы корпуса может быть выражена в виде, представленном формулой (3.90).

$$M_{\text{корп}}(G, \vartheta, t) = \rho(t) \cdot S(G, \vartheta) \cdot L(G, \vartheta). \quad (3.90)$$

Используя формулу для расчета площади кольца, выражение (3.66) может быть преобразовано в (3.91).

$$M_{\text{корп}} = \rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{внеш}}^2}{4} - \frac{d_{\text{внут}}^2}{4} \right) \cdot L_{\text{корп}}. \quad (3.91)$$

Учитывая, что $D_{\text{внеш}} = 2 \cdot S_{\text{корп}} + d_{\text{внут}}$, преобразуем уравнение (3.91) в (3.92).

$$M_{\text{корп}} = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (4S_{\text{корп}}^2 + 4S_{\text{корп}}) \cdot L_{\text{корп}} = \rho \cdot \pi \cdot S_{\text{корп}}(S_{\text{корп}} + 1) \cdot L_{\text{корп}}. \quad (3.92)$$

Далее, подставив формулу (3.90) в соотношение (3.92), получим выражение (3.93).

$$M_{\text{корп}} = \rho \cdot \pi \cdot \frac{0,42 \cdot P_0 \cdot D_{\text{внеш}}}{2 \cdot \sigma + 0,42 \cdot P_0} \cdot \left(\frac{0,42 \cdot P_0 \cdot D_{\text{внеш}}}{2 \cdot \sigma + 0,42 \cdot P_0} + 1 \right) \cdot L_{\text{корп}}. \quad (3.93)$$

На основе анализа данных, представленных в таблице 3.11 и 3.12, была получена модель оценки изменения внешнего диаметра корпуса ЦВД и ЦСД в виде (3.94).

$$D_{\text{внеш}} = 0,4586 \cdot \ln(G) - 1,2333. \quad (3.94)$$

Длина корпуса была также получена на основе статистического анализа данных по конструкции корпусов цилиндров и рассчитывается на основе выражения (3.95).

$$L_{\text{корп}} = 1,6453 \cdot \ln(G) - 4,4599. \quad (3.95)$$

При этом рост длины корпуса вследствие увеличения числа ступеней может учтено путем корректировки формулы (3.96).

$$L_{\text{корп}} = 1,6453 \cdot \ln(G) - 4,4599 + 0,2 \cdot n_{\text{ЦВД}}, \quad (3.96)$$

где $n_{\text{ЦВД}}$ – количество ступеней в ЦВД, шт.

Подставив выражения (3.94) и (3.96) в (3.93), получим модель оценки массы внешнего корпуса ЦВД в окончательном виде – выражение (3.97).

$$M_{\text{внеш.кор}} = \rho \cdot [(1,6453 \cdot \ln(G) - 4,4599) + 0,2 \cdot n_{\text{ЦВД}}] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[[(0,4586 \cdot \ln(G) - 1,2333) + \right. \\ \left. + 2 \cdot K_{\text{з.п.}} \cdot \left(\frac{0,42 \cdot P_0 \cdot (0,4586 \cdot \ln(G) - 1,2333)}{2 \cdot \sigma_1 + 0,42 \cdot P_0} \right) \right]^2 - (0,4586 \cdot \ln(G) - 1,233)^2 \right] \cdot 10^{-3}. \quad (3.97)$$

Используя подход, изложенный выше, аналогичным образом может быть получена параметрическая модель оценки массы внешнего корпуса ЦСД. Выражение (3.98).

$$M_{\text{внеш.кор}} = \rho \cdot [(2,6344 \cdot \ln(G) - 9,5866) + 0,48 \cdot n_{\text{ЦСД}}] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[[(0,0009 \cdot G + 1,9658) + \right. \\ \left. + 2 \cdot K_{\text{з.п.}} \cdot \left(\frac{P_{\text{пш}} \cdot (0,0009 \cdot G + 1,9658)}{2 \cdot \sigma_1 + P_{\text{пш}}} \right) \right]^2 - (0,0009 \cdot G + 1,9658)^2 \right] \cdot 10^{-3}. \quad (3.98)$$

Другой деталью паровых турбин, в построении модели оценки массы которой может быть применен алгоритм действий, изложенный в формулах с (3.89) по (3.98), является внутренний корпус ЦВД. К точности оценки массы внутреннего корпуса, получаемой при использовании разработанной модели, должны предъявляться повышенные требования, что обусловлено условиями эксплуатации при повышенных температурах, требующих изготовления данной детали из дорогостоящих высоколегированных жаропрочных сталей. Одинаковая абсолютная ошибка, допущенная при оценке массы деталей и узлов, работающих в условиях относительно высоких и низких температур, в разной мере вносит искажения в конечную модель оценки стоимости паротурбинной установки, что объясняется значительной разницей в ценах сталей различных классов.

Вид сверху на внутренний корпус ЦВД паротурбинной установки К-500-240 приведен рисунке 3.25.

Конструкция внутреннего корпуса ЦВД турбин на сверхкритические параметры и выше в целях оценочного моделирования их массы может быть представлена в виде трубы, испытывающей внутреннее избыточное давление, равное разнице давлений пара внутри корпуса и давления пара, обтекающего внешнюю стенку корпуса и направляемого в проточную часть правого тока цилиндра. Температурные условия эксплуатации внутреннего корпуса определяются температурой пара, расширяющегося в первых ступенях ЦВД.

Используя тот же подход, что был представлен в формулах с (3.89) по (3.98), были получены модели оценки чистой массы внутреннего корпуса ЦВД, представленные выражением (3.99).

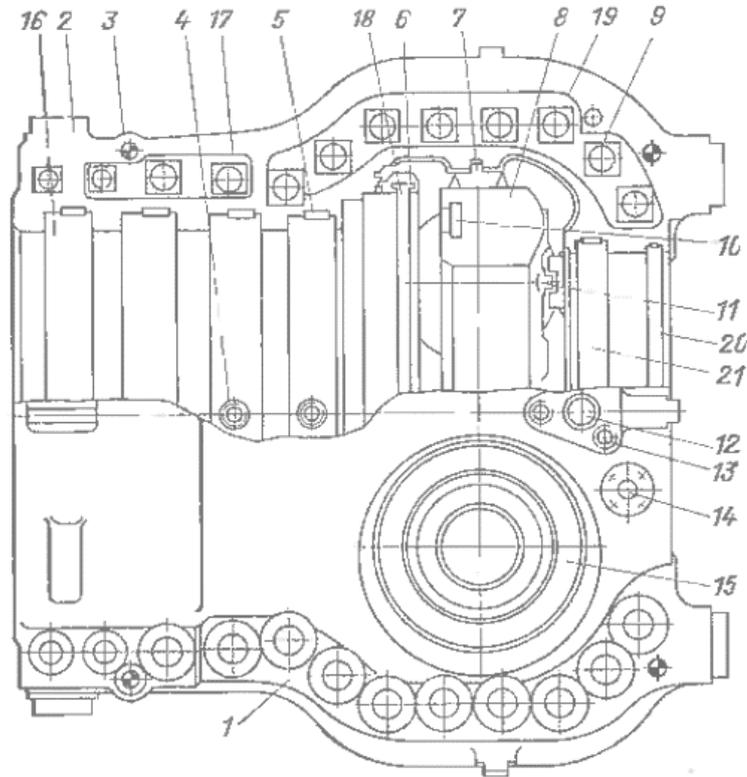
$$M_{\text{внут.кор}} = \rho \cdot [(2,6344 \cdot \ln(G) - 14,5866) + 0,48 \cdot n_{\text{ЦВД}}] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left[(0,4035 \cdot \ln(G) - 1,3289) + 2 \cdot K_{\text{з.п.}} \cdot \left(\frac{P_0 \cdot (0,4035 \cdot \ln(G) - 1,3289)}{2 \cdot \sigma_2 + P_0} \right) \right]^2 - (0,4035 \cdot G + 1,3289)^2 \right] \cdot 10^{-3}. \quad (3.99)$$

Поскольку реальный объект моделирования – внутренний корпус ЦВД конструктивно отличается от его упрощенного представления, на основе методов статистического анализа была разработана поправка, представленная выражением (3.100), уточняющая спрогнозированную массу внутреннего корпуса ЦВД и приводящая ее в соответствие с реальными данными по ПТУ на сверхкритические параметры.

$$M_{\text{внеш.кор}} = 0,0051 \cdot G + 10,03. \quad (3.100)$$

В результате общая масса внутреннего корпуса может быть рассчитана по формуле (3.101).

$$M_{\text{общ.внуткорп}}^{\text{ЦВД}} = M_{\text{внуткорп}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{корр.внуткорп}}^{\text{ЦВД}} \quad (3.101)$$



1 – верхняя часть корпуса; 2 – нижняя часть корпуса; 3 – штифт конический; 4 – выточка для установочной шпонки; 5 – опорная площадка; 6 – полукольцо; 7 – фиксирующий зуб; 8 – сопловая коробка; 9 – лунка для воротничка шпильки; 10 – расточка для соплового аппарата; 11 – установочный башмак; 12 – фиксирующая выточка; 13 – отверстие для крепления транспортной проушины; 14 – отвод прошедшего через уплотнение пара; 15 – паропроводящий патрубок; 16 – кольцевые пазы для диафрагм; 17, 19 – обнизки на горизонтальном разъеме; 18 – кольцевой паз для надбандажного уплотнения; 20, 21 – пазы для обойм концевого уплотнения

Рисунок 3.25 – Внутренний корпус ЦВД К-500-23,5 (ЛМЗ) (вид сверху)

Анализ массогабаритных характеристик роторов сопряжен с рядом сложностей, обусловленных тем, что с ростом начальных параметров пара и мощности ПТУ помимо изменения длины и диаметра ротора, меняется технология его изготовления, что напрямую сказывается на коэффициенте использования металла и расходе грязного металла.

При формировании модели оценки массы роторов был принят во внимание опыт создания паровых турбин ЛМЗ. Конструкция паровой турбины на сверхкритические параметры пара подразумевает применение в ЦВД и ЦСД цельнокованных роторов, изготовленных из одной поковки. Ротор ЦНД является сварным. На рисунке 3.26 и рисунке 3.27 приведены продольные разрезы

облопаченных роторов высокого (РВД) и среднего давления (РСД) паровой турбины К-500-23,5 (ЛМЗ) соответственно.

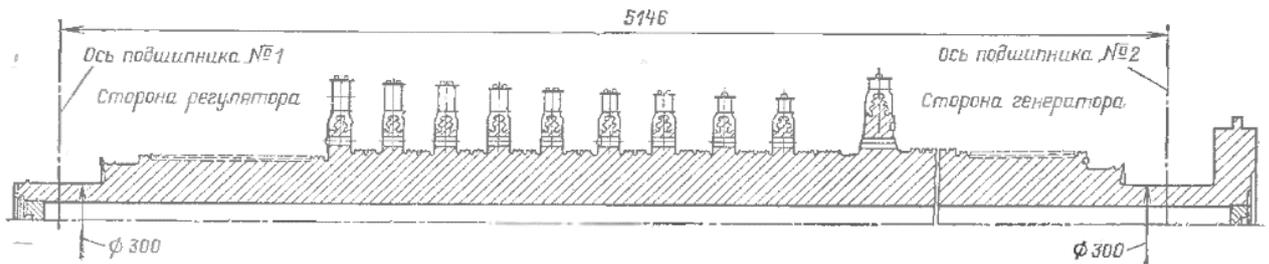


Рисунок 3.26 – Продольный разрез облопаченного РВД паровой турбины К-500-23,5 (ЛМЗ)

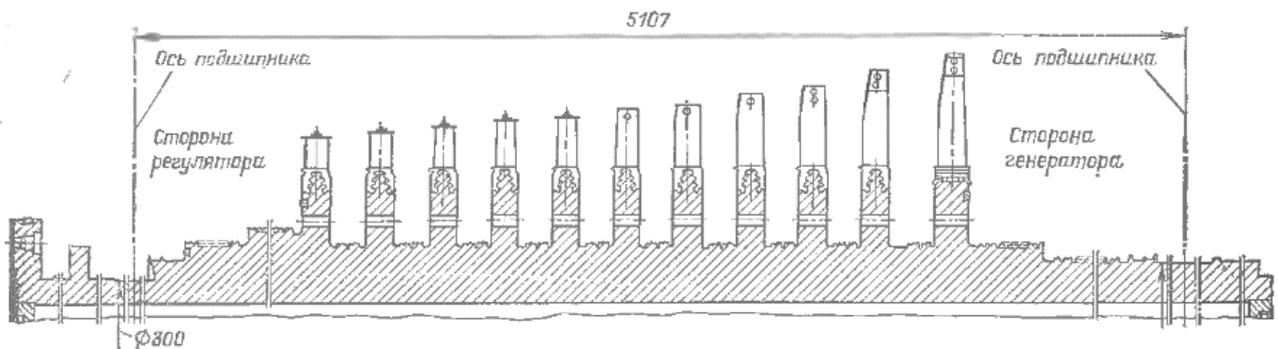


Рисунок 3.27 – Продольный разрез облопаченного РСД паровой турбины К-500-23,5 (ЛМЗ)

Большой интерес с точки зрения создания модели оценки стоимости ПТУ представляет обстоятельный анализ массогабаритных характеристик роторов высокого и среднего давления, поскольку именно они работают в условиях повышенных температур, что требует использования для их создания жаропрочных и жаростойких сталей, способных длительное время без разрушения и деформаций выдерживать значительные нагрузки, создаваемые центробежными силами. Анализ конструкций ЦНД на предмет создания аналогичных моделей не представляется необходимым в силу большой степени унификации ЦНД различных турбин, а также по причине сохранения термодинамических параметров и расхода пара на входе в часть низкого давления. Стоимость ЦНД была принята в качестве константы.

Модель оценки чистой массы ротора паровой турбины предусматривает корректировку длины ротора в зависимости от числа ступеней. Модель предусматривает компенсирование роста располагаемого теплоперепада при увеличении начальных параметров пара изменением длины ротора. Определение длины ротора базировалось на увеличении длины ротора турбины К-800-23,5 по мере возрастания числа ступеней.

Применив к данным, представленным в таблице 3.11, методы статистического анализа, было получено выражение (3.102), устанавливающее соответствие между мощностью ПТ и массой РВД.

$$M_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}} = \rho \cdot 10^{-3} \cdot (L + 2 \cdot 0,25 \cdot n_{\text{ЦВД}}) \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ЦВД}}^2}{4} \cdot 1,2, \quad (3.102)$$

где $M_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}}$ – масса РВД, т;

$n_{\text{ЦВД}}$ – число ступеней в ЦВД, шт.;

$d_{\text{ЦВД}}$ – диаметр РВД, м.

Аналогично для РСД получено выражение (3.103).

$$M_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}} = \rho \cdot 10^{-3} \cdot (L + 0,55 \cdot n_{\text{ЦСД}}) \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ЦСД}}^2}{4} \cdot 1,2, \quad (3.103)$$

где $M_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}}$ – масса РСД, т;

$n_{\text{ЦСД}}$ – число ступеней в ЦСД, шт.;

$d_{\text{ЦСД}}$ – диаметр РСД, м.

Другим важным узлом паровой турбины, требующим разработки уравнения оценки массы, являются диафрагмы и обоймы диафрагм. Диафрагмы являются частью статора паровой турбины и предназначены для установки направляющих лопаток и формирования проточной части. Конструктивно диафрагма состоит из двух ободов, имеющих форму полукруга. Обод диафрагмы с одной стороны ограничен корпусом цилиндра, с другой – направляющими лопатками, устанавливаемыми в тело и обод диафрагмы. Тело диафрагмы конструктивно выполнено также в виде двух полукругов. Внутренний диаметр тела диафрагмы выбирается по диаметру валопровода с учетом необходимого пространства для организации уплотнений, предотвращающих перетечки пара через зазор между диафрагмой и валом. Внешний диаметр тела диафрагмы определен высотой сопловых лопаток. Основной нагрузкой, которую испытывает диафрагма, является перепад давлений, изгибающий диафрагму в осевом направлении. Подобные деформации недопустимы из-за вероятных в таком случае «задеваний» диафрагменного уплотнения за вал турбины. Отсюда диафрагмы выполняются достаточно толстыми для повышения сопротивляемости конструкции возникающим нагрузкам.

По мере расширения проточной части паровой турбины растет расстояние между корпусом и валопроводом, увеличивается длина сопловых лопаток. Повышение мощности паровых турбин влечет за собой как увеличение длины сопловых лопаток, так и количество ступеней. Отсюда

очевидным является то, что мощность паровой турбины является существенным фактором изменения массы диафрагмы.

Согласно подходу, описанному выше на примере сопловых и рабочих лопаток, были получены уравнения оценки чистого веса диафрагм ЦВД, в общем виде отраженного в формуле (3.104).

$$M_d = M_{d_{\text{ЦВД}}} + 2 \cdot n_{\text{ЦВД}}, \quad (3.104)$$

где $M_{d_{\text{ЦВД}}}$ – масса диафрагм ЦВД турбины К-800-23,5, т.

Аналогично для ЦСД – формула (3.105).

$$M_d = M_{d_{\text{ЦСД}}} + 2,25 \cdot n_{\text{ЦСД}}, \quad (3.105)$$

где $M_{d_{\text{ЦСД}}}$ – масса диафрагм ЦСД турбины К-800-23,5, т.

В свою очередь масса обойм диафрагм ЦВД может быть определена по формуле (3.106).

$$M_{\text{од ЦВД}} = M_{\text{б.ЦВД}} + 1,2 \cdot n_{\text{ЦВД}}. \quad (3.106)$$

А масса обойм диафрагм ЦСД рассчитывается в соответствии с формулой (3.107).

$$M_{\text{од ЦСД}} = M_{\text{б.ЦСД}} + 1,2 \cdot n_{\text{ЦСД}}. \quad (3.107)$$

Таким образом, полная масса ЦВД и ЦСД может быть определена как сумма масс всех входящих в конструкцию цилиндров узлов по формулам (3.108) и (3.109) соответственно.

$$M_{\text{ЦВД}} = \sum M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦВД}} + \sum M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{общ.внуткорп}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{внешкорп}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{ротор}}^{\text{ЦВД}} + 2 \cdot M_{\text{п}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{д}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{об}}^{\text{ЦВД}}, \quad (3.108)$$

$$M_{\text{ЦСД}} = \sum M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦСД}} + \sum M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{внешкорп}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{ротор}}^{\text{ЦСД}} + 2 \cdot M_{\text{п}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{д}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{об}}^{\text{ЦСД}}. \quad (3.109)$$

Проведение детального анализа конструкций и массогабаритных характеристик цилиндров низкого давления с целью построения уравнения оценки его массы не представляется целесообразным в силу нескольких причин:

– ЦНД является стандартным узлом, ключевые конструктивные характеристики которого не претерпевают значительных изменений с начальных параметров пара;

– корпус и другие статорные детали ЦНД изготавливаются из недорогой стали ферритно-мартенситного и ферритно-перлитного класса. Несмотря на значительную массу ЦНД (около 65 % от массы всей турбоустановки), соотношение цен между жаропрочными сталями аустенитного класса и сталями ферритно-мартенситного класса нивелирует долю ЦНД в стоимостной структуре.

Таким образом, формируя модель оценки металлозатрат в ЦНД, следует брать за основу данные по массе ЦНД существующих паротурбинных установок на суперсверхкритические параметры пара. При этом единственным варьируемым параметром модели оценки стоимости ЦНД является мощность, при росте которой должно увеличиваться проходное сечение и длина рабочих и сопловых лопаток. В паротурбостроении сложилась практика увеличения мощности паровых турбин за счет увеличения числа ЦНД. При этом конструкции паровых турбин предусматривают использование ЦНД как двухпоточных, так и однопоточных конфигураций.

Сформировав оценку чистого веса цилиндров высокого и среднего давления, общая масса паровой турбины (без конденсатора, регенеративных подогревателей и генератора) может быть рассчитана путем сложения оценок масс всех цилиндров по формуле (3.110).

$$M_{\text{ПТ}} = M^{\text{ЦСД}} + M^{\text{ЦВД}} + M^{\text{ЦНД}}. \quad (3.110)$$

Для адекватной оценки металлозатрат на создание паровых турбин необходимо определить как точную марочную структуру металла по отдельным узлам, так и общее количество металла, которое расходуется на изготовление соответствующих деталей.

В зависимости от сложности конструкции детали и ее предназначения при создании паротурбинных установок используют множество различных способов металлообработки. В частности, фрезерование, точение, сверление, литье и сварка. Каждый из перечисленных способов характеризуется коэффициентом использования металла в процессе металлообработки. Данный коэффициент показывает: какая часть массы заготовки превратилась в готовое изделие, остальное – отходы производства (стружка).

Коэффициенты полезного использования металла (КПИМ), основной тип металлообработки и способ изготовления представлены в таблице 3.14 [97].

Таблица 3.14 – КПИМ при изготовлении узлов ПТ

Узел ПТ	Цилиндр ПТ	Тип обработки	КПИМ
Рабочие лопатки	ЦВД, ЦСД, ЦНД	Штамповка, фрезерование	0,256
Сопловые лопатки	ЦВД, ЦСД, ЦНД	Штамповка, фрезерование	0,405
Цельнокованный ротор	ЦВД	Литье, точение	0,7
Цельнокованный ротор	ЦСД	Литье, точение	0,82
Сварной корпус	ЦНД	Сварка	
Литой корпус	ЦВД, ЦСД	Литье, фрезерование	0,69
Диафрагмы	ЦВД, ЦСД	Литье, фрезерование	0,71

Общая оценка «грязного» веса металла может быть получена путем деления конечной массы узлов паровой турбины на соответствующий КПИМ по формуле (3.111).

$$M_{\text{ПТ}}^{\text{грязн}} = \sum \frac{M_i^{\text{узел}}}{\text{КПИМ}_i^{\text{узел}}} \quad (3.111)$$

3.6 Разработка модели оценки стоимости высокотемпературной паровой турбины

Адекватная оценка стоимости создания паровой турбины невозможна без оценки трудоемкости ее изготовления. Разработка уравнений, позволяющих приблизительно оценить издержки на оплату труда производственного и административно-управленческого персонала, проводилась в несколько этапов:

- анализ данных по трудоемкости изготовления узлов паровой турбины на повышенные параметры пара;
- определение значений удельной трудоемкости изготовления в расчете на единицу массы узла; норма удельной трудоемкости зависит от технологии производства различных типов деталей и способов металлообработки, применяемых для получения готовых изделий;
- оценка массы заготовок для изготовления узлов паровой турбины с использованием коэффициентов полезного использования металла, приведенных в таблице 3.14;
- определение трудоемкости изготовления отдельных узлов и общей трудоемкости изготовления паровой турбины;
- расчет затрат на оплату труда производственного и управленческого персонала при создании высокотемпературной паровой турбины.

В таблице 3.15 приведены значения удельной трудоемкости изготовления отдельных узлов паровых турбин. Данные, приведенные в таблице 3.15, получены путем установления равенства между удельными затратами времени на изготовление деталей одинаковой конструкции, но име-

ющих разную массу и размеры. Использование постоянных удельных величин означает линейный характер зависимости между изменением массы и ростом затрат времени на изготовление детали. Данный подход правомерен, поскольку изменение массы всегда влечет за собой увеличение размеров конечной детали, что прямо пропорционально увеличивает время и количество проходов режущего инструмента при токарной и фрезерной обработке, сварке и увеличивает время на получение литых заготовок.

Таблица 3.15 – Удельная трудоемкость производства узлов паровой турбины

№ п/п	Наименование узла	Удельная трудоемкость, ч/т
1	Сопловые лопатки	21,124
2	Рабочие лопатки	18,954
3	Корпус ЦВД	341,598
4	Корпус ЦСД	500
5	Ротор ЦКР	81,535
6	Диафрагмы	202,677
7	Обоймы диафрагм	32,25
8	Подшипники	280,476
9	Фундаментная рама	148,387

Издержки на оплату труда производственного персонала в соответствии с логикой, изложенной в разделе 3.3 диссертации, могут быть определены по формуле (3.112).

$$ЗП^{\Sigma} = \sum_{i=1}^n M_i^{узел} \cdot УТ_i^{узел} \cdot ЗП_i, \quad (3.112)$$

где $ЗП^{\Sigma}$ – затраты на оплату труда производственного персонала, режущего инструмента и обслуживание обрабатывающего оборудования, руб;

$M_i^{узел}$ – масса узла паровой турбины (лопаточный аппарат, диафрагмы, ротор, корпус, обоймы диафрагм и т.д.), т;

$УТ_i^{узел}$ – удельная трудоемкость изготовления i -го узла, т/ч;

$ЗП_i$ – стоимость часа работы обрабатывающего станка (токарного, фрезерного и т.д. в зависимости от вида узла), включающая в себя заработную плату оператора, стоимость обслуживания станка, стоимость режущего инструмента, руб./ч.

Ниже приведена совокупность выражений, позволяющих установить взаимосвязь между начальными параметрами пара высокотемпературного энергоблока и стоимостью создания паротурбинной установки.

Масса металла, затраченная на изготовление паровой турбины $M^{ПТУ}_{мет}$, определяется выражением (3.113)

$$M_{\text{мет}}^{\text{ПТУ}} = M^{\text{ЦВД}} + M^{\text{ЦСД}} + M^{\text{ЦНД}} + M^{\text{конд}} + M^{\text{рег}} + M^{\text{паропр}}, \quad (3.113)$$

где $M^{\text{ЦВД}}$, $M^{\text{ЦСД}}$, $M^{\text{ЦНД}}$, $M^{\text{конд}}$, $M^{\text{рег}}$, $M^{\text{паропр}}$ – масса ЦВД, ЦСД, ЦНД, конденсатора, регенеративной системы и паропроводов свежего и перегретого пара соответственно, т.

а) масса металла, затраченного на изготовление ЦВД, $M^{\text{ЦВД}}$ определяется по формуле (3.114).

$$M^{\text{ЦВД}} = \sum M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦВД}} + \sum M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{внут.корп}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{внеш.корп}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{ротор}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{д}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{об}}^{\text{ЦВД}}. \quad (3.114)$$

где $\sum M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦВД}}$, $\sum M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦВД}}$, $M_{\text{внут.корп}}^{\text{ЦВД}}$, $M_{\text{внеш.корп}}^{\text{ЦВД}}$, $M_{\text{ротор}}^{\text{ЦВД}}$, $M_{\text{д}}^{\text{ЦВД}}$, $M_{\text{об}}^{\text{ЦВД}}$ – масса соплового аппарата ЦВД, рабочих лопаток ЦВД, внутреннего и внешнего корпусов, ротора, подшипников, диафрагм и обойм диафрагм соответственно, т.

1) масса сопловых лопаток ЦВД $M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦВД}}$ определяется по формуле (3.115).

$$M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦВД}} = \rho \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi}} - r^2 - r + 0,0141 \cdot i + 0,0113 \right) \cdot n_{\text{сопл}}^{\text{ЦВД}} \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0001) \times \\ \times 48,933 \cdot e^{0,008i}. \quad (3.115)$$

где ϑ – удельный объем пара, м³/кг;

G – расход пара, кг/с;

C – скорость рабочей среды, м/с;

i – номер ступени;

r – корневой радиус, м;

ρ – удельный вес стали, кг/м³;

$n_{\text{сопл}}^{\text{ЦВД}}$ – число сопловых лопаток в ЦВД, шт.

2) масса рабочих лопаток ЦВД $M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦВД}}$ определяется по формуле (3.116).

$$M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦВД}}(G, \vartheta, \rho, i) = \rho \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi}} - r^2 - r + 0,0141 \cdot i + 0,0113 \right) \cdot n_{\text{р.л.}}^{\text{ЦВД}} \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + \\ + 0,0005) \cdot 72,19 \cdot e^{0,008i}. \quad (3.116)$$

где $n_{\text{р.л.}}^{\text{ЦВД}}$ – число рабочих лопаток в ЦВД

3) масса внешнего корпуса ЦВД $M_{\text{внеш.корп}}^{\text{ЦВД}}$ определяется по формуле (3.117).

$$M_{\text{внеш.кор}}^{\text{ЦВД}} = \rho \cdot [(1,6453 \cdot \ln(G) - 4,4599) + 0,2 \cdot n_{\text{ЦВД}}] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[[(0,4586 \cdot \ln(G) - 1,2333) + 2 \cdot K_{\text{з.п.}} \cdot \left(\frac{0,42 \cdot P_0 \cdot (0,4586 \cdot \ln(G) - 1,2333)}{2 \cdot \sigma_1 + 0,42 \cdot P_0} \right)]^2 - (0,4586 \cdot \ln(G) - 1,2333)^2 \right] \cdot 10^{-3}. \quad (3.117)$$

где $K_{\text{з.п.}}$ – коэффициент запаса прочности;

$n_{\text{ЦВД}}$ – количество ступеней в ЦВД, шт.;

σ_1 – предел длительной прочности, МПа;

4) масса внутреннего корпуса ЦВД $M_{\text{внут.кор}}^{\text{ЦВД}}$ определяется по формуле (3.118).

$$M_{\text{внут.кор}}^{\text{ЦВД}} = \rho \cdot [(2,6344 \cdot \ln(G) - 14,5866) + 0,48 \cdot n_{\text{ЦВД}}] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[[(0,4035 \cdot \ln(G) - 1,3289) + 2 \cdot K_{\text{з.п.}} \cdot \left(\frac{P_0 \cdot (0,4035 \cdot \ln(G) - 1,3289)}{2 \cdot \sigma_2 + P_0} \right)]^2 - (0,4035 \cdot G + 1,3289)^2 \right] \cdot 10^{-3}. \quad (3.118)$$

5) масса ротора ЦВД $M_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}}$ определяется по формуле (3.119).

$$M_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}} = \rho \cdot 10^{-3} \cdot (L + 2 \cdot 0,25 \cdot n_{\text{ЦВД}}) \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ЦВД}}^2}{4} \cdot 1,2 \quad (3.119)$$

где $d_{\text{ЦВД}}$ – диаметр РВД, м.

L – длина ротора ЦВД турбины К-800-23,5, м.

б) масса обойм диафрагм ЦВД $M_{\text{од}}^{\text{ЦВД}}$ определяется по формуле (3.120).

$$M_{\text{од}}^{\text{ЦВД}} = M_{\text{б.}}^{\text{ЦВД}} + 1,2 \cdot n_{\text{ЦВД}} \quad (3.120)$$

где $M_{\text{б.}}^{\text{ЦВД}}$ – масса обойм диафрагм в турбине К-800-23,5, т.

7) масса диафрагм ЦВД $M_{\text{д}}^{\text{ЦВД}}$ определяется по формуле (3.121).

$$M_{\text{д}}^{\text{ЦВД}} = M_{\text{дф}}^{\text{ЦВД}} + 2 \cdot n_{\text{ЦВД}} \quad (3.121)$$

где $M_{\text{дф}}^{\text{ЦВД}}$ – масса диафрагм в турбине К-800-23,5, т.

б) масса металла, затраченного на изготовление ЦСД, $M^{\text{ЦСД}}$ рассчитывается аналогично $M^{\text{ЦВД}}$ и определяется по формуле (3.122).

$$M_{\text{ЦСД}} = \Sigma M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦСД}} + \Sigma M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{внеш.корп}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{ротор}}^{\text{ЦСД}} + 2 \cdot M_{\text{п}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{д}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{об}}^{\text{ЦСД}} \quad (3.122)$$

где $\Sigma M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦСД}}$, $\Sigma M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦСД}}$, $M_{\text{внеш.корп}}^{\text{ЦСД}}$, $M_{\text{ротор}}^{\text{ЦСД}}$, $M_{\text{п}}^{\text{ЦСД}}$, $M_{\text{д}}^{\text{ЦСД}}$, $M_{\text{об}}^{\text{ЦСД}}$ – масса соплового аппарата ЦСД, рабочих лопаток ЦСД, внешнего корпуса, ротора, подшипников, диафрагм и обойм диафрагм соответственно.

1) масса сопловых лопаток ЦСД $M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦСД}}$ определяется по формуле (3.123).

$$M_{\text{с.л.}}^{\text{ЦСД}}(G, \vartheta, \rho, i) = \rho \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi}} - r^2 - r + 0,0061 \cdot i^{-1.612} \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0001) \times \quad (3.123) \\ \times (0,8373 \cdot i + 74,422).$$

2) масса рабочих лопаток в ЦСД $M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦСД}}$ определяется по формуле (3.124).

$$M_{\text{р.л.}}^{\text{ЦСД}}(G, \vartheta, \rho, i) = \rho \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi}} - r^2 - r + 0,0061 \cdot i^{-1.612} \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0001) \times \quad (3.124) \\ \times (0,8373 \cdot i + 74,422).$$

3) масса корпуса ЦСД $M_{\text{внеш.корп}}^{\text{ЦСД}}$ определяется по формуле (3.125).

$$M_{\text{внеш.корп}} = \rho \cdot \left[(2,6344 \cdot \ln(G) - 9,5866) + 0,48 \cdot n_{\text{ЦСД}} \right] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(0,0009 \cdot G + 1,9658) + \quad (3.125) \right. \\ \left. + 2 \cdot K_{\text{з.п.}} \cdot \left(\frac{P_{\text{пп}} \cdot (0,0009 \cdot G + 1,9658)}{2 \cdot \sigma_1 + P_{\text{пп}}} \right)^2 - (0,0009 \cdot G + 1,9658)^2 \right] \cdot 10^{-3}.$$

где $P_{\text{пп}}$ – давление перегретого пара, МПа.

4) масса ротора ЦСД $M_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}}$ определяется по формуле (3.126).

$$M_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}} = \rho \cdot 10^{-3} \cdot (L + 0,55 \cdot n_{\text{ЦСД}}) \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ЦСД}}^2}{4} \cdot 1,2. \quad (3.126)$$

где $d_{\text{ЦСД}}$ – диаметр РСД, м.

$n_{\text{ЦСД}}$ – количество ступеней в ЦСД, шт.

5) масса обойм диафрагм ЦСД $M_{\text{од}}^{\text{ЦСД}}$ определяется по формуле (3.127).

$$M_{\text{од}}^{\text{ЦСД}} = M_{\text{б.}}^{\text{ЦСД}} + 1,2 \cdot n_{\text{ЦСД}} \quad (3.127)$$

где $M_{б.ЦСД}$ – масса обойм диафрагм в турбине К-800-23,5, т

б) масса диафрагм ЦСД $M_{д.ЦСД}$ определяется по формуле (3.128).

$$M_{д.ЦСД} = M_{дф.ЦСД} + 2,25 \cdot n_{ЦСД} \quad (3.128)$$

где $M_{дф.ЦСД}$ – масса диафрагм в турбине К-800-23,5, т.

в) масса паропроводов $M^{паропр}$ определяется по формуле (3.129).

$$M^{паропр} = M_{свеж.пар}^{паропр} + M_{ЦВД-пп}^{паропр} + M_{пп-ЦСД}^{паропр} \quad (3.129)$$

где $M_{свеж.пар}^{паропр}$, $M_{ЦВД-пп}^{паропр}$, $M_{пп-ЦСД}^{паропр}$ – масса паропроводов свежего пара, пара до промежуточного перегрева и пара после промежуточного перегрева соответственно, т.

1) масса паропровода свежего пара $M_{свеж.пар}^{паропр}$ определяется по формуле (3.130).

$$M_{свеж.пар}^{паропр} = \rho \cdot [(28,38 \cdot \ln(G) - 107,99)] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[[(0,0003 \cdot G + 0,2249) + 2 \cdot K_{з.п.} \times \left(\frac{P_0 \cdot (0,0004 \cdot G + 0,3116)}{2 \cdot \sigma_1 + P_0} \right)^2 - (0,0003 \cdot G + 0,2249)^2] \right] \cdot 10^{-3}. \quad (3.130)$$

2) масса паропровода пара до промежуточного перегрева $M_{ЦВД-пп}^{паропр}$ определяется по формуле (3.131).

$$M_{ЦВД-пп}^{паропр} = \rho \cdot [(0,0506 \cdot G + 29,863)] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[[(0,0002 \cdot G + 0,1249) + 2 \cdot K_{з.п.} \times \left(\frac{P_0 \cdot (0,0002 \cdot G + 0,1703)}{2 \cdot \sigma_2 + P_0} \right)^2 - (0,0002 \cdot G + 0,1249)^2] \right] \cdot 10^{-2}. \quad (3.131)$$

3) масса паропровода пара после промежуточного перегрева $M_{пп-ЦСД}^{паропр}$ определяется по формуле (3.132).

$$M_{пп-ЦСД}^{паропр} = \rho \cdot [(0,0441 \cdot G + 26,015)] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[[(0,0002 \cdot G + 0,1972) + 2 \cdot K_{з.п.} \times \left(\frac{0,2 \cdot P_0 \cdot (0,0002 \cdot G + 0,1972)}{2 \cdot \sigma_1 + 0,2 \cdot P_0} \right)^2 - (0,0002 \cdot G + 0,1249)^2] \right] \cdot 10^{-2}. \quad (3.131)$$

Оценка затрат на оплату труда производственного персонала производилась после оценки массы заготовки каждой детали паровой турбины с помощью данных, представленных в таблице 3.15, и на основе формулы (3.112).

Масса цилиндра низкого давления паровой турбины не меняется с изменением начальных параметров пара в заданном диапазоне значений. Расход пара в паротурбинной установке является неизменным, а весь высокотемпературный пар сбрасывается в ЦСД до обычных параметров на входе в ЦНД. Следовательно, ни расход, ни начальные параметры пара не меняются на входе в ЦНД, соответственно, массу ЦНД можно считать постоянной, а вместе с ней и стоимость его изготовления.

Согласно источнику «Технико-экономические показатели производства стационарных паровых турбин» [94] общая масса одного тока ЦНД с лопаткой 1200 мм вместе со вспомогательными системами, фундаментными рамами и конденсатором составляет 217 т. Поскольку температура пара в ЦНД невелика и не превышает 300 °С, то большинство деталей, в особенности статорные, могут быть изготовлены из недорогой низколегированной стали. Исключение составляют подвижные части ЦНД, прежде всего ротор и рабочие лопатки. Ротор изготавливается из специальной стали Р2 с высокой сопротивляемостью ползучести, рабочие лопатки – из стали 20Х13. Рабочие лопатки последней ступени изготавливаются из титанового сплава ВТ6, цена которого составляет 1375000 руб./т. При этом титан сложно обрабатывать резанием, что увеличивает затраты на производство.

Для определения стоимости изготовления ЦНД необходимо выделить из структуры металлозатрат узлы, которые изготавливаются из сталей, характеризующихся ценой, превышающей цену обычных низколегированных сталей, в частности ротора и рабочих лопаток. Так, масса участка ротора в одном токе ЦНД составляет около 9 т, масса рабочих лопаток последней ступени – 0,5-0,6 т.

С учетом существующих пропорций в структуре металлозатрат и удельной трудоемкости изготовления каждого узла паровой турбины, общая стоимость изготовления ЦНД (6 токов) составила 1,42 млрд руб. Данная статья затрат не меняется с изменением начальных параметров пара и потому при моделировании претерпевать изменений не будет.

Затраты на изготовление турбоустановки также включают в себя стоимость электрогенератора. Поскольку расчетное значение мощности энергоблока в зависимости от начальных параметров пара принадлежит диапазону 889-1030 МВт, то для оценки допустимо выбрать электрогенератор ТВВ-800-2ЕКУЗ, стоимость которого в соответствии [98] составляет 1 млрд руб. В результате, часть общей стоимости паротурбинной установки, которая не претерпевает изменений при повышении начальных параметров пара, составляет 2,42 млрд руб.

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УРОВНЯ РАЗВИТИЯ ПАРОТУРБИННОЙ ТЕХНОЛОГИИ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГООБЛОКОВ

В данной главе диссертации приводится оценка стоимости создания высокотемпературного энергетического оборудования и энергоблоков в целом на параметры пара 26-35 МПа / 580-720 °С. Приведенная оценка позволяет оценить влияние на величину затрат на изготовление энергоагрегатов и строительство энергоблока ключевых термодинамических параметров тепловой схемы – начального давления и температуры пара. По результатам расчетов стоимости создания энергетического оборудования, выполненных с помощью сформированной модели, был сделан вывод о том, что изменение температуры свежего пара является более существенным фактором увеличения стоимости основного энергетического оборудования, чем давление. Ее изменение от 580 до 720 °С в среднем увеличивает размер капиталовложений в котел на 81,2 – 114,3 % и на 26 – 30 % стоимость паротурбинной установки. В то время как повышение давления от 26 до 35 МПа привело к росту стоимости котла на 9,2-30,45 %, турбины – на 1,6 – 4,9 %.

Характер зависимостей стоимости высокотемпературного энергетического оборудования и энергоблока от начальных температуры и давления пара имеет нелинейный характер, с выраженной «площадкой» в области температур 610-650 °С, при переходе через которые скорость роста стоимости значительно возрастает. Сопоставление полученных кривых изменения стоимости и эффективности высокотемпературных энергоблоков показало отсутствие монотонности функции, представляющей разницу топливных издержек и затрат, зависящих от величины капитальных вложений – амортизации и ремонтов, что позволило сформулировать гипотезу о существовании оптимального по критерию минимума себестоимости производства электрической энергии сочетания P_0 и t_0 для каждого значения цены на топливо, которая была проверена и подтверждена с помощью разработанной модели оценки себестоимости производства электрической энергии, где были использованы полученные во второй и четвертой главах диссертации оценки эффективности высокотемпературных энергоблоков и капитальных затрат на его строительство.

4.1 Оценка стоимости создания котельного агрегата на повышенные параметры пара

Оценка стоимости создания котельного агрегата была получена с помощью функциональной модели, описание которой представлено в разделе 3.3. Моделирование проводилось для котельного агрегата с однократным промежуточным перегревом, имеющего горизонтальную компоновку. Расход свежего котла составил 692,5 кг/с. КПД котла брутто составил 93 %. Проектное топливо котла – кузнецкий энергетический уголь с теплотой сгорания 22413 кДж/кг. Для расчета

величины затрат на оплату труда было принято, что котел изготавливается и возводится в две смены. Средний оклад разнорабочего, прораба, сварщика и начальника участка были приняты соответственно равными 40000 руб./мес., 61000 руб./мес., 60000 руб./мес., 75200 руб./мес. Коэффициент инфлирования для приведения к сопоставимому уровню цен сумма затрат на НИОКР (к 2015 году) составил 1,42. Полученные оценки стоимости создания КУ приведены на рисунке 4.1, рисунке 4.2 и в таблице 4.1.

Анализ результатов, представленных на рисунке 4.1, показывает, что стоимость создания КУ от температуры свежего пара в диапазоне значений от 580 до 620 °С увеличивается почти линейно для каждого значения начального давления t_0 . Рост стоимости на этом участке для давления 26 МПа составил 6,83 %, для давления 35 МПа – 8,14 %. Увеличение скорости роста стоимости КУ обусловлено нелинейным характером зависимости толщины стенок поверхностей нагрева от давления. Причем, чем выше температура пара и, соответственно, ниже предел длительной прочности стали, тем сильнее выражен нелинейный характер зависимости.

После перехода точки 620 °С наблюдается резкий рост размера капитальных вложений вплоть до 700 °С. При давлении свежего пара, равного 35 МПа, имеет место скачок стоимости с 6,23 до 11,18 млрд руб., что в относительном выражении составляет 79,63 %. Для более низкого значения давления – 26 МПа, рост стоимости составляет 54,1 %.

Увеличение тангенса угла наклона кривой, характеризующей изменение стоимости создания КУ, в данном диапазоне температур обусловлен изменением структуры металлозатрат и увеличением в ней доли дорогих аустенитных сталей с большим содержанием никеля, которые имеют более высокий удельный вес 8600 против 7800 кг/м³.

Таблица 4.1 – Оценка изменения стоимости создания КУ при изменении температуры свежего пара для различных значений начального давления

P_0 , МПа	Стоимость создания КУ, млрд руб.					
	$t_0 = 540$ °С	$t_0 = 580$ °С	$t_0 = 620$ °С	$t_0 = 660$ °С	$t_0 = 700$ °С	$t_0 = 720$ °С
23,5	4,833	5,133	5,436	8,400	11,188	11,544
26	4,970	5,246	5,584	7,946	10,467	10,736
28	5,056	5,356	5,722	7,665	10,015	10,264
30	5,143	5,465	5,86	7,386	9,565	9,792
32	5,229	5,575	5,99	7,109	9,118	9,320
35	5,377	5,759	6,228	6,798	8,605	8,849

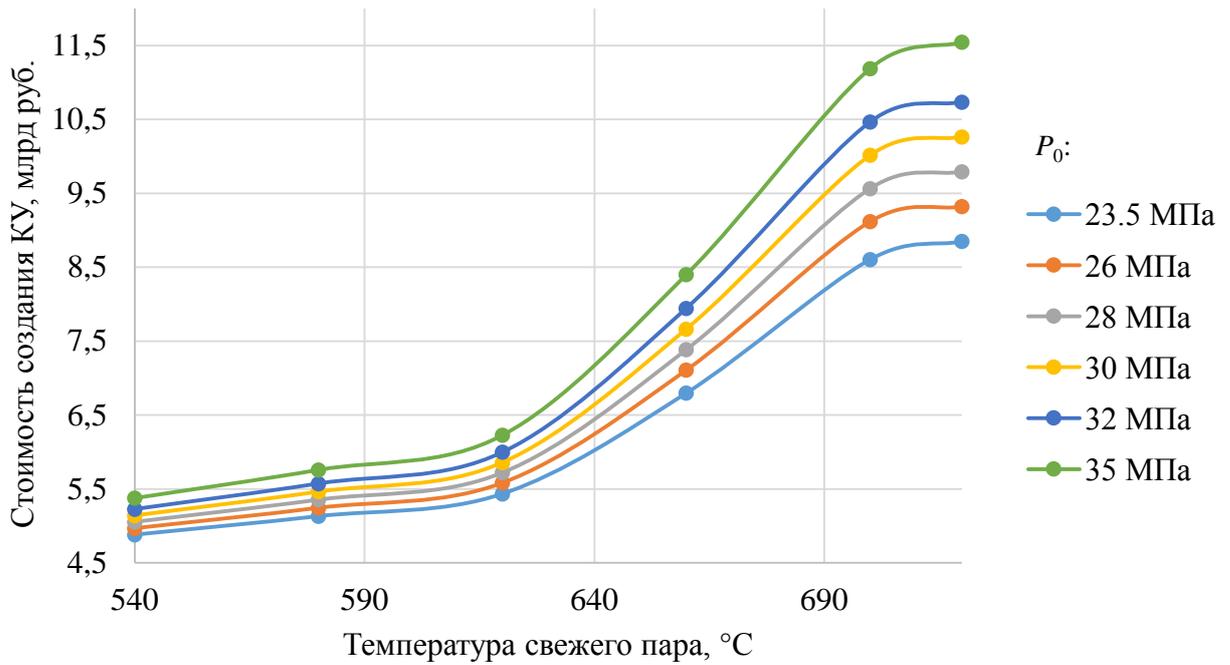


Рисунок 4.1 – Оценка изменения стоимости создания КУ при изменении температуры свежего пара для различных значений начального давления

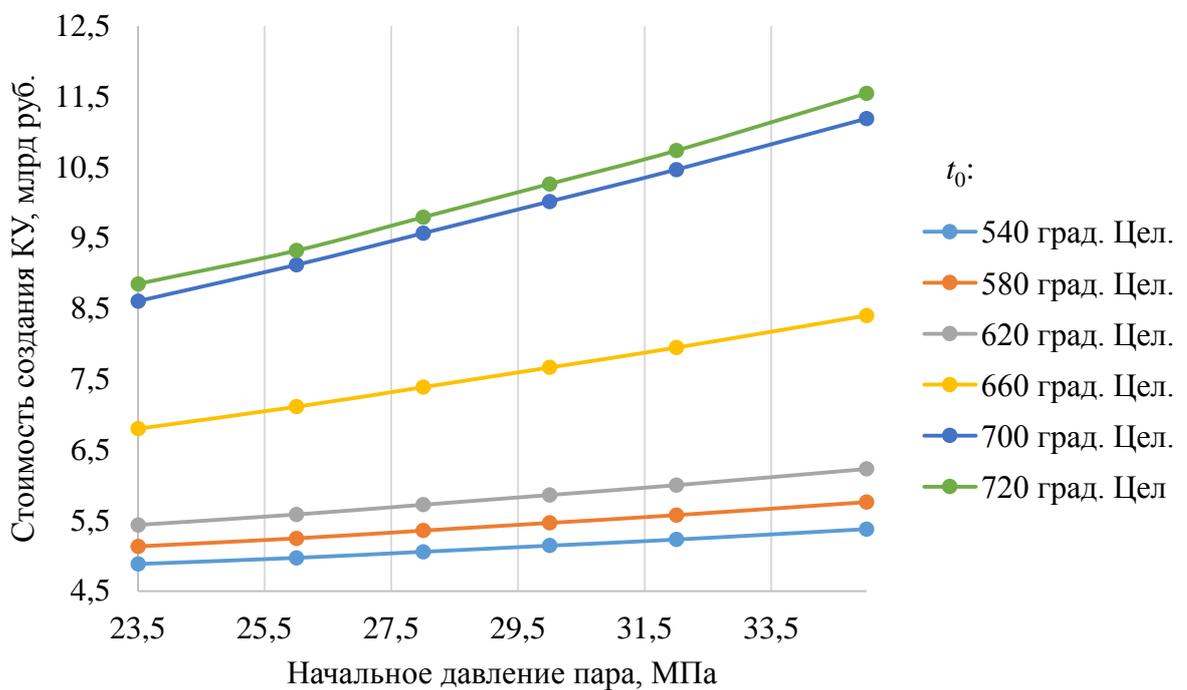


Рисунок 4.2 – Оценка изменения стоимости создания КУ при изменении давления свежего пара для различных значений начальной температуры

На рисунке 4.3 представлено изменение классовой структуры металлозатрат при переходе от ССКП к УСКП пара.

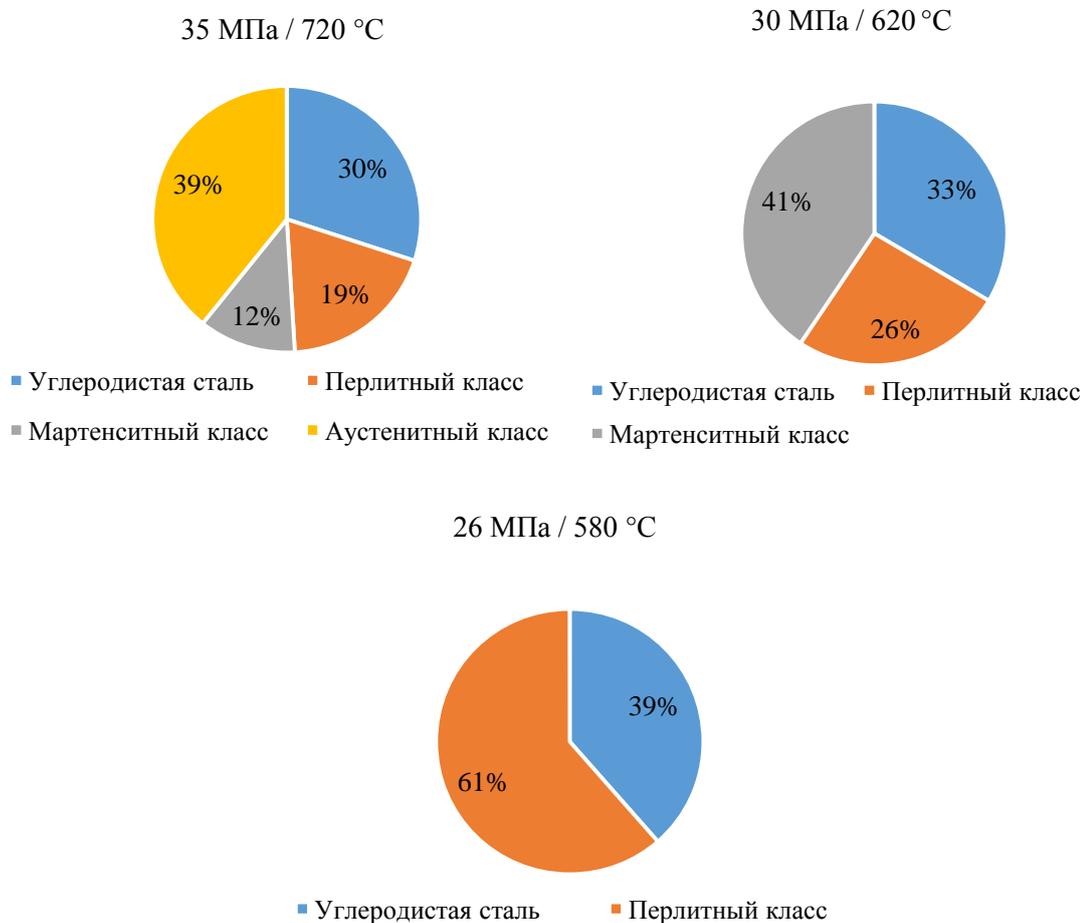


Рисунок 4.3 – Изменение структуры металлозатрат в КУ при переходе к УСКП пара

Согласно рисунку 4.3 при температуре пара 620 °C высокотемпературные поверхности нагрева могут выполняться из сталей мартенситного класса без использования более дорогих аустенитных сталей. Однако повышение температуры на 100 °C меняет структуру металлозатрат, и доля аустенитных сталей, в том числе и никелевых сплавов с содержанием никеля до 40-45 %, становится равной 39 %, при этом наибольшее относительное снижение металлозатрат характерно для мартенситных сталей, доля которых снижается до 12 %.

Наличие изгиба кривых изменения стоимости создания КУ при температуре 700 °C объясняется отсутствием серьезных изменений в структуре металлозатрат и единственной причиной роста стоимости является увеличение абсолютной массы котла, вызванной дальнейшим снижением предела длительной прочности материала с ростом температуры и необходимостью увеличения площади поверхности нагрева пароперегревателей.

Из полученных зависимостей были сделаны следующие выводы:

- зависимость стоимости КУ от температуры пара имеет сложный, s-образный вид; параметры полученных кривых определяются изменением плотности, пределов долговременной прочности и цен на стали;
- температура оказывает более существенное влияние на изменение стоимости КУ;
- давление свежего пара с повышением температуры начинает оказывать более серьезное воздействие на рост капитальных вложений;
- с повышением температуры меняется структура металлозатрат в сторону увеличения доли аустенитных сталей; начальной точкой широкого использования сталей данного класса для изготовления пакетов пароперегревательных поверхностей нагрева является 620 °С;
- энергоблоки на УСКП пара лежат в области новой «площадки» s-образной кривой, что обусловлено использованием для их изготовления перспективных сталей, с максимальной рабочей температурой до 760 °С, т.е. УСКП энергоблоки можно считать новым уровнем паротурбинной технологии.

4.2 Оценка стоимости создания высокотемпературной паровой турбины

Также как для котельного агрегата применительно к высокотемпературной паротурбинной установке были проведены модельные расчеты, в результате которых были получены оценки изменения стоимости ПТУ от начальных давления и температуры пара.

Исходные технические характеристики турбины-прототипа, приведенные в таблице 3.12 раздела 3.4, остались неизменными. Расчетные оценки изменения стоимости ПТУ от P_0 и t_0 приведены на рисунках 4.4, 4.5 и таблице 4.2

Анализ рисунка 4.4 позволяет сделать главный вывод о влиянии давления и температуры свежего пара на стоимость ПТУ, который в некоторой степени повторяет вывод, сделанный по результатам анализа стоимостных кривых КУ: температура свежего пара оказывает существенно более сильное влияние на стоимость энергоагрегата, чем давление. Переход от параметров пара 35 МПа / 580 °С к параметрам 35 МПа / 720 °С привел к росту стоимости от 4,42 млрд до 5,75 млрд руб., то есть на 30,1 %. При этом повышение начального давления на 9 МПа до 35 МПа при температурах свежего пара 580 °С и 720 °С приводят к росту стоимости создания ПТУ на 2,1 % и 4,92 % соответственно. Результаты показывают, что давление пара оказывает меньшее влияние на стоимость ПТУ, чем КУ. Это может быть объяснено конструкцией паровой турбины, где единственной деталью, масса которой сильно зависит от давления и при этом находится в зоне высоких температур, является внутренний и внешний корпус ЦВД, доля которых в общей массе ЦВД составляет 25-30 %. При этом в КУ масса всех узлов, эксплуатируемых в условиях высоких температур зависит имеет нелинейную зависимость от давления.

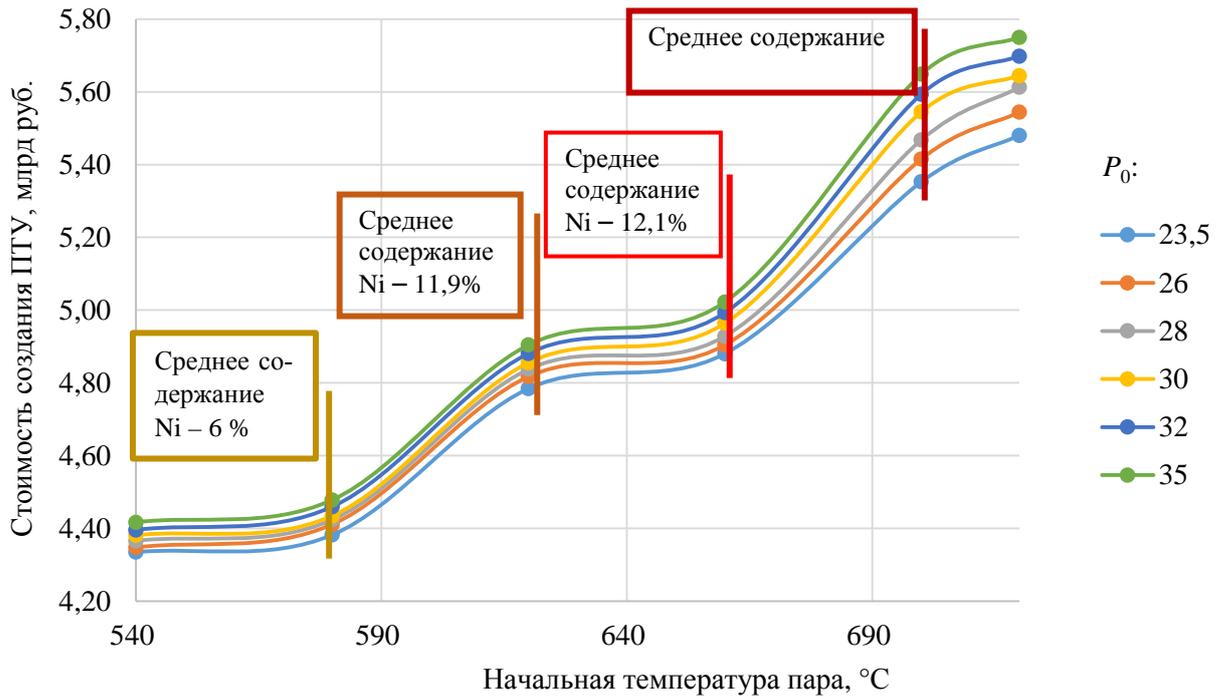


Рисунок 4.4 – Оценка изменения стоимости создания ПТУ при изменении температуры свежего пара для различных значений начального давления

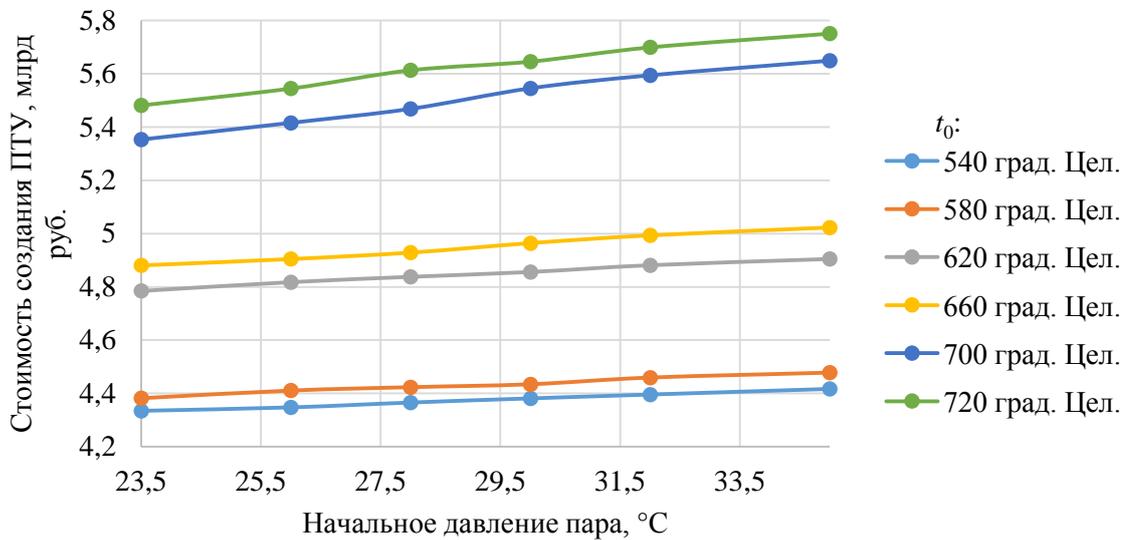


Рисунок 4.5 – Оценка изменения стоимости создания ПТУ при изменении давления свежего пара для различных значений начальной температуры

Таблица 4.2 – Оценка изменения стоимости создания ПТУ при изменении температуры свежего пара для различных значений начального давления

P_0 , МПа	Стоимость создания ПТУ, млрд руб.					
	$t_0 = 540$ °С	$t_0 = 580$ °С	$t_0 = 620$ °С	$t_0 = 660$ °С	$t_0 = 700$ °С	$t_0 = 720$ °С
23,5	4,335	4,382	4,784	4,88	5,648	5,75
26	4,347	4,423	4,817	4,904	5,59	5,698
28	4,366	4,434	4,837	4,928	5,544	5,644
30	4,380	4,446	4,855	4,964	5,467	5,612
32	4,396	4,459	4,88	4,99	5,41	5,544
35	4,417	4,478	4,9	5,022	5,35	5,48

Наличие у кривых, представленных на рисунке 4.4, двух участков быстрого роста стоимости с увеличением температуры пара: первый – в диапазоне температур 580-620 °С, второй – 660-720 °С, обусловлено сложными условиями эксплуатации ряда деталей паровых турбин, испытывающими в условиях высоких температур разнонаправленные динамические и статические нагрузки, в частности, лопаточный аппарат и ротор паровой турбины, к которым предъявляют особые требования по сопротивляемости многоциклового усталости. В частности, предельная рабочая температура стали 15X11МФ, которая широко применяется для изготовления рабочих лопаток турбин на СКП пара, составляет 560 °С. Переход к температуре 580 °С требует применения более дорогой стали 12X18Н9Т с предельной рабочей температурой 600 °С.

Продолжение роста стоимости паровой турбины после 700 °С в отличие от КУ также объясняется более тяжелыми условиями работы некоторых деталей, в частности, ротора и рабочих лопаток. В попытках обеспечить ресурс работы этих деталей 100000-200000 часов создаются стали с содержанием никеля до 73-74 %. Примером такой стали является ХН70ВМЮТ, которая в силу большой доли никеля в химическом составе имеет значительно более высокую стоимость. Однако, поскольку высокотемпературная зона паровой турбины локализована в нескольких ступенях ЦВД (в левом токе), существенное увеличение затрат на изготовление отдельных деталей не приводит к образованию дополнительного излома, за которым скорость роста стоимости имела бы более высокое значение.

В итоге были сделаны следующие выводы о зависимости стоимости паротурбинной установки от изменения термодинамических параметров пара:

- температура оказывает существенное влияние на стоимость ПТУ; переход от ССКП (26 МПа / 580 °С) к УСКП (35 МПа / 720 °С) пара увеличивает стоимость ПТУ на 32,64 %;
- рост давления приводит к росту стоимости ПТУ. При более высокой температуре влияние давления оказывается существеннее. Однако зависимость стоимости от давления носит линейный характер;
- по сравнению с КУ повышение давления оказывает меньшее влияние на стоимость ПТУ.

– кривая зависимости стоимости ПТУ от температуры для всех значений давления имеет три излома и характеризуется двумя участками, где скорость роста стоимости значительно выше.

4.3 Оценка стоимости создания высокотемпературного энергоблока

Стоимость паровой турбины и котельной установки в сумме является ключевой составляющей капитальных вложений в строительство энергоблока. Доля стоимости ПТУ и КУ в структуре затрат на строительство энергоблока со сверхкритическими параметрами пара мощностью 800 МВт составляет примерно 15-20 % [17]. Остальное – затраты на вспомогательное оборудование (ВО) и системы, а также строительно-монтажные и пуско-наладочные работы.

Вспомогательное оборудование угольной станции включает в себя систему пылеприготовления (транспортеры кускового топлива, мельницы, дробилки), дутьевые вентиляторы, дымососы, питательные насосы, систему гидрозолоудаления, циркуляционные насосы. Повышение температуры и давления требует внесения корректировок в выбор моделей вспомогательных машин.

Повышение давления свежего пара вынуждает использовать мощные насосы, обеспечивающие большой напор. Мощность насоса прямо пропорционально зависит от напора в соответствии с формулой (4.1).

$$N_H = Q \cdot \rho \cdot H \cdot g, \quad (4.1)$$

где Q – подача, м³/с;

ρ – плотность воды, кг/м³;

H – напор, м;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Увеличение мощности установки в силу увеличения проходного сечения и размеров проточной части неизбежно ведет к увеличению ее массы, а, соответственно и стоимости. Согласно открытым данным по стоимости центробежных насосов при условии неизменной подачи увеличение напора увеличивает стоимость насоса линейно. Кривая, характеризующая изменение стоимости центробежных насосов, показана на рисунке 4.6.

Повышение начальной температуры пара не влияет на выбор материала, из которого изготавливается насос. Температура воды в питательной линии меняется незначительно. При переходе от СКП к УСКП пара температура воды повышается с 274 до 314 °С.

Однако повышение температуры пара при условии неизменности его расхода приводит к увеличению расхода топлива, а, следовательно, и расхода воздуха, необходимого для горения и

уходящих газов. Процессы измельчения, подачи воздуха и удаления дымовых газов обеспечивают соответственно мельницы, вентиляторы (воздуходувки) и дымососы. Каждая из перечисленных единиц оборудования включает в себя электродвигатель, мощность которого увеличивается при соответствующем увеличении производительности или расхода установки. Стоимость двигателя в зависимости от типа установки формирует до 75-85 % стоимости установки и при этом его стоимость меняется линейно (рисунок 4.6).

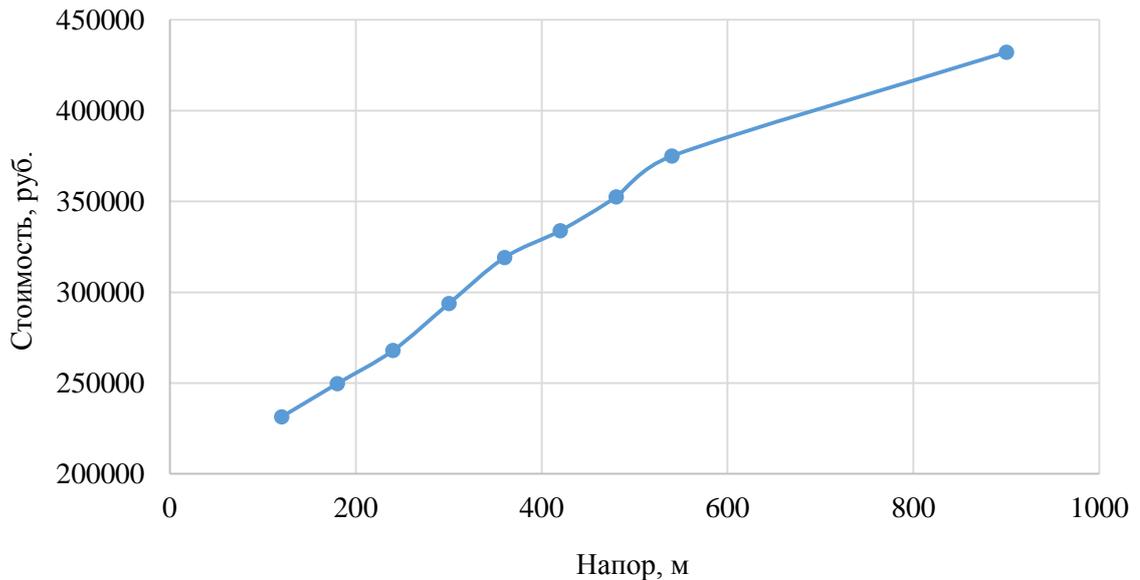


Рисунок 4.6 – Кривая изменения стоимости центробежных насосов ($Q = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$)

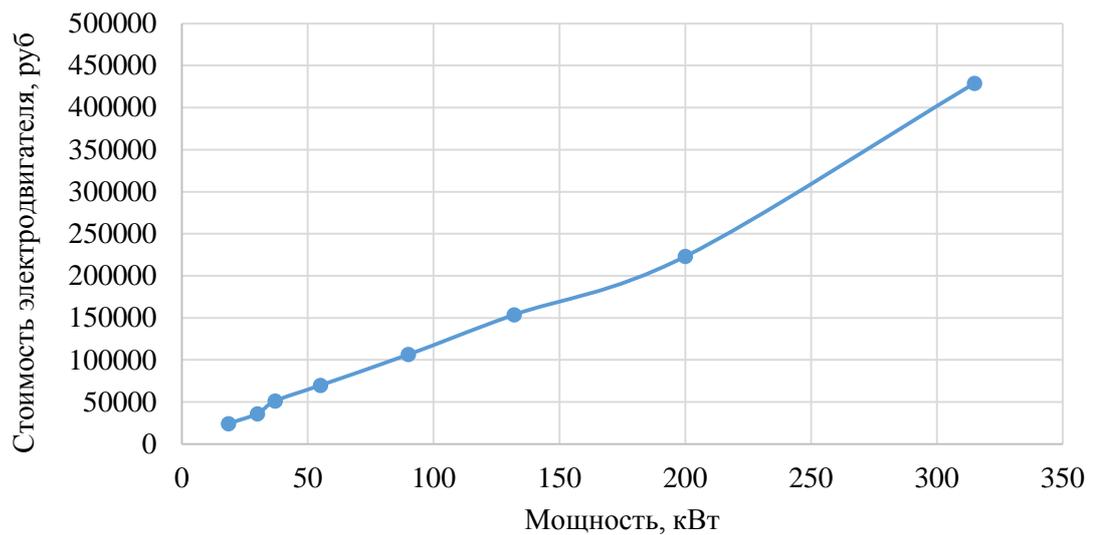


Рисунок 4.7 – Кривая изменения стоимости электродвигателя переменного тока

Анализ рисунков 4.6 и 4.7 позволяет сделать однозначный вывод о том, что повышение начальных параметров пара меняет стоимость вспомогательного оборудования в меньшей степени, чем стоимость основного энергетического оборудования. Затраты на строительные и пуско-наладочные работы в виду отсутствия значительных изменений линейных габаритов основного энергетического оборудования при неизменной технологической сложности энергетической системы можно считать в абсолютном выражении неизменными. Соответственно, доля капитальных вложений в создание энергоблока с повышением параметров пара будет расти. Для определения изменения доли стоимости основного энергетического оборудования в структуре капитальных вложений необходимо выстроить кривую изменения стоимости вспомогательного оборудования. В качестве опорной точки будет выбран энергоблок с параметрами пара 23,5 МПа / 540 °С. Доля стоимости вспомогательного оборудования в таком энергоблоке составляет около 25 %. Строительно-монтажные (СМР) и пуско-наладочные работы (ПНР) в общей сложности на ТЭС составляют 60 %. Связав начальную точку кривой, характеризующую изменение стоимости вспомогательного оборудования, с точкой, в которой известна доля вспомогательного оборудования, и сохраняя угол наклона при условии неизменности абсолютной величины затрат на ПНР и СМР, была получена диаграмма, характеризующая изменение доли основного энергетического оборудования в структуре капитальных вложений (рисунок 4.8).

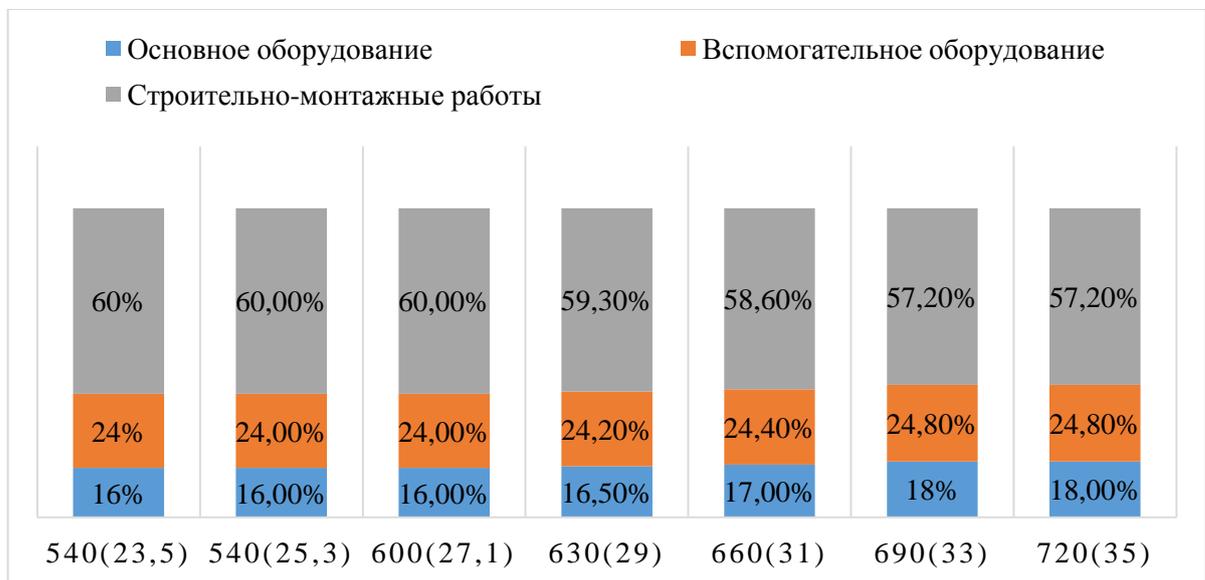


Рисунок 4.8 – Изменение структуры капитальных вложений на строительство угольного энергоблока при повышении начального давления и температуры пара

Используя данные, представленные на рисунке 4.8, была построена совокупность кривых, характеризующих изменение величины затрат на строительство высокотемпературных энергоблоков (рисунок 4.9, таблица 4.3).

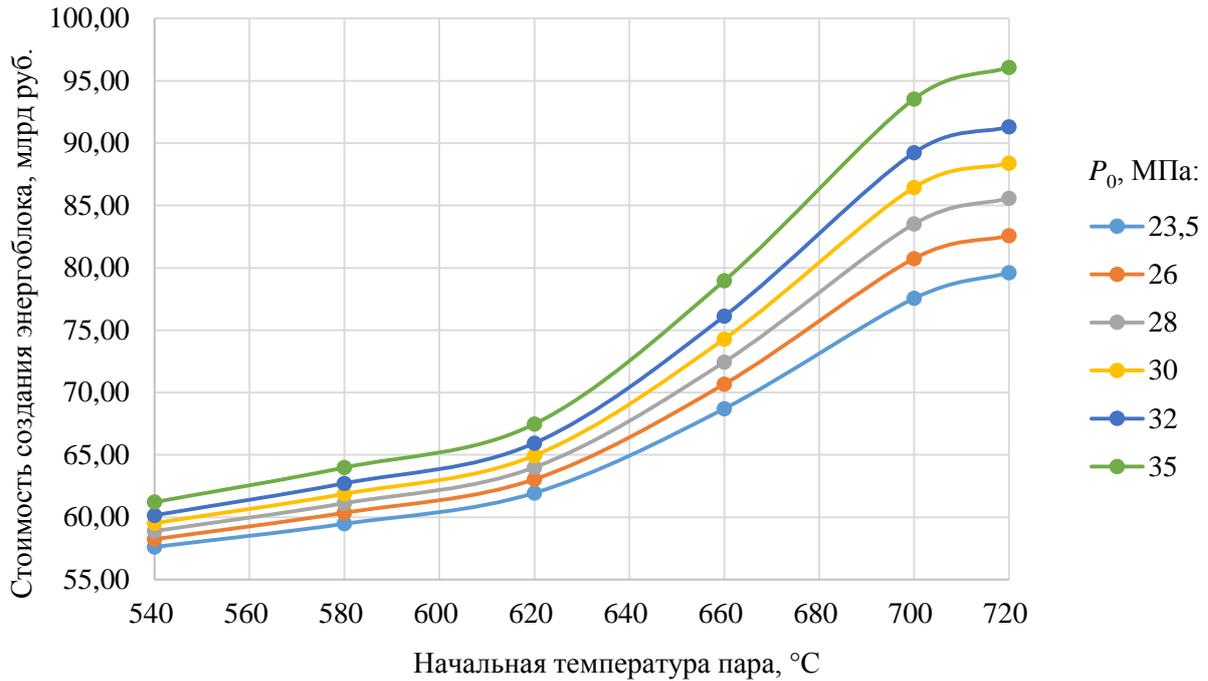


Рисунок 4.9 – Изменение капитальных затрат на строительство пылеугольного энергоблока при различных комбинациях начальных параметров пара

Таблица 4.3 – Изменение капитальных затрат на строительство пылеугольного энергоблока при различных комбинациях начальных параметров пара

P_0 , МПа	Стоимость создания КУ, млрд руб.					
	$t_0 = 540$ °C	$t_0 = 580$ °C	$t_0 = 620$ °C	$t_0 = 660$ °C	$t_0 = 700$ °C	$t_0 = 720$ °C
23,5	57,61	59,470	61,940	68,697	77,543	79,609
26	58,237	60,350	63,039	70,666	80,740	82,578
28	59,259	61,123	63,997	72,438	83,515	85,580
30	59,529	61,870	64,944	74,288	86,443	88,380
32	60,15	62,710	65,940	76,112	89,225	91,300
35	61,213	63,980	67,470	78,956	93,536	96,077

Рост температуры пара при постоянном давлении оказывает существенное влияние на стоимость энергоблока. Так, повышение температуры свежего пара с 540 до 720 °C приводит к увеличению стоимости создания энергоблока в 1,6 раза (при давлении 35 МПа). Аналогичное увеличение температуры при давлении свежего пара 26 МПа поднимает величину капиталозатрат в 1,37 раза. Изменение давления пара оказывает тем более существенное влияние на стоимость энергоблока, чем выше температура пара. При фиксировании начальной температуры пара на уровне 580 °C рост давления с 23,5 до 35 МПа приводит к увеличению капиталозатрат на строительство энергоблока на 5,1 %. Если повысить температуру до 720 °C, то повышение давления на ту же величину приведет к удорожанию блока на 20,7 %.

Характер полученных кривых стоимости энергоблока определяется в первую очередь характером кривых стоимости энергетического оборудования. Отсутствие «площадки» в графике изменения стоимости энергоблока объясняется большим углом наклона кривых стоимости котельного агрегата. Сложение кривых стоимости энергетического оборудования нивелирует горизонтальный участок графиков изменения стоимости ПТУ.

Другой особенностью полученных зависимостей изменения величины капитальных затрат на строительство энергоблока является наличие двух изломов: первый в области температуры пара 620 °С, второй – 700 °С. Положение данных точек также объясняется наличием изломов в графиках изменения стоимости создания энергетического оборудования.

4.4 Оценка себестоимости производства электрической энергии на высокотемпературных энергоблоках

Одним из важнейших показателей конкурентоспособности технологии является себестоимость производства электроэнергии. При переходе на более высокие начальные параметры пара за счет увеличения эффективности энергоблока существенно снижается расход топлива на производство 1 кВт·ч энергии, но при этом стоимость самого энергоблока значительно возрастает из-за необходимости использования более дорогих материалов для высокотемпературных частей. Поэтому для того, чтобы судить об экономической целесообразности технологии, необходимо определить себестоимость производства электроэнергии для энергоблоков с повышенными параметрами пара.

При расчете себестоимости электроэнергии были использованы оценки капитальных вложений в создание высокотемпературного энергоблока, представленные в разделе 4.3 диссертации. Для этого была дана оценка стоимости основного оборудования в зависимости от параметров пара.

Себестоимость производства электрической энергии на паротурбинной ТЭС $C_{ЭЭ}$ определяется по формуле (4.2).

$$C_{ЭЭ} = I_{\text{топл}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{рем}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{пр}}, \quad (4.2)$$

где $I_{\text{топл}}$ – топливная составляющая издержек, руб;

$I_{\text{ам}}$ – издержки на амортизацию, руб;

$I_{\text{рем}}$ – ремонтные издержки, руб;

$I_{\text{зп}}$ – издержки на заработную плату, руб;

$I_{\text{пр}}$ – прочие издержки, которые объединяют ряд статей, имеющих небольшой удельный вес в структуре себестоимости, руб.

Все издержки делятся на две составляющие:

- переменные издержки;
- постоянные издержки.

а) Переменные издержки, суммарная величина которых прямо пропорциональна объемам производства электрической энергии, при этом их величина на выработанный кВт·ч остается постоянной.

На тепловых электростанция самой крупной статьей затрат являются издержки на топливо, размер которых напрямую зависит от объема выработки электроэнергии. В тепловой энергетике данный вид издержек составляет более 55-70 % от себестоимости энергии и напрямую зависит от эффективности энергоблока. Величина топливных издержек может быть оценена с помощью формул (4.3) и (4.4).

$$I_{\text{топл}} = B_{\text{т}} \cdot \left(1 + \frac{\alpha_{\text{п}}}{100}\right) \cdot C_{\text{топл}}, \quad (4.3)$$

$$B_{\text{т}} = b \cdot N_{\text{выр}} \cdot h_{\text{уст}}, \quad (4.4)$$

где $B_{\text{т}}$ – годовой расход натурального топлива, тонн;

$\alpha_{\text{п}}$ – потери твердого топлива при транспортировке, для твердого топлива – 0,5 %;

$C_{\text{топл}}$ – цена на топливо (текущая цена на энергетический уголь марки ДГР составляет 1500 руб./т);

$b = \frac{b_{\text{усл}} \cdot Q_{\text{н, усл}}^{\text{раб}}}{Q_{\text{н, реальн}}^{\text{раб}}}$ – удельный расход реального топлива на выработанный кВт·ч, кг/кВт·ч;

$b_{\text{усл}} = \frac{\eta}{0,123}$ – удельный расход условного топлива на выработанный кВт·ч, кг/кВт·ч;

$N_{\text{выр}}$ – величина выработанной электроэнергии, кВт·ч;

$h_{\text{уст}}$ – установленное число часов работы электростанции в год, в расчете принимается 8760 ч.

Для определения значений начальных параметров пара, обеспечивающих с течением времени минимум себестоимости производства электрической энергии, необходимо сформировать прогноз изменения цены на энергетический уголь. Прогноз цен представлен на рисунке 4.10. Прогноз представляет собой линейную экстраполяцию тренда повышения цен на уголь, наблюдаемое в России с 2003 по 2015 г. (по данным Министерства энергетики РФ) [98].

Крайней датой построения прогноза был выбран 2035 г., поскольку эта дата является на сегодняшний день горизонтом стратегического планирования развития энергетической отрасли. Расчет себестоимости для этой точки позволит определить оптимальные по критерию минимума себестоимости сочетания начальных параметров пара в европейских условиях и соотнести полученные результаты с тенденциями развития паротурбинных технологий в этих странах.

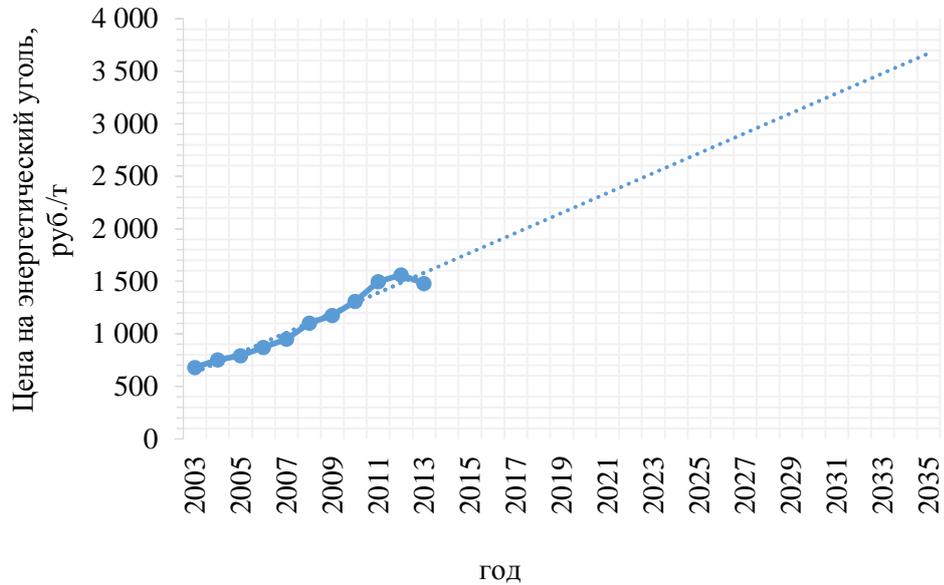


Рисунок 4.10 – Прогноз роста цен на энергетический уголь в России до 2035 г.

б) постоянные издержки, суммарная величина которых на станции всегда остается постоянной, но их значение на выработанный кВт·ч изменяется в зависимости от выработки электроэнергии, рассчитываются по формуле (4.5).

$$C_{\text{пост}} = \frac{\Sigma I_{\text{пост}}}{N_{\text{выр}}}, \quad (4.5)$$

К постоянным издержкам относятся издержки на амортизацию, заработная плата рабочего и административно-управленческого персонала, отчисления на ремонт, а также прочие издержки на станции.

1) Издержки на амортизацию $I_{\text{ам}}$ определяются на основе формулы (4.6).

$$I_{\text{ам}} = N_{\text{ам}} \cdot K, \quad (4.6)$$

где $N_{\text{ам}}$ – норма амортизационных отчислений, %;

K – величина капиталовложений в энергоблок, млрд руб.

Норма амортизации определяется с учетом структуры основных средств и величины срока службы оборудования.

2) Издержки на ремонт включают в себя стоимость материалов и запасных частей для ремонта, заработную плату ремонтного персонала и отчисления с нее во внебюджетные фонды, стоимость услуг сторонних ремонтных организаций. Для укрупненного расчета расходы на ремонт $I_{\text{рем}}$ определяются по формуле (4.7) как доля от капиталовложений.

$$I_{\text{рем}} = \beta_{\text{рем}} \cdot K, \quad (4.7)$$

где $\beta_{\text{рем}}$ – доля отчислений в ремонтный фонд, %.

Учитывая то, что энергоблоки с УСКП пара находятся на стадии освоения, а также работу при повышенных нагрузках, в расчетах увеличиваем долю ремонтных отчислений с возрастанием параметров пара.

3) Издержки на заработную плату определяются на основе информации о количестве персонала на станции и средней заработной плате.

Количество персонала на станции, прежде всего, зависит от типа станции и ее установленной мощности. Для энергоблоков мощностью 800-1200 МВт численность персонала в соответствии с нормативами численности промышленно-производственного персонала на тепловых электростанциях составляет порядка 185 чел. Так как строительство подобного типа энергоблоков планируется в Восточной Сибири, возьмем среднемесячную заработную плату в сфере энергетики в данном регионе, которая составляет порядка $Z_{\text{персонала}} = 42000$ руб./мес.

Численность административно-управленческого персонала по нормативам была принята равной 29 чел. со среднемесячной заработной платой $Z_{\text{АУП}} = 50000$ руб./мес.

Отчисления с заработной платы сотрудников во внебюджетные фонды на текущий момент составляют 30,2 % от фонда оплаты труда.

Таким образом, годовые издержки на заработную плату определяются по (4.8):

$$I_{\text{ЗП}} = (n_{\text{персон}} \cdot Z_{\text{персон}} + n_{\text{АУП}} \cdot Z_{\text{АУП}}) \cdot (1 + \alpha_{\text{соц}}) \cdot 12, \quad (4.8)$$

где $Z_{\text{персон}}$ – среднемесячная заработная плата производственного персонала, руб./мес;

$n_{\text{персон}}$ – численность производственного персонала, чел.;

$Z_{\text{АУП}}$ – среднемесячная заработная плата административно-управленческого персонала, руб./мес;

$n_{\text{АУП}}$ – численность административно-управленческого персонала, чел.;

$\alpha_{\text{соц}}$ – отчисления с заработной платы во внебюджетные фонды (30,2 %).

4) Прочие издержки в укрупненных расчетах могут быть определены как доля от других постоянных составляющих издержек по формуле (4.9)

$$I_{\text{пр}} = 0,25 \cdot (I_{\text{ам}} + I_{\text{рем}} + I_{\text{зп}}). \quad (4.9)$$

Переход на более высокие параметры пара снижает затраты топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии, а это значит, что переменная составляющая затрат в структуре себестоимости будет уменьшаться.

Постоянные же затраты, такие как амортизация, ремонтные и прочие издержки, наоборот, возрастают в связи с увеличением стоимости энергоблока.

Расчет себестоимости производства электрической энергии был произведен для нескольких значений цен на энергетический уголь, определенных в соответствии с прогнозом, представленным на рисунке 4.11. В частности, были получены значения себестоимости производства электрической энергии для текущей цены на энергетический уголь марки ДГР (1500 руб./т) и прогнозных цен на уголь в 2035 г. – 3100 руб./т. Также для осуществления сравнения условий функционирования угольных электростанций в России и Японии был проведен расчет себестоимости отпуска электроэнергии для цены на энергетический уголь в Японии – 6350 руб./т). Полученные результаты приведены на рисунках 4.11, 4.12, 4.13.

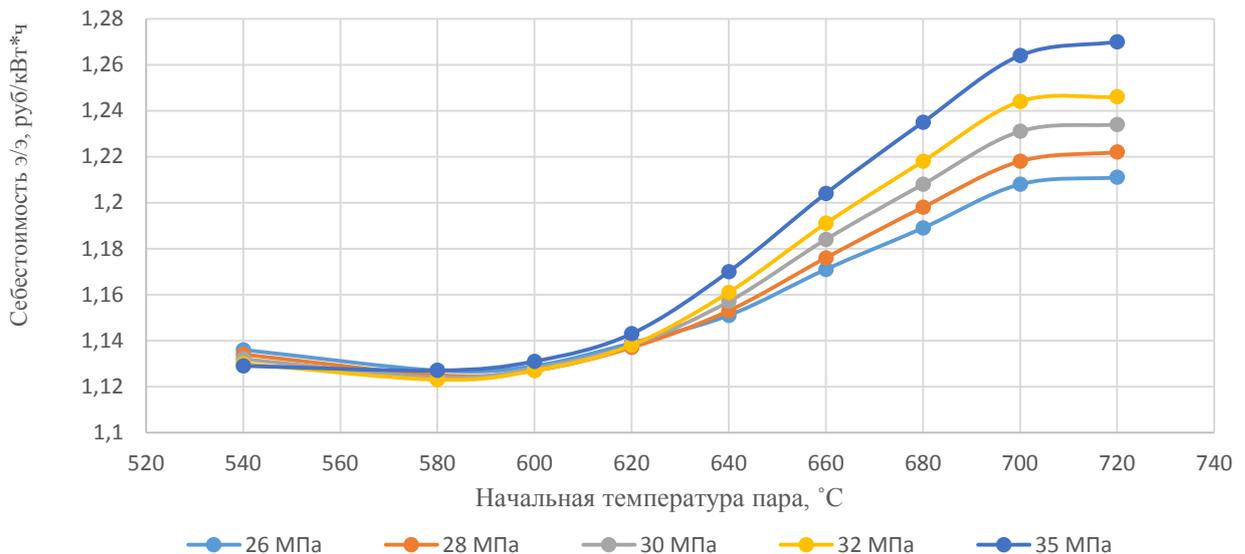


Рисунок 4.11 – Изменение себестоимости производства электрической энергии при изменении температуры свежего пара для различных давлений (цена на уголь 1500 руб./т, 2015 г.)

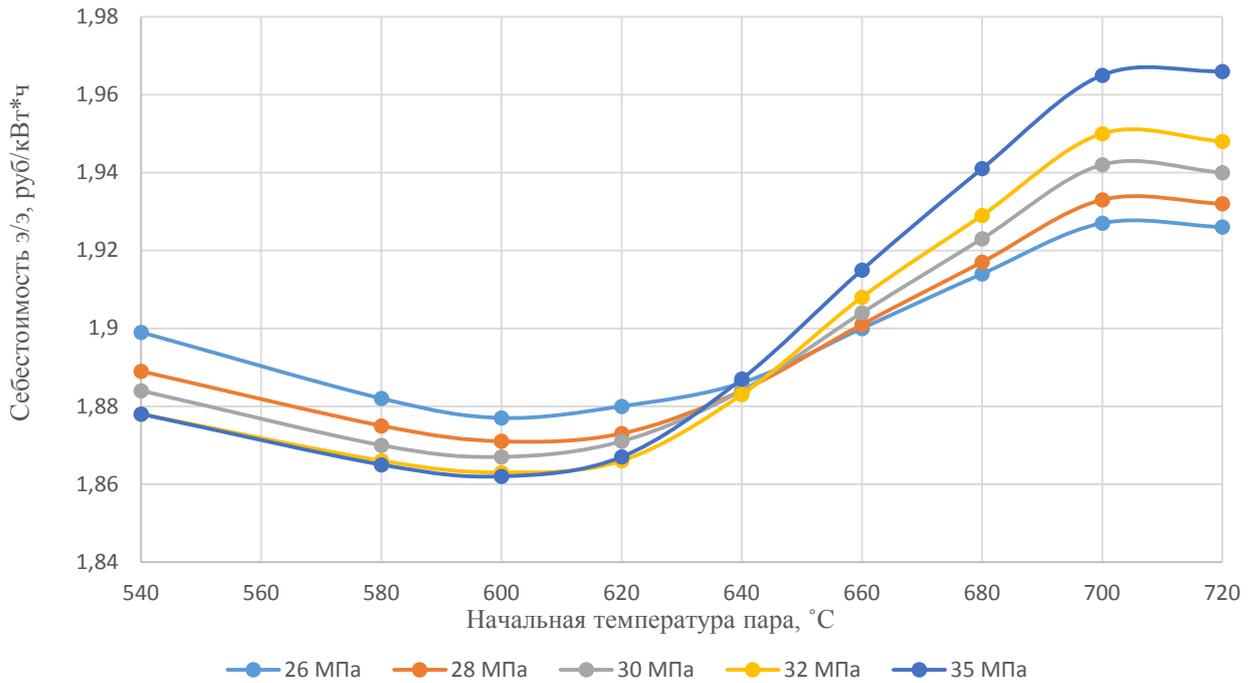


Рисунок 4.12 – Изменение себестоимости производства электрической энергии при изменении температуры свежего пара для различных давлений (цена на уголь 3100 руб./т, 2035 г.)

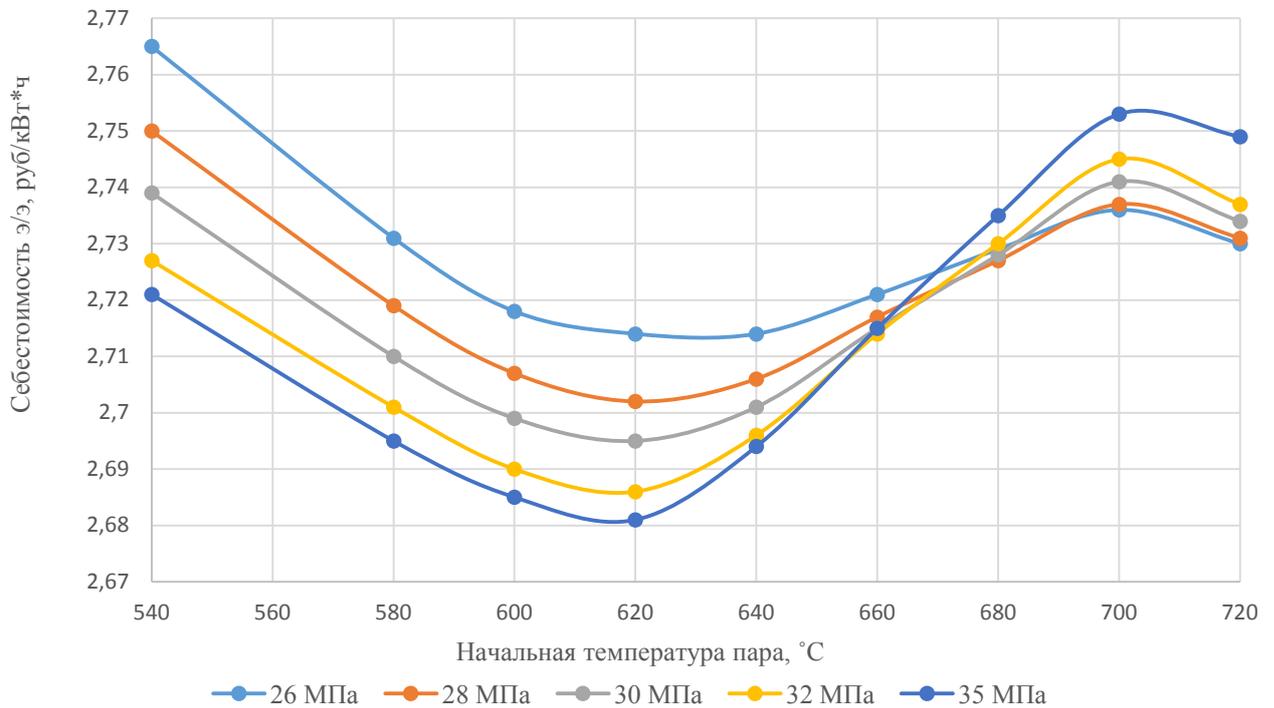


Рисунок 4.13 – Изменение себестоимости производства электрической энергии при изменении температуры свежего пара для различных давлений (цена на уголь 6350 руб./т, Япония, 2015 г.)

Анализ данных, представленных на рисунках с 4.11 по 4.13 позволяет сделать ряд выводов. Во-первых, оптимальное сочетание начальных параметров пара, при котором достигается минимум себестоимости, при повышении цен на угольное топливо с 1500 руб./т до 6350 руб./т смещается в сторону увеличения начальных параметров пара с 28-30 МПа / 580 °С к 35 МПа / 620 °С.

Во-вторых, полученные группы зависимостей с повышением цены на топливо «наклоняются» вправо и происходит постепенное снижение удельной себестоимости отпуска электрической энергии относительно точки минимума при высоких температурах пара, обратная тенденция наблюдается в левой части графика (зоны пониженных температур) – себестоимость отпуска электроэнергии напротив растет.

В-третьих, имеет место выравнивание графиков изменения себестоимости – относительная разница между максимумом и минимумом себестоимости отпуска электрической энергии снижается по мере роста цены на топливо. Так, при цене на топливо 1500 руб./т относительная разница себестоимости при оптимальных параметрах пара и УСКП составляет 12,69 %. При цене на топливо 6350 руб./т разница между максимальной (для параметров пара 26 МПа / 540 °С) и минимальной себестоимостью падает до 2,94 %. Данная закономерность объясняется ростом в структуре издержек топливной составляющей и снижением влияния на себестоимость постоянных издержек, зависящих от капитальных вложений в строительство энергоблока.

В-четвертых, сочетания начальных параметров пара, которые принято относить к УСКП пара (32-35 МПа / 680-720 °С) в силу высокой стоимости создания энергоблока не обеспечивают снижения себестоимости по сравнению с более низкими параметрами пара даже при очень высокой цене на уголь (в 4,23 раза превышающей текущий уровень цен). Это объясняется интенсивным ростом капитальных вложений в строительство энергоблока в этом диапазоне температур. Скачок, в свою очередь, объясняется существенным ростом цены на аустенитную сталь с большим содержанием никеля. Способом повышения конкурентоспособности УСКП технологии является либо снижение цен на стали, либо разработка технических решений, обеспечивающих сокращение доли жаропрочных и жаростойких сталей в структуре металлозатрат.

В-пятых, при высокой (европейской) цене на уголь с повышением начальной температуры пара наблюдается пересечение кривых, которым соответствуют различные значения начального давления пара. Наличие пересечения объясняется повышением цены на топливо и, соответственно, значимости фактора экономичности энергоблока при определении себестоимости производства электроэнергии. При такой цене на уголь (6350 руб./т) повышение стоимости энергоблока из-за роста P_0 до температуры пара 670 °С оказывает меньшее влияние на себестоимость, чем соответствующее повышение КПД энергоблока. Однако при переходе через данную точку повышение давления начинает оказывать более существенное влияние на стоимость энерго-

блока, что приводит к чрезмерному росту себестоимости отпуска электроэнергии из-за роста издержек на амортизацию и ремонты и «скручивает» график, в результате чего минимальную себестоимость электроэнергии при температуре свежего пара более 670 °С обеспечивает достаточно низкое начальное давление пара – 26-28 МПа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках диссертационной работы получены следующие новые научные результаты:

1. Определены степень и характер влияния начальной температуры и давления пара на массогабаритные характеристики деталей высокотемпературной паровой турбины и парового котла. Показано, что повышение давления свежего пара приводит к увеличению массы поверхностей нагрева котельной установки на 55-60 %, а паровой турбины – на 10-18 %. В свою очередь, при повышении температуры пара с 580 до 720 °С масса поверхностей нагрева котельной установки увеличивается на 22-32 % (более высокое значение соответствует более высокому давлению – 35 МПа), паровой турбины – на 12-15 %.

2. Установлена зависимость между оптимальным значением давления промежуточного перегрева пара и температурой питательной воды. Показано, что повышение температуры питательной воды на 40 °С смещает оптимум давления пара промежуточного перегрева на 0,8-1,0 МПа в сторону больших значений, что обусловлено повышением среднеинтегральной температуры подвода теплоты в цикл до промежуточного перегрева пара, что снижает эффективность от промежуточного перегрева и приводит к необходимости увеличения среднеинтегральной теплоты подвода теплоты в цикл промежуточного перегрева путем увеличения давления промежуточного перегрева. Полученные закономерности сохраняются в диапазоне значений начального давления 26-35 МПа. На основе выявленных закономерностей были получены количественные оценки КПД нетто высокотемпературного энергоблока с однократным перегревом для множества значений начального давления и температуры пара: повышение температуры пара с 580 до 720 °С приводит к росту КПД энергоблока на 2,77 %, давления с 26 до 35 МПа – на 0,91 %.

3. Разработан комплекс моделей оценки стоимости высокотемпературной паровой турбины, котельной установки и энергоблока в целом, базирующихся на затратном подходе и отличающихся от существующих аналогов тем, что модели позволяют учитывать изменение структуры металлозатрат и массогабаритных характеристик деталей и узлов паровой турбины и котельного агрегата в зависимости от начальных параметров пара. На основе разработанных моделей оценки стоимости паровой турбины и котла сформирована модель оценки стоимости энергоблока.

4. Определены зависимости изменения стоимости основного энергетического оборудования и энергоблока в целом от начальных параметров пара: увеличение давления свежего пара с 26 до 35 МПа увеличивает стоимость котельной установки на 9,20-30,45 % (правой границе диапазона соответствует температура пара 720 °С, левой – 580 °С), паровой турбины – на 1,6 – 4,9 %, а энергоблока – на 6,25 – 20,69 %; повышение температуры свежего пара с 580 до 720 °С приводит к росту стоимости КУ на 81,2 – 114,7 %, паровой турбины – на 26 – 30 %, энергоблока – на 38,17 – 56,95 % (правой границе диапазона соответствует температура пара 720 °С, левой – 580 °С).

5. Определено количественное влияние начальных параметров пара на себестоимость отпуска электрической энергии при различных ценах на топливо. Установлены комбинации начального давления и температуры, обеспечивающие минимальную себестоимость отпуска электроэнергии при заданной стоимости угля. Так при текущей цене на топливо, равной 1500 руб./т, минимум себестоимости принимает значение 1,127 руб./кВт·ч и достигается при $P_0 = 30$ МПа и $t_0 = 580$ °С, а при прогнозной цене 6350 руб./т минимум себестоимости, равный 2,681 руб./кВт·ч, обеспечивается при более высоких параметрах пара – $P_0 = 35$ МПа, $t_0 = 620$ °С.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Обозначение величин

b	– удельный расход топлива, кг/кВт·ч; среднее расстояние между ступенями паровой турбины, м
B	– расход топлива, кг; собственные затраты изготовителя, руб.
$c_{\text{ф}}$	– фиктивная скорость рабочей среды, м/с
C	– скорость рабочей среды, м/с
d	– диаметр, м
D	– паропроизводительность, кг/с;
f	– площадь сечения, м ²
F	– площадь проходного сечения, м ²
g	– ускорение свободного падения, м/с ²
G	– расход пара, кг/с
h	– энтальпия, Дж/кг, кДж/кг
$h_{\text{уст}}$	– установленное число часов работы электростанции в год, час
H	– теплоперепад, кДж
K	– стоимость оборудования, капиталовложения, руб.
K_i	– коэффициент повышения (понижения) стоимости
K_p	– показатель рентабельности
l	– длина трубы, м
L	– длина корпуса, ротора, м
m	– количество ступеней турбины, шт.
M	– масса, кг
n	– количество, шт.
N	– количество, чел.; мощность, кВт, МВт
P	– давление, Па, кПа, МПа
Q	– теплота, Дж, кДж, МДж
r	– внутренний радиус, м
$r_{\text{корп}}$	– толщина стенки корпуса, мм
R	– внешний радиус, м
S	– площадь профиля, м ² ; стоимость, руб.
t	– температура, °С; относительный шаг решетки, м; количество сопловых и рабочих лопаток, шт.
u	– окружная скорость, м/с

v_0	– удельный объем рабочей среды, м ³ /кг
V	– объем выпускаемой продукции, шт.; объем, м ³
Y	– индекс изменения цен
z	– количество сопловых или рабочих лопаток решетки, м
α	– угол, °
$\alpha_{\text{соц}}$	– отчисления с заработной платы во внебюджетные фонды, %
$\beta_{\text{рем}}$	– доля ремонтных отчислений
δ	– толщина стенки, мм
ζ_p	– коэффициент гидравлического сопротивления
η	– КПД
ρ	– степень реактивности ступени, плотность, кг/м ³
$\rho\omega$	– массовая скорость, кг/м ² с
σ	– напряжение, МПа
τ	– длительность, час.
v	– удельный объем пара, м ³ /кг
φ	– коэффициент ослабления стенки сварного шва
ω	– скорость, м/с
Z	– затраты, руб.
I	– издержки, руб.
$N_{\text{ам}}$	– норма амортизации; ставка налога на прибыль
$N_{\text{пр}}$	– ставка налога на прибыль, руб.
C	– себестоимость производства электроэнергии, руб./кВт·ч; полная себестоимость производства одного объекта, руб.
Π	– цена, руб.

Индексы

ам	– амортизация
баз	– базовая
бр	– брутто
в	– восстановительная
внеш	– внешний
внут	– внутренний
внут.к	– внутренний корпус
внеш.к.	– внешний корпус
выр	– выработанная

гв	– горячий воздух
д	– диафрагма
диафр i	– диафрагма i-ой ступени
з/пл	– заработная плата
к	– конденсат
колл	– коллектор
карк	– каркас
корп	– корпус
котл	– котел
мет	– металл
нов	– новое
oi	– относительный внутренний
об	– оборудование
об.диафр	– обойма диафрагм
оборуд	– оборудование
общ	– общие
од	– однородный
осв	– освоение
п	– полная
п.в.	– питательная вода
п.од	– производство однородного
п.пар	– подвод пара
пн	– питательный насос
пов.нагр	– поверхность нагрева
пост	– постоянные
пп	– промежуточный перегрев, перегретый пар, паропроводы
пр	– прибыль
пром.п	– промежуточный перегрев
проч	– прочие
р	– рентабельность, ротор
р.л.	– рабочие лопатки
р.л.i	– рабочая лопатка i-ой ступени
раб	– рабочий
рем	– ремонт
рук	– руководитель
с.л.	– сопловые лопатки

с.л.і	– сопловая лопатка і-ой ступени
свар	– сварщик
спец.техн	– спецтехника
ст	– сталь
т	– топливо
тр	– трубы
турб	– турбина
уст	– установленное
ф	– фиктивная
хв	– холодный воздух
экв	– эквивалентный
0	– начальный, базовый, номинальный

Сокращения

АЭС	– атомная электрическая станция
ВО	– вспомогательное оборудование
ВП	– воздухоподогреватель
ВРЧ	– верхняя радиационная часть
ВТИ	– Всероссийский теплотехнический институт
ВЦГУ	– внутрицикловая газификация угля
ГРЭС	– государственная районная электростанция
ГТ	– газовая турбина
ГТУ	– газотурбинная установка
ГЭС	– гидроэлектростанция
ЕЭС	– Единая энергетическая система
КПД	– коэффициент полезного действия
КПИМ	– коэффициент полезного использования металла
КПП	– конвективный пароперегреватель
КС	– камера сгорания
КУ	– котельная установка
ЛМЗ	– Ленинградский металлический завод
НДС	– ставка налога на добавленную стоимость
НИОКР	– научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы
НРЧ	– нижняя радиационная часть
ОГК	– оптовая генерирующая компания

ОЭС	– Объединенная энергетическая система
ПВД	– подогреватель высокого давления
ПГУ	– парогазовая установка
ПН	– поверхность нагрева
ПНД	– подогреватель низкого давления
ПНР	– пуско-наладочные работы
ПП	– промежуточный перегрев
ППП	– промежуточный пароперегреватель
ПТ	– паровая турбина
ПТУ	– паротурбинная установка
РВД	– ротор высокого давления
РСД	– ротор среднего давления
СКП	– сверхкритические параметры
СМР	– строительно-монтажные работы
СО	– системный оператор
ССКП	– суперсверхкритические параметры пара
ТГК	– территориальная генерирующая компания
ТЭБ	– топливно-энергетический баланс
ТЭС	– тепловая электрическая станция
ТЭЦ	– теплоэлектроцентраль
УСКП	– ультрасверхкритические параметры
ХТЗ	– Харьковский турбинный завод
ЦВД	– цилиндр высокого давления
ЦВСД	– цилиндр высокого и среднего давления
ЦКС	– циркулирующий кипящий слой
ЦКТИ	– Центральный котлотурбинный институт
ЦНД	– цилиндр низкого давления
ЦНИИТ- МАШ	– Центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения
ЦСД	– цилиндр среднего давления
ЧВД	– часть высокого давления
ШПП	– ширмовый пароперегреватель
ЭК	– экономайзер

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Левина, Э. Рынок угля и производство электроэнергии на угле: глобальные перспективы / Э. Левина // Использование твердых топлив для эффективного и экологически чистого производства электроэнергии и тепла: Сборник материалов II международной научно-технической конференции. – М.: ОАО «ВТИ», 2014. – С. 17-30.
2. Схема и программа развития Единой энергетической системы России на 2016-2022 годы: утв. приказом Министерства энергетики Российской Федерации от 01.03.2016 г. № 147 // Справочно-правовая система «Консультант Плюс»: [Электронный ресурс] / Компания «Консультант Плюс».
3. Комаров, И. И. Экономико-математические инструменты структурной модернизации теплоэнергетики / И. И. Комаров, А. Н. Рогалев, А. Н. Вегера // Инновационная экономика и промышленная политика региона: Сборник трудов международной научно-практической конференции. – СПб.: Издательство Политехнического университета, 2015. – С. 139-152.
4. Генеральная схема размещения объектов электроэнергетики до 2020 года: утв. распоряжением Правительства РФ от 22.02.2008 № 215-р // Справочно-правовая система «Консультант Плюс»: [Электронный ресурс] / Компания «Консультант Плюс».
5. Деятельность: [Электронный ресурс] / Министерство энергетики Российской Федерации. – Режим доступа: www.minenergo.gov.ru/node/910.
6. Производственная структура электроэнергетики: [Электронный ресурс] / Агентство по прогнозированию балансов в электроэнергетике. – Режим доступа: http://www.e-apbe.ru/analytical/doklad2005/doklad2005_3.php#p21.
7. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года: утв. распоряжением Правительства РФ от 13.11.2009 № 1715-р // Справочно-правовая система «Консультант Плюс»: [Электронный ресурс] / Компания «Консультант Плюс».
8. BP Statistical Review of World Energy / British Petroleum. – London: UK, 2016. – 45 p.
9. Проект Энергетической стратегии России на период до 2035 года (редакция от 21.09.2016): [Электронный ресурс] / Министерство энергетики Российской Федерации. – Режим доступа: www.minenergo.gov.ru/node/1920.
10. Цанев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов; под ред. С. В. Цанева – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
11. Трухний, А. Д. Парогазовые установки электростанций: учебное пособие для вузов / А. Д. Трухний. – М.: Издательский дом МЭИ, 2013. – 648 с.

12. Komarov, I. The relevance of power generating capacities based on the combined cycle power plants of high power / I. Komarov, E. Lisin, O. Konova // *Czech Journal of Social Sciences Business and Economics*. – 2012. – № 1. – pp. 101-110.
13. Zaryankin, A. Superpowerful combined cycle power units with one gas turbine / A. Zaryankin, A. Mager, A. Rogalev, I. Komarov // *WIT Transactions on Ecology and the Environment*. – 2014. – № 190. – pp. 251-260.
14. Разработка принципиальных технических решений и выбор основных параметров тепловой схемы гибридного угольно-газового энергоблока мощностью 500-800 МВт. Разработка конструкции и экспериментальные исследования опытной модели камеры сгорания для угольно-газового энергоблока: Отчет о НИР (промежуточн.) / ОАО НПО «ЦКТИ»; рук. Верткин М. А. – СПб., 2013. – 72 с.
15. Усова, Г. И. Анализ работы освоенных ПГУ на твердом топливе / Г. И. Усова, С. И. Курбанова, А. В. Ременюк // *Энергосберегающие технологии: Сборник материалов международной молодежной конференции*. – Томск: Изд-во ООО «СПБ Графикс», 2011. – Том I. – С. 257-260.
16. Miro, R. Susta. Advanced clean coal technology for power generation an opportunity for coal revitalization // *Coalgen*. – 2007. – pp. 1-22.
17. Cost and performance data for power generation technologies / National Renewable Energy Laboratory / National Renewable Energy Laboratory. Golden: USA, 2013. – 105 p.
18. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов/ В. Я. Рыжкин; под ред. В. Я. Гиршфельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
19. Костюк, А. Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов / 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.
20. Создание научно-технического задела для разработки угольных энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара: Отчет о НИР (промежуточн. I этап) / ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев Н. Д. исполн.: Рогалев А. Н. [и др.]. – М., 2014. – 362 с.
21. Yeh, S. A centurial history of technological change and learning curves for pulverized coal-fired utility boilers / S. Yeh, E. S. Rubin // *Energy*. – 2007. – № 10(32). – pp. 1996-2005.
22. Yue, L. Dynamics of clean coal-fired power generation development in China / L. Yue // *Energy Policy*. – 2012. – № 51. – pp. 138-142.
23. Цибульский, С. А. Состояние и перспективы угольных энергоблоков на суперсверхкритические параметры пара / С. А. Цибульский, Н. Н. Галашов // *Энергетика: эффективность, надежность, безопасность: Сборник трудов XIX Всероссийской научно-технической конференции; т. 1*. – Томск: ТПУ, 2013. – С. 327-330.

24. Федоров, М. П. Энергетические технологии XXI столетия: тенденции развития. Часть 1. Энергетические технологии производства электро- и теплоэнергии, использующие невозобновляемые энергоресурсы / М. П. Федоров, В. Р. Огороков, Р. В. Огороков // Академия энергетики. – 2009. – № 3(29). – С. 12-25.
25. Лейзерович, А. Ш. Современные пылеугольные паротурбинные энергоблоки сверхкритического давления / А. Ш. Лейзерович // Энергохозяйство за рубежом. – 2009. – № 5(246). – С. 38-52.
26. Leyzerovich, A. A progress report: recent trends in steam parameters for supercriticals / Modern Power Systems. – 2009. – № 29(12). – pp. 31-39.
27. Тумановский, А. Г. Блок 1000 МВт на высоковлажном буром угле для ТЭС Нидераусем / А. Г. Тумановский, В. Р. Котлер, Ю. В. Вихрев // Электрические станции. – 2003. – № 11. – С. 69.
28. Тумановский, А. Г. О разработке угольного энергоблока с температурой перегрева 700 °С / А. Г. Тумановский, В. Р. Котлер // Энергохозяйство за рубежом. – 2007. – № 3. – С. 40-45.
29. Viswanathan, A critical look at supercritical power plants / R. Viswanathan, A.F. Armor, G. Booras // Power. – 2004. – № 148(3). – pp. 42-49.
30. Двизова, П. О. Перспективы развития угольной отрасли Кузбасса / П. О. Двизова, Т. А. Яркова // IV Всероссийская научно-практическая конференция студентов аспирантов и молодых ученых по естественно-научному, экономическому, юридическому и социогуманитарному направлениям: Сборник трудов; т. 3. – Новокузнецк: НФИ «КемГУ», 2014. – С. 149-152.
31. Об утверждении Долгосрочной программы развития угольной промышленности России на период до 2030 года: утв. распоряжение Правительства РФ от 24.01.2012 № 14-р // Справочно-правовая система «Консультант Плюс»: [Электронный ресурс] / Компания «Консультант Плюс».
32. Вихрев, Ю.В. Современное состояние разработок в области создания высокотемпературных материалов для пылеугольных энергоустановок ультраСКД / Ю.В. Вихрев // Энергетик. – 2015. – №. 6. – С. 31-32.
33. Weitzel, P. S. Advanced ultra-supercritical power plant (700 to 760C) design for Indian coal / P. S. Weitzel, J. M. Tanzosh, B. Boring, N. Okita, T. Takahashi, N. Ishikawa // Power-Gen Asia: Proceedings of the Conference. – Bangkok, Thailand, 2012.
34. Основы современной энергетики: Учебник для вузов в 2 т. / Под общ. ред. Е. М. Аметинова. Т. 1. Современная теплоэнергетика / Под. ред. А. Д. Трухня. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 472 с.
35. Сомова, Е. В. Европейский проект создания пылеугольного энергоблока на ультрасверхкритические параметры пара / Е. В. Сомова, А. Л. Шварц, Э. Х. Вербовецкий // Использование твердых топлив для эффективного и экологически чистого производства электроэнергии и тепла:

Сборник материалов II международной научно-технической конференции. – М.: ОАО «ВТИ», 2014. – С. 41-50.

36. Седлов, А. С. Высокотемпературные технологии производства электроэнергии на паротурбинных установках угольных электростанций / А. С. Седлов, Н. Д. Роголев, И. И. Комаров, И. В. Гаранин, А. Н. Роголев // Новое в российской электроэнергетике. – 2016. – № 9. – С. 6-22.

37. Lisin, E. Sustainable Modernization of the Russian Power Utilities Industry / E. Lisin, A. Rogalev, W. Strielkowski, I. Komarov // Sustainability. – 2015. – № 7. – pp. 11378-11400.

38. Viswanathan R. US Program on materials technology for ultrasupercritical coal-fired boilers / R. Viswanathan, R. Purgert, S. Goodstine, J. Tanzosh, G. Stanko, J. P. Shingledecker, B. Vitalis // Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants: Proceedings of the 5th International Conference. – Marco Island, USA, 2008. – pp. 1 -15.

39. Igarashi, M. Advances in materials technology for A-USC power plant boilers / M. Igarashi, H. Semba, M. Yonemura, T. Hamaguchi, H. Okada, M. Yoshizawa, A. Iseda // Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants: Proceedings from the 6th International Conference. – Santa Fe, USA, 2011. – pp. 72-85.

40. Стали и сплавы энергетического оборудования: справочник / С. Б. Рыжов, А. С. Зубченко, Ю. В. Каширский и др. / Под общей ред. С. Б. Рыжова. – М.: Машиностроение, 2008. – 960 с.

41. Lukowicz, H. The effect of the internal reheat application on the efficiency of the 900 MW ultra-supercritical coal-fired power unit / H. Lukowicz, S. Dykas, K. Stepczynska, S. Rulik // Archives of Thermodynamics. – 2011. – № 32(3). – pp. 127-144.

42. Updated capital cost estimates for utility scale electricity generating plants. Washington: U.S. Energy Information Administration, 2013. – 201 pp.

43. Engineering and economic analysis of an advanced ultra-supercritical pulverized coal power plant with and without post-combustion carbon capture. Palo Alto: Electric Power Research Institute, 2015. – 111 pp.

44. Viswanathan, R. US Program on materials technology for ultra-supercritical coal power plants / R. Viswanathan, J. F. Henry, J. Tanzosh, G. Stanko, J. Shingledecker, B. Vitalis, R. Purgert // Journal of Materials Engineering and Performance. – 2005. – № 14(3). – pp. 281-292.

45. Fukuda, M. Advanced USC technology development in Japan / M. Fukuda, E. Saito, Y. Tanaka, T. Takahashi, S. Nakamura, J. Iwasaki, S. Takano, S. Izumi // Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants: Proceedings from the 6th International Conference. – Santa Fe, USA, 2011. – pp. 325-341.

46. Maziasz, P. J. Defining the materials issues and research needs for ultra-supercritical steam turbines / P. J. Maziasz, I. G. Wright, J. P. Shingledecker, T. B. Gibbons, R. R. Romanosky // Advances

in Materials Technology for Fossil Power Plants: Proceedings from the 4th International Conference. – Hilton Head Island, USA, 2004. – pp. 602-620.

47. Nicol, K. Status of advanced ultrasupercritical pulverised coal technology (Dec 2013) / K. Nicol / Advanced-ultrasupercritical coal-fired power plants: Proceedings of the 2nd Workshop. – Rome, Italy, 2014.

48. Hendrix, H. Advantages of A-USC in pulverized coal units / H. Hendrix // Advanced-ultrasupercritical coal-fired power plants: Proceedings of the 2nd Workshop. – Rome, Italy, 2014.

49. Tao, Y. Progress of China 700 °C USC development program / Y. Tao // Advanced-ultrasupercritical coal-fired power plants: Proceedings of the 2nd Workshop. – Rome, Italy, 2014.

50. Technology Roadmap: High-Efficiency, Low-Emissions, Coal-Fired Power Generation. Paris: International Energy Agency, 2012. – 48 pp.

51. Резников, М. И. Паровые котлы тепловых электростанций / М. И. Резников, Ю. М. Липов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 240 с.

52. Общая характеристика стали марки ХН77ТЮР [Электронный ресурс] / ООО Компания «Стали Урала». – Режим доступа: <http://www.stali-urala.ru/info/779>.

53. Жаропрочные сплавы [Электронный ресурс] / ООО «НПК «Специальная металлургия». – Режим доступа: http://specstali.ru/catalog/Zharoprochnye_slavy.

54. Прайс-лист / ООО «ПрофПрокат»: [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.profprokat.ru/content/view/1290/1161>.

55. Марки сталей [Электронный ресурс] / ООО «ТД Ареал». – Режим доступа: <http://areal-metal.ru/marki-stalej>.

56. Либерман, Л. Я. Справочник по свойствам сталей, применяемых в котлотурбостроении / Л. Я. Либерман, М. И. Пейсихис; под ред. А. А. Канаева. – 2-е изд., расш. – Л.: Машгиз. – 1958. – 408 с.

57. Weizhong, F. The research on design and technology of new high efficiency supercritical unit – a kind of cross-compound steam turbine generator unit in a manner of elevated and conventional layer / F. Weizhong // Advanced-ultrasupercritical coal-fired power plants: Proceedings of the 2nd Workshop. – Rome, Italy, 2014.

58. Mankins, W. L. Microstructure and phase stability of Inconel alloy 617 / W. L. Mankins, J. C. Hosier, T. H. Bassford // Metall Trans. – 1974. – № 5(12). – pp. 2579-2590.

59. Петухов, А. Н. Многоцикловая усталость материалов и деталей газотурбинных двигателей / А. Н. Петухов // Проблемы прочности. – 2005. – № 3. – С. 5-21.

60. Соппротивление усталости металлов и сплавов: справочник / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский; ч. 1. – Киев: Наукова думка, 1987. – 347 с.

61. Трухний, А. Д. Стационарные паровые турбины / А. Д. Трухний. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.
62. Viswanathan, R. Materials for ultra-supercritical coal-fired power plant boilers / R. Viswanathan, K. Coleman, U. Rao // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – 2006. – №83(11-12). – p. 778-783.
63. Chongbin, W. Research on the Heating Surface Material Properties for 700C USC Boiler / W. Chongbin, X. Xueyuan, Z. Yufeng, J. Youngqiang // *Advanced-ultrasupercritical coal-fired power plants: Proceedings of the 2nd Workshop*. – Rome, Italy, 2014.
64. Viswanathan, V. Coal-fired power materials / V. Viswanathan, R. Purgert, P. Rawls // *Advanced Materials and Processes*. – 2008. – № 166(8). – pp. 47-49.
65. Дронов, П. В. Методика оценки машин и оборудования / В. П. Дронов. – М.: МФПА, 2005 – 58 с.
66. Экономика энергетики: учебник для вузов / Н. Д. Рогалев, А. Г. Зубкова, И. В. Мастерова и др.; под ред. Н. Д. Рогалева. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 320 с..
67. Кругликов, П. А. Техничко-экономические основы проектирования ТЭС и АЭС: письменные лекции / П. А. Кругликов. – СПб.: СЗТУ, 2003. – 118 с.
68. Щепотьев, А. В. Учебное пособие по дисциплине «Оценка стоимости предприятия (бизнеса)» / А. В. Щепотьев, А. А. Вязьмов, Т. Е. Карпова. – Тула: Тульский полиграфист, 2013. – 124 с.
69. Ронова, Г. Н. Оценка стоимости предприятий: учебно-методический комплекс / Г. Н. Ронова, П. Ю. Королев, А. Н. Осоргин, М. Р. Хаджиев. – М.: Издательский центр ЕАОИ, 2008. – 157 с.
70. Stepczynska-Drygas, K. Economic evaluation of A-USC power plant with CO₂ capture unit / K. Stepczynska-Drygas, S. Dykas, H. Lukowicz, D. Czaja // *Journal of Power Technologies*. – 2015. – № 95. – pp. 75-83.
71. Tola, V. Power generation plants with carbon capture and storage: a techno-economic comparison between coal combustion and gasification technologies / V. Tola, A. Pettinau // *Applied Energy*. – 2014. – № 113. – pp. 1461-1474.
72. Бельчикова, Е. С. Направления совершенствования методики оценки экономической эффективности энергопроектов / Е. С. Бельчикова // *Ползуновский вестник*. – 2013. - № 4(2). – С. 26-33.
73. Инвестиционная программа [Электронный ресурс] / ОАО «ОГК-3». – Режим доступа: http://www.ogk3.ru/ru-inv_programm.
74. Елисеев, Ю. В. Перспективные экологичные энергоблоки ТЭС на твердом топливе / Ю. В. Елисеев, Г. В. Ноздренко, В. С. Шепель // *Горение твердого топлива: Сборник докладов*

VIII Всероссийской конференции с международным участием. – Новосибирск: Издательство Института теплофизики СО РАН, 2012. – С. 42.1-42.7.

75. Рогалев, Н. Д. Состояние разработок в области создания угольных паротурбинных электростанций с сверхкритическими параметрами пара, превышающими 305 МПа и 700 °С / Н. Д. Рогалев, А. Э. Голодницкий, А. Г. Тумановский // Электрические станции – 2013. – № 3. – С. 12-21.

76. Характеристики турбоустановок. – Томск: Издательство ТПУ, 2014. – 29 с.

77. Дорохов, Е. В Основы проектирования тепловой схемы энергоблоков ТЭС на сверхкритических параметрах: учебное пособие / Е. В. Дорохов, А. С. Седлов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 152 с.

78. Piwowarski M. Optimization of steam cycles with respect to supercritical parameters // Polish Maritime Research. – 2009. – Т. 16. – №. Special. – С. 45-51.

79. Мейер, Х. И. Проект эффективного энергоблока мощностью 600 МВт на каменном угле / Х. И. Мейер, А. Г. Тумановский, В. Р. Котлер // Электрические станции. – 2005. – № 3. – С 67-71.

80. Котлер В. Р., Сосин Д. В. Опыт решения экологических проблем на новых угольных энергоблоках // Энергохозяйство за рубежом. – 2009. – №. 4. – С. 18-24.

81. Advanced Ultra-Supercritical Turbine Cycle [Electronic resource] / ENGSoft Incorporated – URL: http://www.engsoft.co.kr/ES_Rankine_e/Ultra_Supercritical_e.htm.

82. Долгушин, И. А. Исследование и совершенствование схемы ТЭС с котлом ЦКС для повышения эффективности и улучшения экологических показателей: Автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.14.14 / Долгушин Илья Александрович. – М., 2014. – 20 с.

83. Рябов, Г. А. Современное состояние и развитие технологии циркулирующего кипящего слоя в энергетике и ее применение для снижения выбросов парниковых газов / Г. А. Рябов, О. М. Фоломеев, Д. А. Санкин, Д. А. Мельников // Горение твердого топлива: Сборник докладов VIII Всероссийской конференции с международным участием. – Новосибирск: Издательство Института теплофизики СО РАН, 2012. – С. 87.1-87.10.

84. Robertson, A. 1300 °F 800 MWe USC CFB boiler design study / A. Robertson, S. Goidich, Z. Fan // Fluidized Bed Combustion: Proceedings of the 20th International Conference. – Xi'an, China, 2009.

85. Технология ЦКС имеет хорошую перспективу [Электронный ресурс] / Г. А. Рябов // Независимая газета: – 2007. – 27 июня. – Режим доступа: http://www.ng.ru/ng_energiya/2007-06-27/13_tech.html.

86. Modern boiler design / Burmeister & Wain Energy A/S, 2012. – 28 p.

87. Липов, Ю. М. Компоновка и тепловой расчет парового котла: учебное пособие для вузов / Ю. М. Липов, Ю. Ф. Самойлов, Т. В. Виленский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 208 с.

88. Беликов, С. Е. Котлы тепловых электростанций и защита атмосферы: учебное пособие для вузов / С. Е. Беликов, В. Р. Котлер. – М.: Аква-Терм, 2008. – 212 с.
89. Рунов, Б. Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов / Б. Т. Рунов. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 352 с.
90. Касилов, В. Ф. Исследование виброактивности регулирующих клапанов системы парораспределения ЦВД паровой турбины К-200-130 / В. Ф. Касилов, С. В. Калинин, В. М. Гвоздев, В. С. Карташов, Е. М. Емельянов // Теплоэнергетика. – 2001. – № 11. – С. 13-20.
91. Кроль, Л. Б. Основные особенности котельных агрегатов высокого и сверхкритического давления / Л. Б. Кроль. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 240 с.
92. Кяер, С. Опыт проектирования и эксплуатации энергоблоков на сверхкритические параметры пара в Дании / С. Кяер // Электрические станции, 2002. – № 3. – С. 63-68.
93. Теплоэнергетика и теплотехника: справочник в 4 кн. / Под общей ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. – 4-е изд., стер. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 4 кн.
94. Ящура, А. И. Система технического обслуживания и ремонта энергетического оборудования: справочник / А. И. Ящура. – М.: Издательство НЦ ЭНАС, 2016. – 504 с.
95. Создание научно-технического задела для разработки угольных энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара: Отчет о НИР (промежуточн., II этап) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев Н. Д. исполн.: Рогалев А. Н. [и др.]. – М., 2015. – 343 с.
96. Долицкий, Н. И. Техничко-экономические показатели производства стационарных паровых турбин: производственно-практическое издание / Н. И. Долицкий. – М.; Л.: Машиностроение, 1964. – 304 с.
97. Справочные сведения по синхронным генераторам тепловых и атомных электростанций / В. Н. Мазуркевич. – Минск: БНТУ, 2010. – 55 с.
98. Новак, А. В. Итоги работы ТЭК России в 2013 году. Задачи на среднесрочную перспективу [Электронный ресурс]: Презентация / А. В. Новак. – Москва, 2014. – 41 с. – Режим доступа: <http://minenergo.gov.ru/node/3378>.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Расчет тепловой схемы с начальными параметрами пара $P_0 = 35$ МПа, $t_0 = 720$ °С с однократным промежуточным перегревом пара ($P_{\text{пн}} = 6,25$ МПа, $t_0 = t_{\text{пн}}$)

Таблица А.1 – Исходные данные для расчета тепловой схемы (основные параметры)

Характеристика	Размерность	Величина
Промежуточный перегрев пара	шт.	1
Расход пара в голову турбины	кг/с	692,5
Температура острого пара	°С	720
Давление острого пара	МПа	35
Температура перегретого пара	°С	720
Давление перегретого пара	МПа	6,25
Давление в конденсаторе	кПа	5
Температура питательной воды	°С	322
Давление в деаэраторе	МПа	0,8
Схема включение деаэратора	На собственном 4-ом отборе	
Схема включение приводной турбины	Электропривод	
Внутренний относительный КПД ЧВД	доля	0,88
Внутренний относительный КПД ЧСД	доля	0,92
Внутренний относительный КПД ЧНД	доля	0,86
Величина утечек пара и конденсата	доля	1,5
Число ПВД	шт	3
Число ПНД	шт	4
Схема ПНД	3 поверх., 1 смеш. (предпослед. по ходу пара)	
Схема слива дренажа в ПНД	каскадная	
Недогревы в ПВД	°С	1,5
Недогревы в ПНД	°С	5

Таблица А.2 – Исходные данные для расчета тепловой схемы (вспомогательные параметры)

Характеристика	Размерность	Величина
Потери давления в группе стопорных и регулирующих клапанов	%	5
Потери давления в тракте промежуточного перегрева пара	%	10
Средний удельный объем воды в питательном насосе	м ³ /кг	0,0011
КПД питательного насоса	доля	0,85
Потери давления в тракте ПВД и ПК	%	40
Потери давления на гидравлическое сопротивление паропроводов ПВД	%	5
Потери давления на гидравлическое сопротивление паропроводов ПНД	%	5
Потери давления питательной воды в каждом ПВД	МПа	0,5
Отношение подогрева воды в ПВД-2 к ПВД-3 (рекомендация Рыжкина)	доля	1,8
Превышение давления в 4-ом оборе по отношению к давлению в деаэраторе	%	40
Подогрев воды в Д	°С	25

Продолжение таблицы А.2

Подогрев в охладителе дренажа (ОУ)	кДж/кг	20
Давление основного конденсата	МПа	1,120
КПД подогревателей	доля	0,990
КПД механический	%	0,990
КПД электрогенератора	%	0,993
КПД пылеугольного котла брутто	%	0,920
КПД транспорта	%	0,990

Таблица А.3 – Построение процесса расширения пара в ЧВД

Характеристика	Размерность	Величина
Параметры острого пара		
Энтальпия острого пара	кДж/кг	3770
Энтропия острого пара	кДж/кг*К	6,522
Параметры пара на входе в ЧВД		
Давление пара на входе в ЧВД	МПа	33,25
Энтальпия пара на входе в ЧВД	кДж/кг	3770
Энтропия пара на входе в ЧВД	кДж/кг*К	6,543
Температура пара на входе в ЧВД	°С	716,3
Параметры пара в паропроводе ПП		
Давление на входе в ЧСД	МПа	6,250
Температура пара на входе ЧСД	°С	720,0
Энтальпия пара на входе в ЧСД	кДж/кг	3941
Энтропия пара на входе в ЧСД	кДж/кг*К	7,453
Параметры пара на выходе из ЧВД		
Давление на выходе из ЧВД	МПа	6,944
Теоретическая энтальпия пара на выходе из ЧВД	кДж/кг	3221
Располагаемый теплоперепад ЧВД	кДж/кг	549,5
Используемый теплоперепад ЧВД	кДж/кг	483,6
Энтальпия пара на выходе из ЧВД	кДж/кг	3287
Температура пара на выходе из ЧВД	°С	449,1

Таблица А.4 – Параметры рабочей среды в конденсаторе

Характеристика	Размерность	Величина
Давление в к-ре	МПа	0,005
Температура воды на выходе из к-ра	°С	32,88
Энтальпия насыщенного пара в к-ре	кДж/кг	2561
Энтальпия воды на выходе из к-ра	кДж/кг	137,8

Таблица А.5 – Распределение отборов в ЧВД, параметры теплоносителя в ПВД-1, ПВД-2

Характеристика	Размерность	Величина
1-ый отбор, ПВД-1		
Температура насыщения в ПВД-1	°С	323,5

Продолжение таблицы А.5

Давление насыщения в ПВД-1	МПа	11,816
Энтальпия насыщения пара в ПВД-1	кДж/кг	2690
Энтальпия дренажа ПВД-1	кДж/кг	1484
Давление в 1-ом отборе	МПа	12,438
Теоретическая энтальпия пара в 1-ом отборе	кДж/кг	3403
Энтальпия пара в 1-ом отборе	кДж/кг	3448
Температура пара в 1-ом отборе	°С	538,6
Энтропия пара в 1-ом отборе	кДж/кг*К	6,598
Давление питательной воды на выходе из ПВД-1	МПа	47,50
Энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-1	кДж/кг	1432
2-ой отбор, ПВД-2 (совмещен с выхлопом ЦВД)		
Давление во 2-ом отборе	МПа	6,944
Теоретическая энтальпия пара во 2-ом отборе	кДж/кг	3259
Энтальпия пара во 2-ом отборе	кДж/кг	3282
Температура пара во 2-ом отборе	°С	447,2
Энтропия пара во 2-ом отборе	кДж/кг*К	6,630
Давление насыщения в ПВД-2	МПа	6,597
Температура насыщения в ПВД-2	°С	281,8
Энтальпия насыщения пара в ПВД-2	кДж/кг	2778
Энтальпия дренажа ПВД-2	кДж/кг	1246
Температура питательной воды на выходе из ПВД-2	°С	280,3
Давление питательной воды на выходе из ПВД-2	МПа	48,00
Энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-2	кДж/кг	1231
Энтальпия питательной воды на входе в ПВД-2	кДж/кг	943,3
Давление питательной воды на входе в ПВД-2	МПа	48,5
Температура питательной воды на входе в ПВД-2	°С	216,0
Подогрев воды в ПВД-2	кДж/кг	287,8

Таблица А.6 – Параметры теплоносителя в питательном насосе, ПВД-3, деаэраторе, ПНД-5

Питательный насос		
Температура воды за Деаэратором	°С	170,4
Энтальпия воды за Деаэратором	кДж/кг	721,0
Давление питательной воды	МПа	49,00
Давление на всасе питательного насоса	МПа	0,8
Нагрев воды в питательном насосе	кДж/кг	62,38
Энтальпия воды на выходе из питательного насоса	кДж/кг	783,4
Температура воды на выходе из питательного насоса	°С	178,5
3-ий отбор, ПВД-3		
Подогрев воды в ПВД-3	кДж/кг	159,90
Энтальпия питательной воды на входе в ПВД-3	кДж/кг	783,4
Температура насыщения в ПВД-3	°С	217,5
Давление насыщения в ПВД-3	МПа	2,209

Продолжение таблицы А.6

Энтальпия насыщения пара в ПВД-3	кДж/кг	2505
Энтальпия дренажа ПВД-3	кДж/кг	932
Давление в 3-ом отборе	МПа	2,325
Теоретическая энтальпия пара в 3-ом отборе	кДж/кг	3538
Энтальпия пара во 3-ом отборе	кДж/кг	3570
Температура пара в 3-ом отборе	°С	547,3
Энтропия пара в 3-ом отборе	кДж/кг*К	7,493
4-ый отбор, Деаэратор		
Давление в 4-ом отборе	МПа	1,120
Теоретическая энтальпия пара в 4-ом отборе	кДж/кг	3318
Энтальпия пара в 4-ом отборе	кДж/кг	3338
Температура пара в 4-ом отборе	°С	435,2
Энтропия пара в 4-ом отборе	кДж/кг*К	7,521
Давление насыщения в Д	МПа	0,800
Температура насыщения в Д	°С	170,4
Энтальпия насыщенного пара в Д	кДж/кг	2768
Энтальпия дренажа Д	кДж/кг	721,0
5-ый отбор, ПНД-5 (поверхностный)		
Температура ОК на выходе из ПНД-5	°С	145,4
Энтальпия ОК на выходе из ПНД-5	кДж/кг	612,9
Температура насыщения в ПНД-5	°С	150,4
Давление насыщения в ПНД-5	МПа	0,481
Энтальпия насыщенного пара в ПНД-5	кДж/кг	2746
Энтальпия дренажа ПНД-5	кДж/кг	634,0
Давление в 5-ом отборе	МПа	0,505
Теоретическая энтальпия пара в 5-ом отборе	кДж/кг	3102
Энтальпия пара в 5-ом отборе	кДж/кг	3121
Температура пара в 5-ом отборе	°С	327,5
Энтропия пара в 5-ом отборе	кДж/кг*К	7,553

Таблица А.7 – Параметры теплоносителя в ПНД-6, 7, 8

Характеристика	Размерность	Величина
Энтальпия ОК на выходе из ОУ	кДж/кг	157,8
Подогрев в ПНД	кДж/кг	113,8
Энтальпия воды на выходе из ПНД-6	кДж/кг	499,1
Энтальпия воды на выходе из ПНД-7	кДж/кг	385,3
Энтальпия воды на выходе из ПНД-8	кДж/кг	271,6
Энтальпия воды на входе в ПНД-8	кДж/кг	157,8
6-ой отбор (выхлоп ЧСД), ПНД-6 (поверхностный)		
Характеристика	Размерность	Величина
Температура ОК на выходе из ПНД-6	°С	118,8
Температура насыщения в ПНД-6	°С	123,8

Продолжение таблицы А.7

Давление насыщения в ПНД-6	МПа	0,223
Энтальпия насыщенного пара в ПНД-6	кДж/кг	2711
Энтальпия дренажа ПНД-6	кДж/кг	519,7
Давление в 6-ом отборе	МПа	0,235
Давление на выхлопе ЦСД по Рыжкину	МПа	0,15-0,3
Теоретическая энтальпия пара в 6-ом отборе	кДж/кг	2928
Энтальпия пара в 6-ом отборе	кДж/кг	2944
Температура пара в 6-ом отборе	°С	236,9
Энтропия пара в 6-ом отборе	кДж/кг*К	7,583

Таблица А.8 – Построение процесса расширения пара в ЧНД (с поправкой на влажность)

Точка Л (пересечение линии насыщения с процессом расширения пара)		
Характеристика	Размерность	Величина
Задаем температуру в точке пересечения линии насыщения с процессом расширения (точка Л)	°С	71,465
Давление в точке Л	МПа	0,033
Энтальпия в точке Л	кДж/кг	2629
Теоретическая энтальпия в точке Л	кДж/кг	2577
Энтропия в точке Л	кДж/кг*К	7,732
Разность энтальпий > 0	кДж/кг	51,30
Расчетный КПД ЧНД	доля	0,860
Заданный КПД ЧНД	доля	0,860
Разность КПД ЧНД = 0	%	-0,004
Процесс расширения в ЧНД после точки Л		
Характеристика	Размерность	Величина
Давление в к-ре	МПа	0,005
Задаем степень сухости пара на выхлопе ЧНД	доля	0,9352
Влажный внутренний относительный КПД ЧНД	доля	0,832
Теоретическая энтальпия в к-ре с учетом поправки на влажность	кДж/кг	2358
Энтальпия влажного пара на выходе ЧНД	кДж/кг	2404
Энтропия влажного пара на выходе ЧНД	кДж/кг*К	7,881
Расчетная степень сухости пара на выхлопе ЧНД (по рк и hk)	кДж/кг	0,9352
Разность степеней сухости = 0	%	0,003
7-ой отбор, ПНД-7		
Характеристика	Размерность	Величина
Энтальпия воды на выходе из ПНД-7	кДж/кг	385,3
Температура воды на выходе из ПНД-7	°С	92,03
Энтальпия дренажа в ПНД-7	кДж/кг	385,3
Температура насыщения в ПНД-7	°С	92,03
Энтальпия насыщения пара в ПНД-7	кДж/кг	2663

Продолжение таблицы А.8

Давление насыщения в ПНД-7	МПа	0,076
Давление в 7-ом отборе	МПа	0,080
Давление в точке Л	МПа	0,033
Теоретическая энтальпия пара в 7-ом отборе	кДж/кг	2721
Энтальпия пара в 7-ом отборе	кДж/кг	2752
Температура пара в 7-ом отборе	°С	136,9
Энтропия пара в 7-ом отборе	кДж/кг*К	7,661
8-ой отбор, ПНД-8		
Характеристика	Размерность	Величина
Энтальпия воды на выходе из ПНД-8	кДж/кг	271,6
Температура воды на выходе из ПНД-8	°С	64,86
Температура насыщения воды в ПНД-8	°С	69,86
Энтальпия насыщения пара в ПНД-8	кДж/кг	2626
Энтальпия насыщения дренажа в ПНД-8	кДж/кг	292,4
Давление насыщения в ПНД-8	МПа	0,031
Давление в 8-ом отборе	МПа	0,033
Давление в точке Л	МПа	0,033
Теоретическая энтальпия пара в 8-ом отборе	кДж/кг	2601
Энтальпия пара в 8-ом отборе	кДж/кг	2622
Температура пара в 8-ом отборе	°С	70,99
Энтропия пара в 8-ом отборе	кДж/кг*К	7,723

Таблица А.9 – Параметры питательной воды и отборного пара

Точка процесса	Элемент схемы	Параметры отбора				Параметры насыщения				Параметры воды за подогревателем		
		Давление отб, МПа	Температура отб, °С	Энтальпия, хотб, кДж/кг	Энтропия, сотб, кДж/кг*К	Давление насыщения рн, МПа	Температура насыщения тн, °С	Энтальпия насыщенного пара hn, кДж/кг	Энтальпия дренажа hдр, кДж/кг	Давление воды рв, МПа	Температура воды tw, °С	Энтальпия воды hw, кДж/кг
0	-	35,00	720,0	3770	6,522	-	-	-	-	-	-	-
0'	-	33,25	716,3	3770	6,543	-	-	-	-	-	-	-
1	ПВД-1	12,438	538,6	3448	6,598	11,816	323,5	2690	1484	47,50	322	1432
2	ПВД-2	6,944	447,2	3282	6,630	6,597	281,8	2778	1246	48,00	280,3	1231
ПП	-	6,250	720,0	3941	7,453	-	-	-	-	-	-	-
3	ПВД-3	2,325	547,3	3570	7,493	2,209	217,5	2505	931,9	48,50	216,0	943,3
ПН	-	-	-	-	-	-	-	-	-	49,00	178,5	783,4
4	Д	1,120	435,2	3338	7,521	0,800	170,4	2768	721,0	0,8	170,4	721,0
5	ПНД-5	0,505	327,5	3121	7,553	0,481	150,4	2746	634,0	1,120	145,4	612,9
6	ПНД-6	0,235	236,9	2944	7,583	0,223	123,8	2711	519,7	1,120	118,8	499,1
Л	-	0,033	-	2629	7,732	-	71,47	2629	-	-	-	-
7	ПНД-7	0,080	136,9	2752	7,661	0,076	92,03	2663	385,3	1,120	92,03	385,3
8	ПНД-8	0,033	70,99	2622	7,723	0,031	69,86	2626	292,4	1,120	64,86	271,6
-	ОУ	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	157,8
К	к-р	0,005	-	2404	7,881	0,005	32,88	2561	137,8	0,005	32,88	137,8

Таблица А.10 – Сведение материального баланса по конденсатору

Сведение материального баланса по конденсатору		
Характеристика	Размерность	Величина
Доля острого пара α_0	доля	1
Доля питательной воды (на входе в ПК) $\alpha_{пв}$	доля	1,015
Доля пара на ПВД-1 α_1	доля	0,1050
Доля пара на ПВД-2 α_2	доля	0,1327
Доля пара на ПВД-3 α_3	доля	0,0338
Доля пара на Д α_4	доля	0,0085
Доля основного конденсата на входе в Д $\alpha_{ок}$	доля	0,7350
Доля пара на ПНД-5 α_5	доля	0,0340
Доля пара на ПНД-6 α_6	доля	0,0329
Доля пара на ПНД-7 α_7	доля	0,0280
Доля пара на ПНД-8 α_8	доля	0,0312
Проверка по конденсатору сверху	доля	0,5939
Проверка по конденсатору снизу	доля	0,5939
Погрешность вычислений	%	0,00

Таблица А.11 – Распределение теплоперепадов по отсекам турбины

Цилиндр	Отсек турбины	Доля пропуска пара	Теплоперепад в отсеке	Внутренняя работа отсека
ЦВД	0'-1	1,0000	322,8	322,8
	1-2	0,8950	165,6	148,2
ЦСД	ПП-3	0,7623	370,7	282,5
	3-4	0,7284	232,1	169,0
	4-5	0,7200	216,6	155,9
	5-6	0,6860	177,6	121,8
ЦНД	6-7	0,6531	191,4	125,0
	7-8	0,6251	130,3	81,4
	8-к	0,5939	218,3	129,6
Приведенный теплоперепад				1536,4

Таблица А.12 – Расход пара в регенеративных подогревателях

Расход питательной воды	$D_{пв}$	кг/с	702,9
Расход 1 отбора	D_1	кг/с	72,7
Расход 2 отбора	D_2	кг/с	91,9
Расход 3 отбора	D_3	кг/с	23,4
Расход 4 отбора	D_4	кг/с	5,9
Расход 5 отбора	D_5	кг/с	23,5
Расход 6 отбора	D_6	кг/с	22,8

Продолжение таблицы А.12

Расход 7 отбора	D_7	кг/с	19,4
Расход 8 отбора	D_8	кг/с	21,6
Расход ОК	$D_{ок}$	кг/с	509,0
Расход ПП	$D_{пп}$	кг/с	527,9
Расход утечек	$D_{ут}$	кг/с	10,4
Расход добавочной воды	$D_{дв}$	кг/с	10,4

Таблица А.13 – Энергетические показатели тепловой схемы

Характеристика	Размерность	Величина
Электрическая мощность брутто	МВт	1045,9
Теплота на т/у	МВт	1967
КПД т/у брутто	%	53,18
КПД блока брутто	%	48,44