Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева
Сибирского отделения Российской академии наук
(ИСЭМ СО РАН)

На правах рукописи

Епишкин Николай Олегович

СХЕМНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ НА ПОВЫШЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА ДЛЯ УСЛОВИЙ РОССИИ

Специальность 05.14.01 – Энергетические системы и комплексы

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
д.т.н., профессор
Клер Александр Матвеевич

Иркутск 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 4
ГЛАВА 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ЭНЕРГОБЛОКА 23
1.1 Методы оптимизации ТЭУ 23
1.2 Содержательная постановка, математическая формулировка задачи оптимизации 29
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭНЕРГОБЛОКА 34
2.1 Расчётная схема блока 34
2.2 Математическая модель трубопровода 37
2.3 Эффективный интерполяционный метод расчёта термодинамических свойств воды и водяного пара 39
2.4 Состав оптимизируемых параметров и ограничений. Целевая функция 43
ГЛАВА 3. ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ РАСЧЁТЫ ЭНЕРГОБЛОКА НА ПОВЫШЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА 45
3.1 Исходные данные, принятые при расчётах 45
3.2 Результаты оптимизации при выполнении высоконагруженных ступеней пароперегревателей котла из различных материалов 47
3.3 Подход к анализу результатов оптимизации (линии равной экономической эффективности) 58
ГЛАВА 4. МЕТОДЫ АНАЛИЗА И СИНТЕЗА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ ТЭУ НА БАЗЕ РЕШЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ЗАДАЧ ЛИНЕЙНОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ 64
4.1 Обзор методов анализа технологических схем ТЭУ 64
4.2 Метод анализа технологической схемы, основанный на решении вспомогательных задач линейного программирования 68
4.3 Пример анализа технологической схемы 72
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 92
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ 94
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ 100

Приложение А 112
Приложение Б 122
Приложение В 143

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

Значительная часть электроэнергии, как в РФ, так и в большинстве других стран производится и будет производиться, в обозримом будущем, путём преобразования в неё теплоты сгорания органического топлива.

По данным 2016 г. мировые запасы нефти составляют 239,4 гигатонн (Гт), природного газа – 186,9 трл. м^3 или 174,1 гигатонн в нефтяном эквиваленте (Гтнэ) и угля – 891531 млн. т или 624,1 Гтнэ, что, примерно, в полтора раза больше запасов нефти и природного газа вместе взятых. По запасам угля Россия занимает второе место после США. Недра страны содержат примерно треть мировых ресурсов угольного топлива и пятую часть разведанных запасов – 157010 млн. т. Уголь в настоящее время является главным источником энергии в мире, особенно среди многих развивающихся стран, и останется им в обозримом будущем. По данным на 2016 г. в первую пятёрку мировых потребителей этого вида топлива входят: Китай (50,0 % или 1920,4 млн. т нэ), Индия (10,6 % или 407,2 млн. т нэ), США (10,3 % или 396,3 млн. т нэ), Япония (3,1 % или 119,4 млн. т нэ) и Россия (2,3 % или 88,7 млн. т нэ). По прогнозам в период с 2016 до 2040 гг. ожидается рост потребления угольного топлива от 3840 до, примерно, 4600 миллионов тонн в нефтяном эквиваленте. Стабильность в цене и доступность обеспечивают ему передовое место в производстве электроэнергии. Хоть в некоторых частях мира природный газ сдвинул уголь с лидирующих позиций, это не сильно сказалось на мировом потреблении угля. Используют угольное топливо, в основном, для производства электроэнергии (около 65 %), а также в металлургической промышленности. Большую часть электроэнергии «из угля» производят в Польше (96 %), Южной Африке (90 %), Китае (81 %), Индии (75 %) Греции (70 %), США (56 %) и Германии (51 %) [1–5].

Что касается атомной энергии, то недавняя авария на Фукусиме ещё долго будет напоминать о «страшных» недостатках использования ядерного топлива. По этой причине со второй половины 2013 г. была приостановлена работа всех

АЭС в Японии [6]. К тому же строительство новых АЭС потребует повышенных вложений в безопасность, что ведёт к удорожанию атомного киловатт-часа. Если говорить о возобновляемых источниках энергии, то они пока не составляют конкуренции традиционным технологиям в плане себестоимости электроэнергии. Поэтому электрические станции, работающие на угле, останутся одними из основных производителей электроэнергии в мире.

Для повышения эффективности использования угля применяется ряд технологий – это циркулирующий кипящий слой, ПГУ с кипящим слоем под давлением, ПГУ с внутрицикловой газификацией и повышение параметров пара (сверхкритические, суперсверхкритические и ультрасверхкритические параметры пара).

В течение длительного времени основным и на данный момент самым простым и изученным способом увеличения эффективности преобразования энергии паровой турбиной является повышение давления и температуры входного пара и температуры пара промежуточного перегрева.

Во второй половине XX века стремление к повышению КПД паротурбинных энергоблоков привело к использованию давления острого пара, превышающего критическое (22,1 МПа). Такие энергоблоки стали называть энергоблоками со сверхкритическими параметрами (СКП или SC). Дальнейший рост параметров пара привёл к появлению так называемых энергоблоков на суперсверхкритические параметры (ССКП или USC).

Для суперсверхкритических параметров нет чёткого определения. Так обозначают параметры, выше тех, которые называют сверхкритическими. Обычно энергоблоки, работающие при давлении выше 28 МПа и температуре выше 593 ^{o}C, называют суперсверхкритическими. В настоящее время ведутся разработки энергоблоков с давлением выше 38 МПа при температуре более 700 ^{o}C, такие параметры называются ультрасверхкритическими (УСКП или AUSC).

Можно выделить главные преимущества перехода к СКП и дальнейшему увеличению давления и температуры острого пара:

- Уменьшение затрат на топливо за счёт увеличения энергетической эффективности.

• Сокращение выбросов загрязняющих веществ. Увеличение КПД на один процент снижает выбросы CO_2, NO_x, SO_x и твёрдых частиц примерно на 2 % [2].

• Сокращение выбросов CO_2 на единицу произведённой энергии.

• Снижение стоимости целого ряда подсистем станции (топливоподача, пылеприготовление, очистка дымовых газов и др.) обусловленное уменьшением расхода сжигаемого угля на единицу произведённой энергии.

Следует отметить, что КПД СКП энергоблоков с параметрами 24,7 МПа/565/593 ^{o}C составляет 40 – 41 % (соответствующий этому удельный расход топлива равен 310 – 300 г у.т./кВт·ч), что на 2 – 3 % выше, чем КПД, равный 38 % (325 г у.т./кВт·ч), для установок с докритическими параметрами пара (16,7 МПа/537/537 ^{o}C).

В свою очередь КПД блоков на суперсверхкритические параметры (28 МПа/593/593 ^{o}C) равен 43 – 46 % (или 285 – 270 г у.т./кВт·ч) на 3 – 4 % выше, чем КПД СКП блоков. При этом передовые энергоблоки на суперсверхкритические параметры достигли КПД 47 – 49 % (260 – 250 г у.т./кВт·ч).

Отсюда можно сделать вывод, что переход на сверхкритические и суперсверхкритические параметры пара приводит к сокращению удельного расхода топлива с 325 г у.т./кВт·ч (для докритических параметров) до 260 – 250 г у.т./кВт·ч (для суперсверхкритических параметров), что весьма существенно. Это, с учётом снижения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу и в сочетании с ужесточением нормативов по парниковому газу, делает привлекательными такие установки для развития энергетики.

Степень разработанности темы

Вопросам, связанным с переходом на повышенные параметры пара, а именно технологиям СКП, ССКП и УСКП, посвящено достаточно большое число работ как отечественных, так и зарубежных учёных. Оптимизационным исследованиям СКП, ССКП и УСКП энергоблоков посвящены работы следующих авторов: Ligang Wang, Yongping Yang, Changqing Dong, Tatiana Morosuk, George Tsatsaronis, Łukasz Kowalczyk, Witold Elsner, Paweł Niegodajew, Maciej Marek, Suresh M.V.J.J., Reddy K.S., Ajit Kumar Kolar, Weizhong Feng, Gang Xu, Luyao

Zhou, Shifei Zhao, Feifei Liang, Cheng Xu, Клер А.М., Потанина Ю.М (ИСЭМ СО РАН).

Оптимизационными исследованиями и моделированием энергетического оборудования занимались Щинников П.А. (НГТУ), Андрющенко А.И., Аминов Р.З., Ларин Е. А. (СГТУ). Созданию и исследованию схем, а также разработке конструктивных решений для создания парового котла и паровой турбины по отдельности для ССКП и УСКП энергоблоков посвятили свои работы: Тумановский А.Г. Алтухов М.Ю., Шварц А.Л., Авруцкий Г.Д., Вербовецкий Э.Х. (ВТИ), Костюк А.Г., Грибин В.Г., Рогалёв Н.Д., Дорохов Е.В., Седлов А.С., Комаров И.И. (МЭИ), Туголуков Е.А. (ЭМАльянс), Хомёнок Л.А., Кругликов П.А., Смолкин Ю.В. (НПО ЦКТИ), Ноздренко Г.В., Шепель В.С. (НГТУ), Sergio Espatolero, Luis M. Romeo, Cristobal Cortes, Weitzel P.S., Tanzosh J.M., Boring B., Okita N., Takahashi T., Ishikawa N, Katarzyna Stepczynska, Sławomir Dykas.

Разработкой и исследованием перспективных жаропрочных сплавов занимались Zhong Z.H., Gu Y.F., Yuan Y., Shi Z, Klarstrom D.L., Wu Y.S., Zhang M.C., Gosia Stein-Brzozowska, Diana M. Flórez, Jörg Maier, Günter Scheffknecht, Shailesh J. Patel, John J. deBarbadillo, Helis L., Toda Y., Shingledecker J.P., Evans N.D., Totemeier T.C., Tian H.

Технология СКП хорошо отработана и уже используется на протяжении десятилетий. Необходимые для строительства таких станций конструкционные материалы вполне доступны. СКП становятся главным выбором для новых коммерческих пылеугольных ТЭС во многих странах. К настоящему времени более 600 пылеугольных СКП энергоблоков были успешно введены в коммерческую эксплуатацию во всём мире.

За последнее 20 лет было введено 172 СКП энергоблока, из них в Китае – 70, в Европе – 31, в Японии – 19, в Южной Корее – 15, в других странах Юго-Восточной Азии и Австралии – 23, в США и Канаде – 14.

Например, в США – энергоблоки Oak Groove мощностью 2×870 МВт с параметрами 25,7 МПа/543/541 ^{o}C и Iatan 2 мощностью 930 МВт и параметрами пара 25,5 МПа/585/585 ^{o}C. В Индии – Tata Mundra 5×800 МВт 25,4 МПа 571/596 ^{o}C и

Sasan 5×660 МВт 25 МПа 566/566 °С. В Германии – BoA 2×1100 МВт 26 МПа 595/595 °С, в Южной Корее – Yonghungdo 2×800 МВт 25,5 МПа 569/569 °С.

В Китае в 1992 г. была введена в эксплуатацию первая СКП ТЭС Shidongkou Phase II мощностью 2×600 МВт и параметрами пара 24,2 МПа и 540/566 °С. В 2004 г. запущена в работу ТЭС Qinbeu 2×600 МВт 24,2 МПа, 566/566 °С и построены два энергоблока по 900 МВт 25,8 МПа, 542/568 °С на ТЭС Waigaoqiao Phase II. Вообще, Китай сделал СКП стандартом для новых 600 МВт и выше установок [7, 8].

СКП энергоблоки также есть и в России. На начало 2013 г. насчитывается 120 установок. За последнее время (в 2009 г.) на Каширской ГРЭС был введён только один СКП блок мощностью 330 МВт и параметрами пара 25 МПа 565/565 °С. В 2016 году введён в промышленную эксплуатацию станционный энергоблок № 9 Новочеркасской ГРЭС мощностью 330 МВт и параметрами пара 24,8 МПа, 565/565 °С. КПД этого блока равен 41,5 %. В нём используется технология циркулирующего кипящего слоя [9]. Стоит цель заменить почти все 300 и 500 МВт энергоблоки, из-за их низкой экономичности, блоками 600 – 700 МВт, а также построить новые мощностью 800 – 1000 МВт.

ОАО «ВТИ» с другими отраслевыми институтами и машиностроительными заводами в рамках платформы «Экологически чистая тепловая энергетика высокой эффективности» разрабатывает СКП энергоблок с параметрами 27 – 30 МПа и температурой 580 – 600 °С [11]. Ожидается, что серийное производство таких блоков начнётся после 2020 г.

Первая ТЭС на суперсверхкритические параметры пара была построена в 1960 г. в США. Станция Eddystone 1 мощностью 325 МВт имела давление острого пара 34,5 МПа при температуре 650/565/565 °С. Следует отметить, что для этой станции не удалось обеспечить надёжную работу металла высоконагруженных элементов энергоблока. В настоящее время в мире успешно работает более 200 ССКП блоков мощностью 380 – 1050 МВт, построенных в США, Германии, Дании, Японии, Италии, Южной Корее, Китае. За счёт перехода на параметры пара 27 – 30,5 МПа и 580 – 620 °С удалось повысить эффективность таких установок до

47 – 49 % в Дании [13] (это стало возможным благодаря глубокому вакууму в конденсаторе, создаваемому путём охлаждения холодной морской водой, и наличию второго промежуточного перегрева) и до 46 % в других Европейских странах. Параметры некоторых СКП и ССКП энергоблоков представлены в таблице.

Таблица – Основные характеристики некоторых СКП и ССКП энергоблоков

Страна, электростанция	Год ввода в эксплуатацию	Температура свежего пара и пара промежуточных перегревов, °С	Начальное давление, МПа	Электрическая мощность, МВт	КПД нетто, %
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
США, Eddystone 1	1960	650/565/565	34,5	325	–
Россия, Каширская ГРЭС	1963	650/565	30,0	100	–
Япония, Wakamatsu	1968	593/593/593	31,0	50	–
Германия, Lubeck	1995	580/560	27,5	400	45,7
Дания, Aalborg	1997	580/580/600	28,5	400	49,0
Япония, Matsura 2	1998	593/593/593	25,6	1000	45,0
Дания, Nordjylland 3	1998	582/580/580	29,0	384	47,0
Германия, Bexbach 2	–	575/595/–	25,0	750	46,3
Япония, Isogo 1	2002	600/610	25,0	600	42,0
Южная Корея, Yonghungdo PP	2004	569/569	25,5	2×800	–
Южная Корея, Dangjin TPP	2007	596/596	25,5	2×500	–
Россия, Каширская ГРЭС	2009	565/565	25,0	330	–
Германия, BoA PP	2010	595/595	26,0	2×1100	–
США, Iatan 2 PP	2010	585/585	25,5	930	–
Нидерланды, Eemshafen PP	2012	600/610	28,5	2×800	–
США, John W, Turk PP	2012	602/610	25,1	600	–
Германия, Lünen PP	2013	600/610	28,5	810	–

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6
Китай, Datang Hushan PP	2013	571/569	25,4	2×660	–
Германия, Datteln 4	2014	600/620	30,4	1100	–
Индия, Sasan UMPP	2014	566/566	25,0	5×660	–
Китай, Haifeng PP	2014	600/610	27,0	2×1000	–
Россия, Новочеркасская ГРЭС	2016	565/565	24,8	330	41,5

За последнее время в США на угольной ТЭС Turk начал работу ССКП энергоблок John W мощностью 600 МВт и параметрами пара 25,1 МПа при температуре 602/610 ^{o}C (2012 г.), в Китае на станции Haifeng – 2 блока по 1000 МВт и параметрами 27 МПа и 600/610 ^{o}C (2014 г.), в Нидерландах в 2012 г. – ТЭС Maasvlakte 1000 МВт, 28,5 МПа, 600/620 ^{o}C и на одной из нескольких новейших ТЭС Германии в 2014 г. – энергоблок Datteln 4 1100 МВт, 30,4 МПа, 600/620 ^{o}C [7].

Единственный, построенный в СССР, блок на суперсверхкритические параметры пара – опытный энергоблок СКР-100 Каширской ГРЭС с давлением 30 МПа при температуре 650/565 ^{o}C (1963 г.).

Современные ССКП энергоблоки достигли давления острого пара 30 МПа и температуры 610/620 ^{o}C, это стало возможным благодаря созданию высокожаропрочных сталей ферритномартенситного класса. В странах Евросоюза и США была разработана сталь марки Р-91 (применяется до 600 ^{o}C), имеющая довольно строгие нормы изготовления и эксплуатации, и Р-92 (до 620 – 630 ^{o}C) [14–16]. Российские аналоги этих сталей – 10Х9МФБ (Ди-82) и 10Х9В2МФБР соответственно.

Для труб пароперегревателей котла, работающих при температуре до 700 ^{o}C, перспективной является отечественная сталь 10Х16Н16В2МБР (ЭП-184), или 10Х13Г12БС2Н2Д2 (Ди-59), если пароперегреватели работают при температуре до 650 ^{o}C.

Лопатки паровых турбин, работающие при температуре до 620 °С, предпочтительно изготовлять из стали марки 12Х10М1В1ФБР или 15Х11МНАФБ [17–19], зарубежные аналоги приведены в [20].

Разработке и применению тепловых схем ССКП энергоблоков, а также конструкций парового котла и турбины для них посвящено достаточно много работ [21–41].

Проект пылеугольного блока мощностью 1000 МВт с параметрами пара 26,1 МПа, 610/621 °С, тепловая схема которого представлена в [21], разрабатывают и оптимизируют Korea Power Engineering Company (KOPEC) и Korea Electric Power Research Institute (KEPRI) с 2002 г. Для него предложена одновальная конденсационная паровая турбина с ЦВД, двухпоточным ЦСД и двумя двухпоточными ЦНД. Лопатка последней ступени имеет длину 1143 мм. Схема регенерации состоит из трёх ПВД, деаэратора и четырёх ПНД. КПД равен 45 %.

В статье [24] представлен турбоагрегат Alstom STF 100 для немецкого блока Datteln 4. Паровая турбина мощностью 1100 МВт рассчитана на параметры пара 27,5 МПа, 596/619 °С и состоит из ЦВД, двухпоточного ЦСД и двух двухпоточных ЦНД. Лопатки последней ступени длиной 1245 мм изготовлены из титанового сплава. Используется турбопривод питательного насоса. Система регенеративного подогрева состоит из трёх ПВД, деаэратора и пяти ПНД. Температура питательной воды 307 °С. Имеются два теплофикационных отбора из ЦНД. КПД энергоблока превышает 45 %.

В работах [30, 31] подробно рассматривается паровая турбина К-660-30, входящая в ССКП энергоблок мощностью 660 МВт. Она состоит из двух цилиндров ЦВСД + ЦНД с длиной лопатки последней ступени 1400 мм, имеет 26 ступеней. Предложена схема с одним промежуточным перегревом пара, тремя ПВД, деаэратором и четырьмя ПНД, применён электропривод питательного насоса. Целью работы являлось достижение максимального КПД энергоблока (со всеми предложенными новшествами, применяемыми для увеличения эффективности турбины, получили КПД нетто блока около 45 %). Следует отметить, что в расчё-

тах энергоблока паровой котёл не оптимизировался, КПД котла приняли равным 94 %.

В [34] подробно описывается разработанный ОАО «ЭМАльянс» и ОАО «ВТИ» паровой котёл максимальной паропроизводительностью 1860 т/ч, давлением пара 28,4 МПа и температурой 600/600 ^{o}С, и паровая турбина, разработанная ОАО «Силовые машины». Турбина состоит из однопоточных ЦВД и ЦСД и двух двухпоточных ЦНД. Схема регенерации включает три ПВД, деаэратор и пять ПНД. Предполагаются КПД турбоустановки – 48 %, котла – 94 %, энергоблока – 45 %.

ОАО «ТКЗ “Красный котельщик”» предлагают проект ССКП котла максимальной паропроизводительностью 1850 т/ч и параметрами пара 30 МПа, 615/615 ^{o}С [37]. Поверхности нагрева изготавливаются из сталей марок 15ХМ, 12Х1МФ и 15Х1МФ. Выходные ступени пароперегревателей предполагается изготавливать из TP347HFG. С использованием установки селективного каталитического восстановления выбросы NO_x не будут превышать 200 мг/м^3 или не более 350 мг/м^3 без неё.

В работе [39] представлены результаты расчётов параметров тепловой схемы угольного энергоблока мощностью 600 МВт с двумя промежуточными перегревами пара. Подробно рассматривается турбина, состоящая из ЦВД с внутренним цилиндром, совмещённых ЦСД1 и ЦСД2 и одного двухпоточного ЦНД. Разработанная в МЭИ тепловая схема включает питательный насос с электроприводом и питательный насос с приводной турбиной, три ПВД, деаэратор и 4 ПНД. Энергоблок рассчитан на параметры 30 МПа, 600/600/595 ^{o}С, температура питательной воды 302 ^{o}С, давление в конденсаторе 3,2 кПа. При принятых параметрах и схеме КПД блока составляет 45,3 %. Сделан вывод, что экономия угля по сравнению с СКП энергоблоком с одним промежуточным перегревом пара составляет около 44 тыс. т/год.

В [41] выполняются оптимизационные исследования параметров цикла, разрабатываемого 660 МВт ССКП энергоблока с параметрами 30 МПа, 600/620 ^{o}С, температурой питательной воды 295 ^{o}С, давлением в конденсаторе 5 кПа. Оп-

тимизация проводилась по критерию максимума КПД. Исследования основывались на проведении вариантных расчётов. Схема регенерации состоит из трёх ПВД, деаэратора и пяти ПНД. Исследования были проведены для разных вариантов включения турбопривода питательного насоса. За основу взята схема с конденсационной приводной турбиной, с паром на неё из третьего отбора ЦСД. С ней сравнивались два варианта схем: приводная конденсационная и противодавленческая турбина с тремя и четырьмя отборами на регенерацию. В результате было показано, что максимальный прирост эффективности (0,1758 %) даёт вариант с отбором из выхлопа ЦВД на конденсационную приводную турбину с тремя регенеративными отборами.

Кроме параметрической оптимизации котла и паровой турбины, схемного расположения и вида турбоприводов для ССКП установок, также проводилась схемно-параметрическая оптимизация системы регенеративного подогрева питательной воды (РППВ) [42]. Была разработана тепловая схема ССКП энергоблока, включающая паровую турбину с одним промежуточным перегревом пара, четыре ПВД (причём, отбор пара на последний по ходу питательной воды ПВД берётся из ЦСД турбины), деаэратор и четыре ПНД. Применён турбопривод питательного насоса. Особенность этой схемы заключается в следующем. Дренаж из последнего по ходу питательной воды ПВД направлен в первый ПВД (после питательного насоса). Отсюда, отбор пара на первый ПВД исключается, следовательно, расход пара в турбине возрастает. Последний ПВД немного отличается от других (в нём отсутствует зона конденсации) и, следовательно, дренаж является перегретым паром с высокой энтальпией. Проводились оптимизационные исследования, с помощью метода нелинейного «последовательного квадратичного программирования» SQP (Sequential Quadratic Programming), влияния на общий КПД и капиталовложения при добавлении в схему одного ПНД, дренажных насосов и системы использования теплоты уходящих газов FGHRS (flue gas heat recovery system). Следует отметить, что оптимизация проводилась по критерию максимума энергетической эффективности. Оптимизируемыми параметрами выступали девять давлений отборов на регенерацию.

В российской «Долгосрочной программе развития угольной промышленности до 2030 г.», основанной на Генеральной схеме размещения объектов электроэнергетики 2030, все новые угольные генерирующие мощности будут базироваться на «чистых» угольных технологиях с использованием суперсверхкритических параметров пара, циркулирующего кипящего слоя, газификации угля и др. Причиной этому послужит рост платы за выбросы загрязняющих веществ и возможное введение платы за выбросы CO_2 [45–48].

Помимо ССКП энергоблоков ведутся исследования, направленные на создание установок на ультрасверхкритические параметры пара (УСКП или AUSC) и сплавов для них [50–67]. Целью европейского проекта AD-700 является создание УСКП пылеугольного паротурбинного энергоблока с двумя промежуточными перегревами пара и параметрами 35 – 39 МПа, 700 – 720 ^{o}C. Ожидаемый КПД более 50 %. В рамках проекта были разработаны сталь HCM 12 и сплав Alloy 617 для экранных труб топки котла. На сегодняшний день работы по проекту AD-700 приостановлены из-за экономических рисков, связанных с дороговизной никелевых сплавов. Аналогичная американская программа нацелена на давление 35 МПа и температуру острого пара 760 ^{o}C. Подобными исследованиями также занимаются Япония, Китай, Южная Корея, Индия и другие страны.

Основываясь на достижениях, полученных в ходе выполнения проекта AD-700PF и промышленных испытаниях российского котла ПК-37 энергоблока СКР-100, был предложен пылеугольный котёл (35 МПа, 700/720 ^{o}C) U-образного типа для энергоблока мощностью 800 МВт на ультрасверхкритические параметры пара [53, 54]. Такая компоновка была выбрана исходя из экономических целей – расстояние до паровой турбины меньше, чем при использовании аналогичного по параметрам котла, предложенного фирмой Alstom для проекта AD-700PF, следовательно, главные паропроводы острого пара и пара промежуточного перегрева, изготовленные из дорогостоящих никелевых сплавов, имеют меньшую длину и стоимость. УСКП котёл имеет КПД 94 % и рассчитан на сжигание кузнецкого угля марки ДГ. Для улучшения экологических показателей предлагается использовать систему селективного каталитического восстановления, электрические вме-

сте с рукавными фильтры и десульфуризационную установку. Ожидаемые выбросы оксидов азота и оксидов серы не должны превышать 200 мг/м^3 и твёрдых частиц – не более 30 мг/м^3.

Для решения такой важной проблемы, как дороговизна никелевых сплавов, в статье [59] авторы утверждают, что разработали новый бюджетный, с высоким сопротивлением ползучести сплав SINM, который можно использовать при температурах выше 700 ^{o}C. SINM сравнивали с уже существующими никелевыми суперсплавами CCA617 (Ni-22Cr-11Co-3W-8Mo-1.2Al), Nimonic 263 (Ni-20Cr-20Co-6Mo-2Ti-0.6Al) и IN740 (Ni-25Cr-20Co-0.5Mo-2Ti-2Nb-0.9Al), обеспечивающими работу при температурах выше 700 ^{o}C. По свойствам он им не уступает, но вот стоимость оказывается ниже, из-за меньшего содержания Co, Mo, W и большего количества Fe. Также SINM сравнивали и с более дешёвыми HR6W (Ni-24Fe-23Cr-7W-Ti-Nb) и GH984 (Ni-33Fe-19Cr-2.2Mo-1Ti-1Nb-0.4Al). Разница в цене у них небольшая, но вот сопротивление ползучести у HR6W и GH984 позволяет применять их только до 700 ^{o}C. На основе этого авторы считают, что сплав SINM является перспективным для УСКП энергоблоков, обладает превосходной применимостью, хорошей микроструктурной стабильностью и сопротивлением окислению, а также высокой прочностью. Сопротивление ползучести этого сплава сопоставимо со сплавами CCA617 и Nimonic 263 и гораздо лучше, чем у сплавов HR6W и GH984. Следует отметить, что авторы не дают соотношения цен сплава SINM с другими сплавами.

Помимо выше перечисленных, для УСКП энергоблоков были разработаны суперсплавы на никелевой основе HAYNES 230 и HAYNES 282, а также Ni-24Cr-16(Co+Mo+W)-4.5(Nb+Ti+Al)-0.03C, сочетающие требуемые высокотемпературное сопротивление ползучести, сопротивление окислению, сопротивление термической усталости, термическую стойкость и технологичность [60, 61].

Что касается методов оптимизации, применяемых к таким энергоблокам, то в одной из последних работ [70] авторы использовали неградиентные методы, а именно метод Нелдера-Мида, Хука-Дживса и Розенброка. Тепловая схема 900МВт УСКП энергоблока (параметры пара 35 МПа, 700/720 ^{o}C, давление в кон-

денсаторе 5 кПа, температура питательной воды 330 °С, КПД котла 94,5 % и КПД брутто 52,11 %) включает 3 ПВД, деаэратор и 5 ПНД, а также дополнительную турбину (tuning turbine), пар на которую идёт из отбора на промперегрев. Оптимизация велась по критерию максимума энергетической эффективности. Было выбрано 13 оптимизируемых параметров (теплоперепады в ПВД, давления отборов из ЦВД и дополнительной турбины, а также давление на входе в ЦНД).

В работе ИСЭМ СО РАН [71] был предложен метод анализа технологических схем ТЭУ, основанный на теории двойственности в нелинейном программировании. Он позволял определить, как изменится оптимальное решение при подводе в различные точки технологической схемы малых тепловых потоков. Однако учесть влияние величины теплового потока поступающего «извне» на оптимальное значение целевой функции этот метод не позволял.

Следует отметить, что во всех перечисленных работах, направленных на разработку установок на повышенные параметры пара, расчёты котла и турбины проводятся по отдельности, что не позволяет проводить комплексную оптимизацию энергоблока. Кроме того не проводится оптимизация конструктивных параметров отдельных элементов блока. Фактически единственным способом выбора рациональных технических решений является метод направленного перебора вариантов. При этом практически во всех работах сопоставление вариантов ведётся по критериям энергетической эффективности. Учёт экономической эффективности при выборе вариантов проводился в работах НГТУ.

Не уделяется в ранее выполненных работах должного внимания проблеме анализа технологических схем ТЭУ. Вся схемная оптимизация сводится к сопоставлению назначенных из инженерных соображений вариантов.

Цель работы

В данной работе главной задачей является проведение комплексной оптимизации (по критериям энергетической и экономической эффективности) параметров цикла и конструктивных параметров отдельных элементов пылеугольных энергоблоков на повышенные параметры пара с использованием разработанной математической модели энергоблока, применительно к российским условиям.

При этом для оптимизации используются эффективные градиентные методы. Кроме того, ставится задача создания более эффективных методов анализа технологических схем ТЭУ, чем предлагаемые ранее методы. В частности, ставится задача учесть влияние величины теплового потока, подводимого в точку схемы, на изменение температуры рабочего тела или теплоносителя в этой точке и изменение оптимального значения целевой функции.

Из-за того, что в работе при оптимизации охватывается широкий диапазон давлений и температур острого пара и пара промежуточного перегрева, однозначно сказать к какому виду установок (СКП, ССКП или УСКП) будет относиться оптимальный вариант заранее нельзя. Поэтому в названии работы и далее по тексту используется термин «повышенные параметры пара».

К российским условиям относятся: стоимость топлива; стоимость оборудования, зависящая от места его производства и доставки; климатические условия, влияющие на функционирование оборудования и затраты в строительную часть.

Основные задачи исследований:

1. Постановка задачи комплексной оптимизации параметров цикла и конструктивных параметров элементов пылеугольного паротурбинного энергоблока на повышенные параметры пара.

2. Реализация на базе программно-вычислительного комплекса моделирования и оптимизации теплоэнергетических установок «система машинного построения программ» (СМПП) математической модели пылеугольного энергоблока на повышенные параметры пара, пригодной для проведения оптимизационных расчётов градиентными методами.

3. Разработка метода анализа технологических схем ТЭУ, позволяющего учесть влияние величины внешних подводов или отводов тепла в точки технологической схемы на оптимальное значение целевой функции.

4. Проведение оптимизационных исследований энергоблока по критериям экономической и энергетической эффективности с учётом российских условий. Анализ эффективности используемого сплава Haynes 282 и стали 10Х16Н16В2МБР (ЭП-184) для изготовления высоконагруженных поверхностей

нагрева пароперегревателей котла и проведение оптимизационных расчётов для двух вариантов использования этих материалов.

Научная новизна:

- Сформулирована задача совместной оптимизации параметров цикла и конструктивных параметров элементов угольного энергоблока на повышенные параметры пара.
- Разработана математическая модель энергоблока, пригодная для оптимизационных расчётов градиентными методами.
- Разработан метод анализа технологических схем ТЭУ и его использование проиллюстрировано на примере угольного энергоблока на повышенные параметры пара с проведением схемной оптимизации энергоблока по критерию минимума цены электроэнергии.
- Выполнена комплексная оптимизация параметров цикла и конструктивных параметров отдельных элементов пылеугольного паротурбинного энергоблока на повышенные параметры пара по критериям экономической и энергетической эффективности для вариантов с использованием в качестве материалов для изготовления пароперегревательных элементов котла и паропроводов острого пара и пара промежуточного перегрева никелевого сплава Haynes 282 и высоколегированной стали марки 10Х16Н16В2МБР.
- Выполнен, с использованием линий равной экономичности вариантов, анализ оптимальных решений, показавший, что при характерных для России ценах топлива оптимальные параметры лежат вблизи точки минимума удельных капиталовложений.

Практическая значимость

Результаты работы направлены на предпроектные разработки новых пылеугольных паротурбинных энергоблоков на повышенные параметры пара для конкретных условий (материал труб пароперегревательных элементов котла, цена угля).

Разработанные математические модели могут быть использованы при исследованиях энергоблоков на повышенные параметры пара с учётом неопределённости исходной технико-экономической информации.

Методология и методы исследования

В данной работе используется методология системных исследований сложных теплоэнергетических установок. Оптимизационные исследования основаны на применении градиентных методов нелинейной оптимизации, позволяющих оценить изменение не только параметров цикла, но и конструктивных параметров отдельных элементов пылеугольных паротурбинных энергоблоков при переходе к ССКП и УСКП технологиям.

Оптимизационные исследования энергоблоков на повышенные параметры пара по критериям энергетической и экономической эффективности для вариантов с использованием различных марок сталей для высоконагруженных поверхностей нагрева котла проводились с использованием разработанной в Институте систем энергетики им. Л.А. Мелентьева программной среде «система машинного построения программ» (СМПП).

Автор защищает

1. Метод анализа схем, основанный на оценке влияния подвода (или отвода) к различным точкам технологической схемы тепловых или материальных потоков на оптимальное значение критерия эффективности.

2. Оптимальные параметры цикла и конструктивные параметры отдельных элементов энергоблоков на повышенные параметры пара, полученные в ходе оптимизационных исследований по критериям энергетической и экономической эффективности для двух вариантов использования сталей в высоконагруженных поверхностях нагрева котла.

3. Оценки экономически обоснованного роста капиталовложений для повышения энергетической эффективности (КПД нетто) при различных ценах на энергетический уголь.

Личный вклад автора

• Разработана математическая модель пылеугольного паротурбинного энергоблока на повышенные параметры пара.

• Поставлена задача оптимизации по критерию энергетической и экономической эффективности для двух вариантов использования сплавов в пароперегревателях котла.

• При участии автора разработан метод анализа и синтеза технологических схем ТЭУ на базе решения вспомогательных задач линейного программирования.

• Лично автором проведены расчёты, выполнен анализ по результатам работы и сделаны выводы.

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 5. «Разработка и исследование в области энергосбережения при производстве тепловой и электрической энергии, при транспортировке теплоты и энергоносителей в энергетических системах и комплексах».

Степень достоверности и апробации результатов

Используемые в работе математические модели элементов энергоблока основаны на апробированных методах расчёта. Методический подход, используемый в работе, основан на методах системного анализа ТЭУ. Разработанные модели и полученные научные результаты имеют высокую степень достоверности в силу широкого применения в процессе исследования программного продукта СМПП, позволяющего выполнять необходимые расчеты с высокой точностью.

Публикации

По теме диссертации было опубликовано 10 научно-исследовательских работ, в том числе 3 в журналах, рекомендованных ВАК при Минобрнауки России

для опубликования основных результатов диссертационных исследований на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук.

Структура и объём диссертации

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, содержащего 108 источник, и 3 приложений. Работа изложена на 154 страницах текста, содержит 30 рисунков и 41 таблицу.

Во введении описываются разрабатываемые, строящиеся и действующие паротурбинные энергоблоки на сверхкритические и суперсверхкритические параметры пара. Приводится обзор работ, посвящённых оптимизации параметров цикла пылеугольных паротурбинных СКП, ССКП и УСКП энергоблоков. Делается вывод о проведении оптимизационных расчётов элементов котлов и турбин энергоблоков только по отдельности. Приводится обзор работ, в которых рассматриваются разные варианты тепловых схем ССКП и УСКП энергоблоков.

В первой главе представлен обзор работ по оптимизации энергетических установок, излагается постановка задачи комплексной оптимизации параметров цикла и конструктивных параметров отдельных элементов энергоблока по критерию экономической и энергетической эффективности. Приводятся математические формулировки задач оптимизации на максимум КПД, минимум удельных капиталовложений и минимум удельных капиталовложений при фиксированных значениях КПД нетто. Приводится методика расчёта капиталовложений и их составляющих.

Вторая глава посвящена разработке математических моделей расчёта паропроводов острого пара, пара промежуточного перегрева и трубопровода питательной воды, а также разработке эффективного интерполяционного метода расчёта свойств воды и водяного пара. Выбирается тепловая схема энергоблока на повышенные параметры пара. Приводится состав оптимизируемых параметров и ограничений, необходимых для оптимизации. Выбирается целевая функция оптимизации.

В третьей главе приводятся результаты оптимизационных расчётов параметров энергоблока по критериям экономической и энергетической эффективно-

сти для вариантов с использованием никелевого сплава Haynes 282 и высоколегированной стали марки 10Х16Н16В2МБР, а также приведены исходные данные, принятые при расчётах. Описывается подход к анализу результатов оптимизации, заключающийся в построении линий равной экономической эффективности.

В четвёртой главе описывается метод анализа схем, основанный на оценке влияния подвода (или отвода) к различным точкам технологической схемы тепловых или материальных потоков на оптимальное значение критерия эффективности.

В заключении представлены выводы по основным результатам работы.

ГЛАВА 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ЭНЕРГОБЛОКА

Разработка нового теплоэнергетического оборудования требует обоснованного выбора схемно-параметрических решений, от которых в значительной мере будет зависеть его работоспособность и технико-экономическая эффективность. Такие сложные установки как пылеугольные паротурбинные энергоблоки имеют достаточно большой набор оборудования, элементы которого включают сотни нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений и сотни параметров, десятки из которых выбираются при оптимизации. Для учёта такого большого числа параметров используются, разработанные в ИСЭМ СО РАН градиентные методы нелинейной оптимизации.

Задача оптимизации в данной главе приводится по критериям энергетической и экономической эффективности.

1.1 Методы оптимизации ТЭУ

Анализ работ, посвящённых исследованиям пылеугольных паротурбинных ССКП [11–49] и УСКП энергоблоков [50–70], а также работ, связанных с моделированием и оптимизацией теплоэнергетических установок [71–77], показал, что для нахождения оптимальных параметров ТЭУ используются различного рода методы направленного перебора (генетические алгоритмы, нейронные сети и др.).

Например, в [10] оптимизация термодинамических параметров СКП энергоблока для условий Индии проводилась на основе нейронных сетей и генетических алгоритмов (нейро-генетическая оптимизация). Целевой функцией оптимизации выступал расход топлива. В качестве оптимизируемых параметров были выбраны коэффициент избытка воздуха, параметры острого пара и пара промежуточного перегрева, а также давления в отборах на регенерацию.

В работе [12], направленной на разработку ТЭЦ нового поколения со сниженными выбросами загрязняющих веществ (NO_x и SO_2 – 200 мг/м^3 и пыли – менее 50 мг/м^3), расчёты котла проводились с помощью разработанной ОАО «ВТИ» программе конструкторского расчёта. Моделировали и считали тепловую схему в программной среде Boiler Designer.

В [42] для оптимизации ССКП энергоблока по критерию энергетической эффективности использовали метод нелинейного «последовательного квадратичного программирования» и было выбрано 9 оптимизируемых параметров.

При оптимизации УСКП блока авторы использовали три неградиентных метода (метод Нелдера-Мида, Хука-Дживса и Розенброка) с учётом 13 оптимизируемых параметров [70].

Эти методы эффективны лишь при выборе небольшого числа оптимизируемых параметров (не более 10 – 15). В то же время для оптимизации такой сложной технической системы как пылеугольный энергоблок большой мощности требуется провести согласованный выбор нескольких десятков параметров технологических связей между элементами схемы и внутренних параметров отдельных элементов.

Практически единственным методом для решения таких оптимизационных задач являются градиентные методы нелинейной оптимизации. В институте систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН в течение длительного времени проводилась разработка таких методов с их применением для задач оптимизации параметров различных энергетических установок [78, 79].

Следует отметить, что в ранее выполненных работах ИСЭМ СО РАН комплексная оптимизация параметров ССКП энергоблока уже проводилась [80, 81]. В математических моделях элементов ТЭУ реализуются следующие расчётные методики.

• Площади поверхностей нагрева конвективных теплообменников, их гидравлическое и аэродинамическое сопротивление определяются на основе действующих в России нормативных методов.

• Расчёт паровых турбин выполняется по отсекам (группам ступеней с постоянным расходом пара) с учётом зависимости внутреннего относительного КПД отсека от влажности пара.

Капиталовложения в ТЭУ определяются из следующих соображений. Все затраты на установку разбиваются на несколько составляющих:

а) зависящие от электрической мощности (затраты на электрогенераторы, трансформаторы, распределительные устройства);

б) зависящие от количества тепла, отводимого из конденсаторов паровых турбин (на каналы, трубопроводы и водоохладители систем технического водоснабжения);

в) зависящие от стоимости основного теплоэнергетического оборудования;

г) постоянные в пределах некоторого диапазона изменения номинальной мощности установки каждого типа (затраты в строительную часть);

д) зависящие от объёма потребляемого топлива (затраты на топливный склад, топливоподачу, пылеприготовление, золоудаление, газоочистку и др.).

Для построения зависимостей минимальных удельных капиталовложений от КПД нетто использован подход, состоящий из нескольких этапов.

1. Решается задача оптимизации параметров ТЭУ по критерию максимума КПД нетто с учётом физических и технических ограничений на параметры (в результате определяется предельно возможная энергетическая эффективность установки)

$$\max \eta(x, y) \tag{1.1}$$

при ограничениях

$$H(x, y) = 0, \tag{1.2}$$

$$G(x, y) \geq 0, \tag{1.3}$$

$$x_{\min} \leq x \leq x_{\max}, \tag{1.4}$$

где x – вектор независимых оптимизируемых параметров;

y – вектор зависимых вычисляемых параметров;

H – вектор ограничений-равенств (уравнения материального, энергетического балансов, теплопередачи и др.);

G – вектор ограничений-неравенств;

$x_{\min}$, $x_{\max}$ – векторы граничных значений оптимизируемых параметров.

Результатом решения данной задачи является максимальный КПД $\eta_{\max}$.

2. Принимается диапазон изменения КПД нетто установки, в котором целесообразно проводить исследование экономической эффективности установки. Верхней границей этого диапазона является предельный КПД $\eta_{\max}$, а нижней – экспертно принимаемое значение $\eta_{\min}$, ниже которого проводить исследования заведомо нецелесообразно. В пределах принятого диапазона изменения КПД нетто назначается несколько равноудалённых друг от друга точек (значений КПД), причём $\eta_{\max}$ и $\eta_{\min}$ также входят в состав назначенного множества точек. Данное множество обозначается через Q.

3. Для каждого $\eta_i \in Q$ решается задача оптимизации параметров ТЭУ по критерию минимума удельных капиталовложений:

$$\min S(x, y), \tag{1.5}$$

где S – удельные капиталовложения в установку;

x и y – векторы независимых оптимизируемых и зависимых вычисляемых параметров соответственно.

Решение задачи (1.5) выполняется с учётом ограничений (1.2) – (1.4) и дополнительного ограничения вида

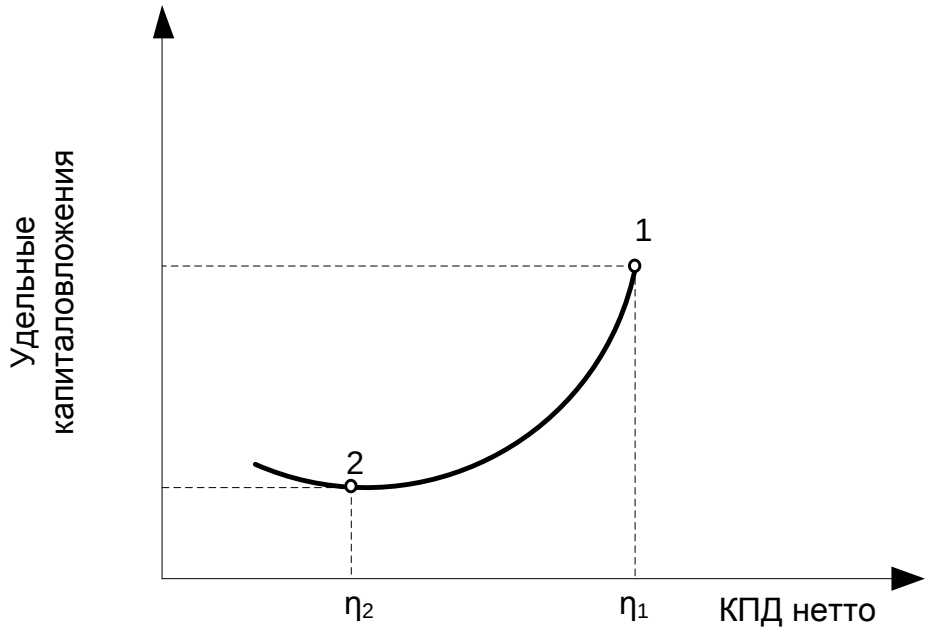
$$\eta_r(X, Y) = \eta_i, \tag{1.6}$$

где η_r – фактический КПД нетто, определяемый в результате расчёта ТЭУ.

Решение указанной совокупности задач позволяет в диапазоне [$\eta_{\min}$, $\eta_{\max}$] построить зависимость минимально возможных капиталовложений в установку от

её энергетической эффективности (КПД нетто) при детерминированных ценах на отдельные виды оборудования.

Зависимость минимальных удельных капиталовложений угольных энергоблоков как функции от КПД нетто имеет минимум при определённом КПД. Значение КПД, при котором достигается этот минимум, зависит от соотношения стоимостей различных элементов оборудования энергоблока. В общем случае данная зависимость имеет вид, представленный на рисунке 1.1.



1 – точка максимума КПД нетто; 2 – точка минимума удельных капиталовложений

Рисунок 1.1 – Зависимость удельных капиталовложений в энергоблок от КПД нетто

Очевидно, что оптимальные по критерию экономической эффективности КПД энергоблока должны находиться в диапазоне, лежащем между КПД, при котором достигаются минимальные удельные капиталовложения (точка 2, КПД – η_2) и максимальным КПД (точка 1, КПД – η_1). Таким образом, оптимизационное исследование угольного энергоблока сводится к поиску точки минимума удель-

ных капиталовложений, точки максимума КПД нетто и кривой минимумов удельных капиталовложений при заданных КПД нетто, связывающей эти точки.

Следует отметить, что для энергетических установок, сжигающих твёрдое топливо, характерным является следующее [79, 80]. Часть составляющих капиталовложений с ростом КПД установки, т.е. с ростом её энергетической эффективности увеличивается, другая часть – падает. К первой группе относятся стоимости поверхностей нагрева парового котла, цилиндров высокого и среднего давления паровой турбины, регенеративных подогревателей. Ко второй группе относятся капиталовложения в системы топливоподачи, пылеприготовления, золоудаления, очистки и удаления дымовых газов, систем отвода тепла в окружающую среду.

В работах [79, 80] не оптимизировались такие конструктивные параметры как ширина газохода, продольный и поперечный шаги труб конвективных теплообменников парового котла и ряд других. Также не рассматривалась возможность перевода энергоблока на УСКП путём замены металла на суперсплав на никелевой основе для высоконагруженных поверхностей нагрева котла.

Следует отметить, что представленная выше математическая формулировка задачи оптимизации была уточнена для рассматриваемого в данной работе энергоблока на повышенные параметры пара. Была разработана математическая модель паропроводов острого пара, пара промежуточного перегрева и трубопроводов питательной воды, которые учитываются при расчёте капиталовложений в энергоблок.

Согласованная оптимизация, с использованием градиентных методов нелинейной оптимизации, не только параметров цикла, но конструктивных параметров отдельных элементов пылеугольного энергоблока на повышенные параметры пара мощностью 660 МВт по критерию энергетической и экономической эффективности проводилась в выполненных диссертантом лично или при участии работах [82–90].

1.2 Содержательная постановка, математическая формулировка задачи оптимизации

Применительно к угольному энергоблоку на повышенные параметры пара, рассматриваемому в данной работе, уточнённая математическая формулировка задачи оптимизации параметров блока как задачи нелинейного математического программирования имеет следующий вид:

1. Максимизация КПД нетто (задача 1)

$$\max\left[\frac{(N_{бл}-N_{сн})\cdot a_{м}}{B_{бл}\cdot Q_{н}^{р}}\right], \tag{1.7}$$

при условиях:

$$H(x,y,z)=0, \tag{1.8}$$

$$G(x,y,z)\geq 0, \tag{1.9}$$

$$B_{бл}=f_{B}(x,y,z), \tag{1.10}$$

$$N_{бл}=f_{N}(x,y,z), \tag{1.11}$$

$$N_{сн}=f_{сн}(x,y,z), \tag{1.12}$$

$$K_{бл}=f_{K}(x,y,z,N_{бл},B_{бл}), \tag{1.13}$$

$$N_{бл}^{\min}\leq N_{бл}\leq N_{бл}^{\max}, \tag{1.14}$$

$$\underline{x}\leq x\leq \overline{x}, \tag{1.15}$$

где $N_{бл}$ – полная мощность блока;

$N_{сн}$ – мощность собственных нужд;

$B_{бл}$ – расход топлива энергоблоком (в единицах натурального топлива);

$Q_н^р$ – низшая теплота сгорания топлива;

$a_м$ – множитель, зависящий от используемых единиц измерения мощности, расхода топлива и низшей теплоты сгорания (например, если мощность измеряется в кВт, расход – в кг/с, а $Q_н^р$ – в кДж/кг, $a_м = 1$);

H – l-мерная функция ограничений-равенств;

x – n-мерный вектор независимых оптимизируемых параметров;

y – l-мерный вектор вычисляемых (зависимых) параметров;

z – вектор, задающий внешние условия работы энергоблока и некоторые не оптимизируемые конструктивные параметры;

G – m-мерная векторная функция ограничений-неравенств;

$K_{бл}$ – капиталовложения в энергоблок;

$N_{бл}^{\min}$, $N_{бл}^{\max}$ – величины, задающие нижнюю и верхнюю границы диапазона изменения полной мощности блока;

$\underline{x}$, $\overline{x}$ – вектора, компоненты которых задают нижнюю и верхнюю границы диапазона изменения соответствующих компонент вектора x.

2. Минимизация удельных капиталовложений (задача 2)

$$\min\left(\frac{K_{бл}}{N_{бл} - N_{сн}}\right), \tag{1.16}$$

при условиях (1.8) – (1.15).

3. Минимизация удельных капиталовложений при фиксированных значениях КПД нетто (задача 3)

$$\frac{\left(N_{бл} - N_{сн}\right)\cdot a_м}{B_{бл}\cdot Q_н^р} = \eta^z, \tag{1.17}$$

где η^z – заданное значение КПД нетто.

При расчёте капиталовложений в установку учитывались стоимости основных элементов котла и турбины. При этом стоимость теплообменного оборудова-

ния принималась прямо пропорциональной массе теплообменных труб с учётом цены металла, из которого изготавливались данные трубы. Пропорционально массе металла определялись капиталовложения в трубопроводы острого пара, пара промежуточного перегрева и питательной воды. Затраты в элементы паровой турбины, насосы и дутьевые вентиляторы определялись пропорционально их мощностям, с учётом параметров рабочего тела. Затраты в системы топливоподачи, пылеприготовления, золоудаления, очистки и удаления продуктов сгорания определялись пропорционально расходу топлива. Затраты на проектирование, монтаж и строительство принимались пропорциональными стоимости основного оборудования.

В общем виде капиталовложения определяются по выражению:

$$K = \left(C_{гк} + C_{п.з.} + B_{топ} k_{топ} + k_у P_у + C_{кан} + C_{охл}\right) k_{н.з.}, \qquad (1.18)$$

где $C_{гк}$ – стоимость главного корпуса, тыс. дол.;

$C_{п.з.}$ – постоянные затраты, не зависящие от стоимости оборудования (в расчётах для блока 660 МВт $C_{п.з.}$ принимались равными 290000 тыс. дол.);

$B_{топ}$ – расход натурального топлива, т/ч;

$k_{топ} = 240$ – удельная стоимость систем, зависящих от расхода топлива, тыс. дол./(т/ч);

$k_у = 0{,}192$ – удельная стоимость электротехнического оборудования, тыс. дол./кВт;

$P_у$ – полезная электрическая мощность установки, кВт;

$C_{кан}$ – стоимость каналов и трубопроводов систем технического водоснабжения, тыс. дол.;

$C_{охл}$ – стоимость охладителей систем технического водоснабжения, тыс. дол.;

$k_{н.з.} = 1{,}03$ – коэффициент, учитывающий непредвиденные затраты.

Стоимость главного корпуса определяется как

$$C_{гк} = C_{об} \cdot \alpha_{проч} \cdot \alpha_{см} \cdot \alpha_{прив}, \qquad (1.19)$$

где $C_{об}$ – стоимость оборудования, тыс. дол.;

$\alpha_{проч} = 1{,}3$ – коэффициент, учитывающий прочие затраты;

$\alpha_{см} = 1{,}6$ – коэффициент учёта затрат на строймонтаж;

$\alpha_{прив} = 1{,}65$ – коэффициент приведения цен на оборудование (приняты цены 2007 г. к ценам 2016 г.)

Стоимость оборудования определяется как

$$C_{об} = \left(C_{пов.н.} + C_{турб.} + C_{ген.} + C_{нас.} + C_{сн} + C_{труб.}\right)k_{н.о.}, \qquad (1.20)$$

где $C_{пов.н.}$ – стоимость теплообменных поверхностей парового котла, регенеративных подогревателей и конденсатора, тыс. дол.;

$C_{турб.}$ – стоимость турбомашин, тыс. дол.;

$C_{ген.}$ – стоимость генераторов, тыс. дол.;

$C_{нас.}$ – стоимость насосов, тыс. дол.;

$C_{сн}$ – стоимость собственных нужд, тыс. дол.;

$k_{н.о.} = 1{,}1$ – коэффициент, учитывающий стоимость неучтённого оборудования;

$C_{труб.}$ – стоимость трубопроводов острого пара, пара промежуточного перегрева и питательной воды.

<u>Выводы.</u> В настоящее время для оптимизации таких сложных энергетических установок как пылеугольный паротурбинный энергоблок большой мощности используется относительно небольшое количество методов (генетические алгоритмы, нейронные сети, последовательное квадратичное программирование, неградиентные методы и др.). Проблемой для этих методов является ограниченное число оптимизируемых параметров. Большинство из существующих методов позволяют учесть не более 10 – 15 параметров. Поскольку угольные энергоблоки имеют большое число элементов оборудования, содержащих много конструктивных параметров и параметров цикла, практически единственным способом прове-

сти комплексную оптимизацию являются градиентные методы нелинейной оптимизации.

Важным аспектом оптимизационного исследования угольных энергоблоков большой мощности является правильная постановка задачи оптимизации (назначение целевой функции, оптимизируемых параметров и ограничений). В данной главе ставятся задачи оптимизации по критериям энергетической (максимум КПД) и экономической (минимум удельных капиталовложений) эффективности. Кроме этого ставится задача оптимизации на минимум удельных капиталовложений при фиксированных значениях КПД нетто.

ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭНЕРГОБЛОКА

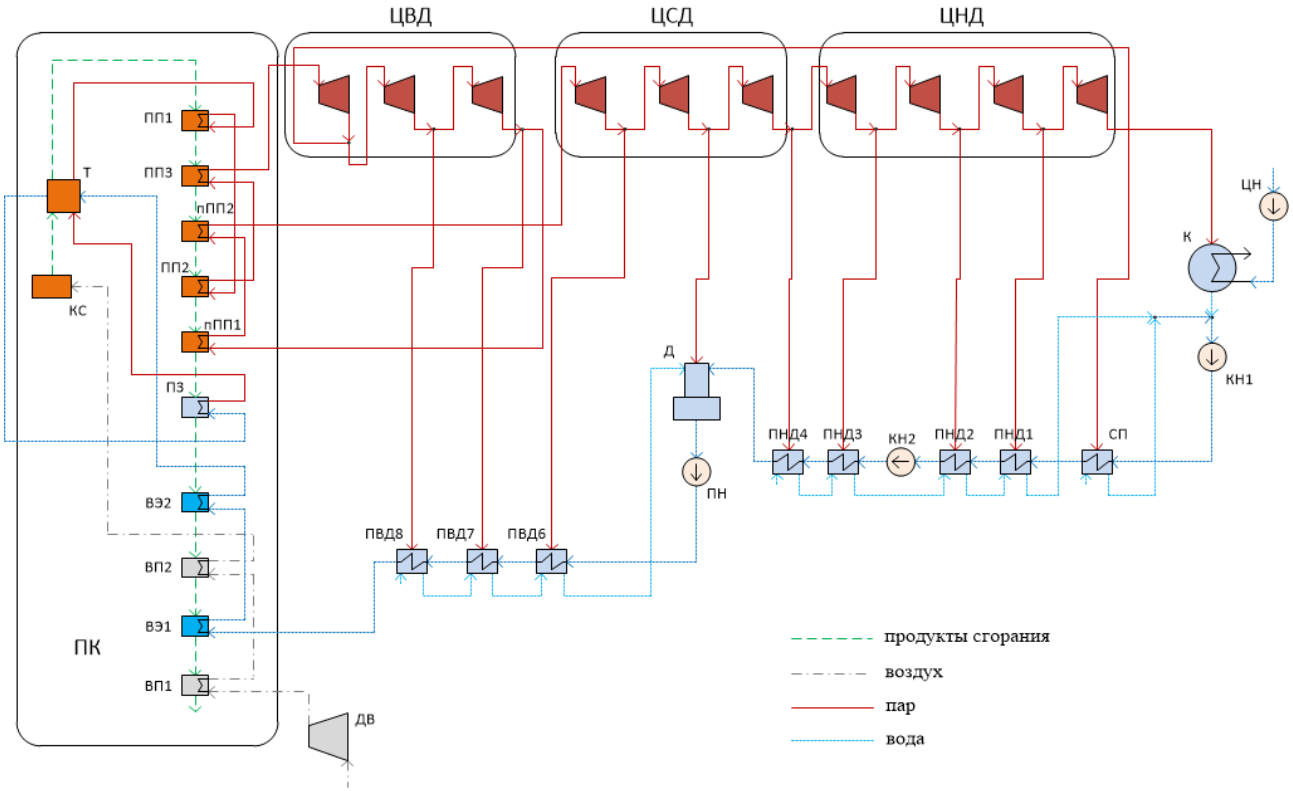
Здесь приводится описание технологической схемы пылеугольного паротурбинного энергоблока на повышенные параметры пара мощностью 660 МВт, используемой для построения его математической модели с помощью комплекса машинного построения программ СМПП. Даётся описание математической модели паропроводов острого пара, пара промежуточного перегрева и трубопроводов питательной воды. Представлено описание разработанного при участии диссертанта быстродействующего программного комплекса, предназначенного для расчёта термодинамических свойств воды и водяного пара, использование которого позволило существенно сократить время оптимизации параметров исследуемого энергоблока.

2.1 Расчётная схема блока

Для оптимизационных исследований был выбран угольный энергоблок на повышенные параметры пара мощностью 660 МВт, технологическая схема которого представлена на рисунке 2.1. Она была выбрана на основе проведённого анализа схем СКП, ССКП и УСКП энергоблоков, предлагаемых в выше представленных работах, как наиболее универсальная. Технологическая схема энергоблока включает в себя прямоточный паровой котёл с одним промежуточным перегревом пара, паровую турбину электрической мощностью около 660 МВт, три регенеративных подогревателя высокого давления, деаэратор, четыре регенеративных подогревателя низкого давления, циркуляционный, два конденсатных и один питательный насосы.

В конвективной шахте парового котла расположены три конвективных пароперегревателя (ПП1, ПП2 и ПП3), две ступени промежуточного пароперегрева-

теля (пПП1 и пПП2), зона максимальной теплоёмкости (ПЗ), две ступени воздухоподогревателя (ВП1 и ВП2) и две ступени водяного экономайзера (ВЭ1 и ВЭ2).



ДВ – дутьевой вентилятор; ПК – прямоточный паровой котёл; КС – камера сгорания парового котла; Т – топка парового котла; ПП1–3 – конвективные пароперегреватели; пПП1–2 – промежуточные пароперегреватели; ПЗ – зона максимальной теплоёмкости; ВЭ1–2 – водяные экономайзеры; ВП1–2 – воздухоподогреватели; ЦВД – группа отсеков цилиндра высокого давления; ЦСД – группа отсеков цилиндра среднего давления; ЦНД – группа отсеков цилиндра низкого давления; К – конденсатор паровой турбины; ЦН – циркуляционный насос; КН1–2 – конденсатные насосы; СП – сальниковый подогреватель; ПНД1–4 – подогреватели низкого давления; Д – деаэратор; ПН – питательный насос; ПВД1–3 – подогреватели высокого давления

Рисунок 2.1 – Расчётная технологическая схема паротурбинной установки мощностью 660 МВт

По газовому тракту поверхности нагрева парового котла расположены в такой последовательности: топочная камера (Т), конвективный пароперегреватель первой ступени (ПП1), конвективный пароперегреватель третьей ступени (ПП3), промежуточный пароперегреватель второй ступени (пПП2), конвективный пароперегреватель второй ступени (ПП2), промежуточный пароперегреватель первой

ступени (пПП1), зона максимальной теплоёмкости (ПЗ), водяной экономайзер второй ступени (ВЭ2), воздухоподогреватель второй ступени (ВП2), водяной экономайзер первой ступени (ВЭ1) и воздухоподогреватель первой ступени (ВП1).

По пароводяному тракту поверхности нагрева расположены следующим образом. Питательная вода после регенеративного подогревателя высокого давления № 8 (ПВД8) направляется в первую ступень водяного экономайзера, затем во вторую ступень водяного экономайзера. Поступающая из второй ступени водяного экономайзера в топочные экраны вода превращается в пар, который направляется в первую ступень конвективного пароперегревателя. Проходя первую, вторую и третью ступени конвективного пароперегревателя пар поступает в турбину, где совершает основную работу. На выходе из цилиндра высокого давления часть пара идёт на нагрев питательной воды в регенеративный подогреватель высокого давления № 7 (ПВД7), другая его часть поступает в первую ступень промежуточного пароперегревателя. После первой ступени промежуточного пароперегревателя он перегревается во второй ступени промежуточного пароперегревателя, и перегретый пар направляется в цилиндр среднего давления (ЦСД) турбины.

Для решения задач оптимизации параметров угольного энергоблока была построена математическая модель, включающая 997 задаваемых параметров, 895 вычисляемых параметров, и, при этом, для 23 параметров требуется задать начальное приближение. Построение модели энергоблока проводилось с помощью разработанного в ИСЭМ СО РАН программно-вычислительного комплекса «Система машинного построения программ» (СМПП) [78], который на основе графически заданной технологической схемы установки и математических моделей её элементов строит программу расчёта установки и позволяет формировать задачи оптимизации её параметров.

При построении модели энергоблока автор использовал разработанные ранее в ИСЭМ СО РАН модели элементов блока (отсеки турбин, теплообменники котла и др.). В тоже время некоторые элементы оборудования, в выполненных ранее работах, не учитывались. Их математические модели были разработаны дис-

сертантом. Это касается модели паропроводов острого пара, пара промежуточного перегрева и трубопроводов питательной воды.

2.2 Математическая модель трубопровода

Математическая модель трубопровода включает гидравлический, прочностной и расчёты стоимости. Гидравлический расчёт, реализованный в математической модели трубопровода, основан на методе, изложенном в [91].

Цель гидравлического расчёта трубопровода заключается в определении его сопротивления при заданной длине, конфигурации, диаметра и расхода среды или в определении пропускной способности при заданных характеристиках и перепаде давления.

Падение давления в трубопроводе вычисляется по формуле:

$$\Delta p = \xi + \sigma, \tag{2.1}$$

где ξ – гидравлическое сопротивление, кг/см^2;

σ – сопротивление, связанное с ускорением, кг/см^2.

Гидравлические потери с учётом сопротивления трению и местных потерь определяются по формуле:

$$\xi = \frac{\left(\zeta_{тр} + \zeta_{м}\right) W_m^2}{2g \cdot 10^4} \upsilon_{ср}, \tag{2.2}$$

где $\zeta_{тр}$ – сопротивление трению;

$\zeta_{м} = 0{,}6$ – местные потери;

W_m – массовая скорость, кг/(м^2 с);

$\upsilon_{ср}$ – средний удельный объём, кг/м^3;

$g = 9{,}81$ – ускорение свободного падения, м/с^2.

Сопротивление трению определяется по формуле:

$$\zeta_{тр} = \frac{L}{4d_2\left[\frac{\ln\left(\frac{3{,}7d_2}{K_э}\right)}{2{,}3}\right]^2}, \qquad (2.3)$$

где L – длина трубопровода, м;

d_2 – внутренний диаметр, м;

$K_э = 0{,}0002$ – эквивалентная шероховатость, м.

Массовая скорость определяется по формуле:

$$W_m = \frac{4G}{\pi \cdot d_2^2}, \qquad (2.4)$$

где G – расход потока рабочего тела, кг/с.

Сопротивление, связанное с ускорением вычисляется по формуле:

$$\sigma = \frac{W_m \cdot \Delta W}{g \cdot 10^4}, \qquad (2.5)$$

где ΔW – разность выходной и входной скорости потока, м/с.

В расчёте на прочность было принято, что температура стенки трубы равняется температуре потока рабочего тела.

Механическое напряжение металла определялось следующим образом:

$$Q = \frac{\left(\frac{p_1 \cdot d_2}{s - \Delta s} + p_1\right)}{200}, \qquad (2.6)$$

где p_1 – давление на входе, кг/см^2,

s – толщина стенки трубы, м;

Δs – погрешность изготовления труб (по толщине), м.

Стоимость трубопроводов определялась по формуле:

$$C_{труб} = m_м \cdot C_м, \tag{2.7}$$

где $m_м$ – масса металла труб, т;

$C_м$ – цена металла, тыс. дол/т.

Масса металла определяется из выражения:

$$m_м = \frac{F\left(d_1^2 - d_2^2\right)\rho}{4d_1}, \tag{2.8}$$

где F – суммарная площадь труб, м^2;

d_1 – внешний диаметр, м;

ρ – плотность металла, т/м^3.

Площадь труб равна:

$$F = \pi d_1 L, \tag{2.9}$$

Внешний диаметр равен:

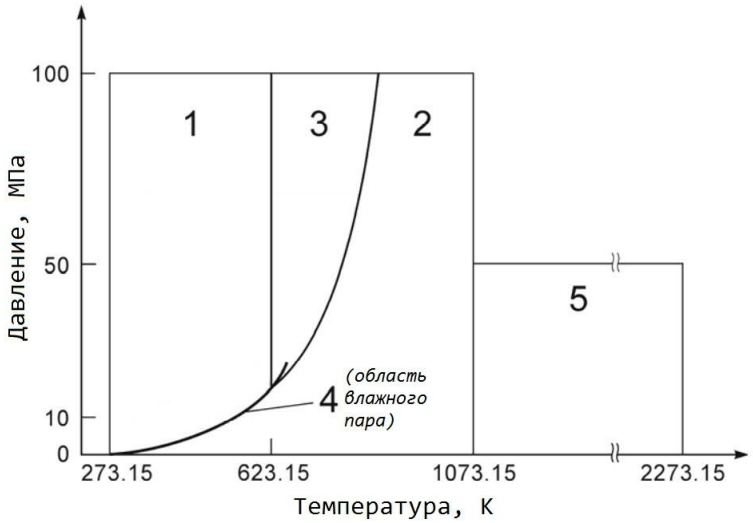
$$d_1 = 2s + d_2. \tag{2.10}$$

2.3 Эффективный интерполяционный метод расчёта термодинамических свойств воды и водяного пара

При проведении оптимизационных расчётов паротурбинных энергоблоков большая часть машинного времени затрачивается на расчёты термодинамических свойств воды и водяного пара. До последнего времени в ИСЭМ СО РАН для таких расчётов использовалась программа, разработанная более 40 лет назад по стандартам IFC-67 [92], основанная на решении систем нелинейных уравнений. В ней зависимости IFC-67 аппроксимировались другими полиномами более низкой степени, потому что эти уравнения применялись для машин малой вычислительной мощности.

Недостатки этой программы выявляются при проведении оптимизации: возникали скачки при переходе между областями, влияющие на точность расчёта, и наличие в этой программе итерационных процессов сказывалось на их скорости. В свою очередь время, затрачиваемое на проведение оптимизационных расчётов, играет очень важную роль из-за большого числа оптимизируемых параметров. Поэтому был создан новый комплекс расчёта термодинамических свойств воды и водяного пара.

По стандартам «IAWPS технической формулировки 1997 г. для термодинамических свойств воды и водяного пара» сокращённо «IAWPS техническая формулировка 1997» (IAWPS-IF 97) [93] разработана программа расчёта термодинамических свойств воды и водяного пара. На рисунке 2.2 показаны пять регионов, по которым разделены зависимости IAWPS-IF 97.



Регион 1 – область воды; регионы 2 и 3 – области перегретого пара;
регион 4 – область влажного пара, линия насыщения;
регион 5 – область высоких температур

Рисунок 2.2 – Области IAWPS-IF 97

В регионах 1 и 2 решается фундаментальное уравнение для свободной энергии Гиббса $g(p,T)$, для региона 3 решается фундаментальное уравнение для свободной энергии Гельмгольца $f(\rho,T)$, где ρ – плотность, и уравнение нахождения давления насыщения $p_s(T)$для линии насыщения. Регион 5 для высоких темпера-

тур решается с помощью зависимости $g(p,T)$. Также в [93] описываются методы нахождения параметров воды и водяного пара в зависимости от давления и энтальпии, и от давления и энтропии.

Новая программа позволяет определять параметры точнее предыдущей, потому что нет скачков при переходе между областями, приводящих к сбоям при решении задач оптимизации градиентными методами, где требуется гладкость функции, но время расчёта возросло из-за значительного числа возведений в большие степени. Всё это существенно замедляет оптимизационные расчёты. Поэтому было решено использовать метод интерполяции. Суть его состоит в том, что с использованием программы точного расчёта определяются параметры в узлах сетки, охватывающей область определения параметров воды. Такие расчёты занимают много времени, но они проводятся один раз.

Для конкретных значений заданных параметров, например давления (p) и энтальпии (h), находятся ближайшие 16 узлов сетки (рис. 2.3). Определение вычисляемого параметра (например, температуры – T) производится по значениям данных параметров в узлах сетки (рис. 2.4). По интерполяционному многочлену Лагранжа, выражения которого приведены ниже, определяется искомый параметр T по заданным параметрам p и h и значениям этих параметров в узлах сетки.

$$T = \sum_{k=1}^{4} T(p_k) \cdot l_k(p), \text{ при } l_k(p) = \prod_{k=1,\, j \neq k}^{4} \frac{p - p_j}{p_k - p_j}, \tag{2.1}$$

где

$$T(p_k) = \sum_{i=1}^{4} T_i(p_k) \cdot l_i(h), \text{ при } l_i(h) = \prod_{i=1,\, j \neq i}^{4} \frac{h - h_j(p_k)}{h_i(p_k) - h_j(p_k)}. \tag{2.2}$$

Сопоставление точных и интерполяционных расчётов термодинамических свойств воды показало, что интерполяционный метод обеспечивает высокую точность расчётов при сокращении их времени в несколько раз.

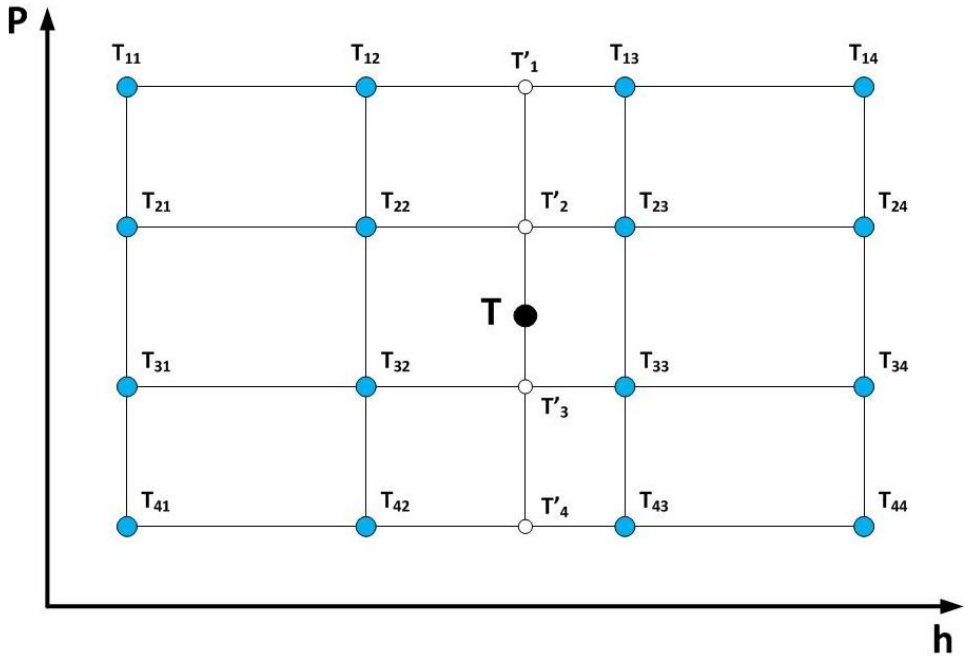


Рисунок 2.3 – Поиск точек изменения температуры T от энтальпии h при фиксированных значениях давления p

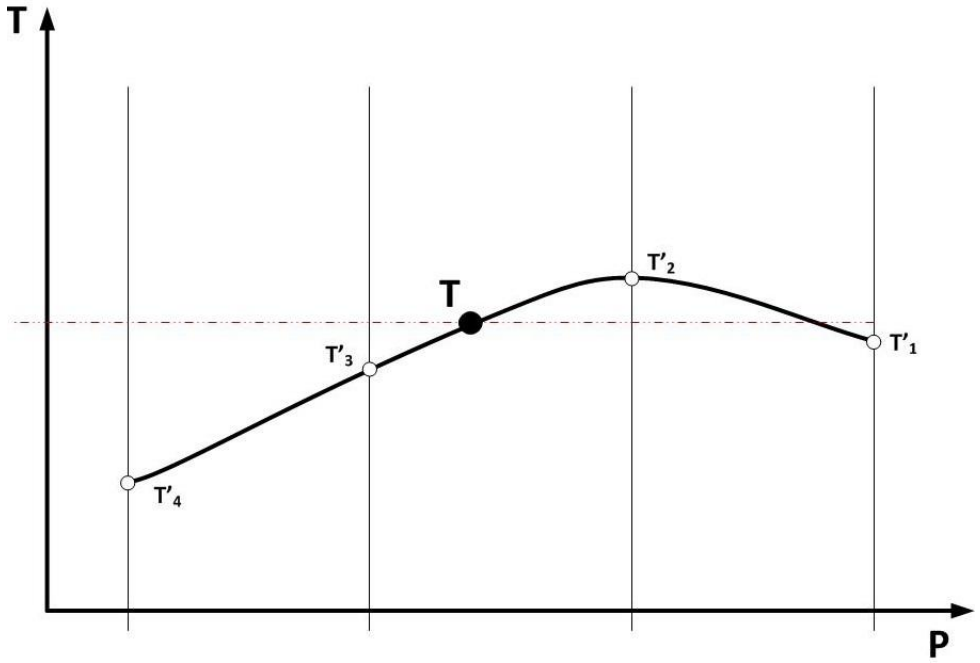


Рисунок 2.4 – Изменение температуры от давления

В результате вычислительного эксперимента, заключающемся в построении сетки (расчёте узлов сетки) на всём диапазоне давлений и температур, были получены результаты, показавшие, что при определённых значениях параметров погрешность расчётов начинает превышать допустимые пределы. Для оценки этих

диапазонов были проведены отдельные эксперименты, показавшие, что от энтальпии, энтропии и температуры точность расчётов практически не зависит, а влияние на неё оказывает только давление. Поэтому было решено разбить диапазон давлений. Были проведены ещё эксперименты, показавшие, что этот диапазон целесообразно разбить на четыре части. Следует отметить, что количество этих интервалов должно быть небольшим, потому что придётся тратить много времени на их проверку. Была написана тестовая программа, просчитывающая с шагом весь диапазон параметров. В результате тесты показали, что погрешность расчёта свойств воды и водяного пара не превышает 0,2%.

2.4 Состав оптимизируемых параметров и ограничений. Целевая функция

Для энергоблока решались две оптимизационные задачи: максимизация КПД нетто (задача 1) и минимизация удельных капиталовложений (задача 2).

В качестве оптимизируемых параметров было выбрано 90 параметров цикла и конструктивных параметров отдельных элементов энергоблока: давление и температура острого пара и пара промежуточного перегрева, расход острого пара, давление пара в отборах на регенерацию и в конденсаторе турбины, энтальпии теплоносителя на входе в тепловоспринимающие поверхности нагрева, толщина и шаги труб этих поверхностей и др. (табл. А.1 приложения А).

При оптимизации учитывалось 144 ограничений-неравенств, включающих ограничения на температуру и механические напряжения металла труб теплообменников, температуру продуктов сгорания на выходе из топки котла, температуру росы для первой ступени воздухоподогревателя, концевые температурные напоры теплообменников, ограничение на влажность на выходе из последнего отсека турбины и др. (табл. А.2 приложения А).

Выводы. Для оптимизационных исследований была выбрана технологическая схема угольного энергоблока на повышенные параметры пара мощностью

660 МВт, состоящая из парового прямоточного котла с одним промежуточным перегревом пара, паровой турбины с электрогенератором, четырёх регенеративных подогревателей низкого давления, деаэратора, трёх регенеративных подогревателей высокого давления, циркуляционного, двух конденсатных и питательного насосов. Паровой котёл состоит из топочной камеры, трёх ступеней пароперегревателя, двух ступеней промежуточного пароперегревателя, зоны максимальной теплоёмкости, двух ступеней водяного экономайзера и двух ступеней воздухоподогревателя. Паровая турбина представлена в виде десяти отсеков, для каждого из которых задаётся относительный внутренний КПД.

С помощью программно-вычислительного комплекса «система машинного построения программ» (ПВК СМПП) была построена математическая модель этого энергоблока пригодная для проведения оптимизационных исследований. Модель содержит 997 задаваемых параметров, 895 вычисляемых параметров, и, при этом, для 23 параметров требуется задать начальное приближение. В качестве оптимизируемых было выбрано 90 параметров. В качестве ограничений неравенств – 144 параметра. Кроме перечисленных выше элементов оборудования технологической схемы в математическую модель энергоблока была включена, разработанная автором, модель паропроводов острого пара, пара промежуточного перегрева и трубопроводов питательной воды.

Одним из важнейших аспектов при оптимизации энергоблоков является время и точность расчёта термодинамических свойств воды и водяного пара. Поэтому при непосредственном участии автора был разработан новый метод расчёта свойств воды и водяного пара основанный на построении сетки параметров, из которых с помощью интерполяционного многочлена Лагранжа выбирается искомый параметр. Новая программа свойств воды позволяет сократить время оптимизационных расчётов в несколько раз, при этом обеспечивается низкая погрешность вычислений не превышающая 0,2 %.

ГЛАВА 3. ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ РАСЧЁТЫ ЭНЕРГОБЛОКА НА ПОВЫШЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА

В данной главе представлены результаты оптимизации пылеугольного паротурбинного энергоблока на повышенные параметры пара мощностью 660 МВт. В качестве целевых функций были выбраны максимизация КПД блока и минимизация удельных капиталовложений. Оптимизация проводилась при двух вариантах использования сплавов для высоконагруженных поверхностей нагрева пароперегревателей котла – 10Х16Н16В2МБР и сплава на никелевой основе Haynes 282, предельная рабочая температура которых равна 700 ^{o}C и 800 ^{o}C соответственно. Графически показаны зависимости КПД от удельных капиталовложений, полученные при решении задачи оптимизации на минимум удельных капиталовложений при фиксированном КПД с использованием двух вариантов сплавов, а также построены линии равной экономической эффективности показателей энергоблока при ценах топлива, равных 30, 100, 200 и 300 дол./т у.т.

3.1 Исходные данные, принятые при расчётах

В качестве топлива был рассмотрен берёзовский бурый уголь марки 2БР, характеристики которого представлены в таблице 3.1.

Для паротурбинной установки были приняты следующие величины относительных внутренних КПД отсеков (по ходу пара), % – 90; 92; 94; 94,5; 95,5; 94,5; 95; 90; 90,5; 86 [39]. Отсеки турбины показаны на рисунке 2.1.

Для расчёта капиталовложений в энергоблок использовалась исходная технико-экономическая информация, представленная в таблице 3.2.

При расчёте линий равной экономичности IRR принималась равной 15 %, а число часов использования установленной мощности энергоблока равным 7000.

Таблица 3.1 – Характеристики берёзовского угля

Характеристика	Значение
Влажность топлива W^p, %	33
Зольность топлива A^p, %	4,7
Содержание серы S^p, %	0,2
Содержание углерода C^p, %	44,3
Содержание водорода H^p, %	3
Содержание азота N^p, %	0,4
Содержание кислорода O^p, %	14,4
Низшая теплота сгорания $Q_н^p$, ккал/кг	3740

Таблица 3.2 – Исходная технико-экономическая информация

Показатель	Значение
Удельная стоимость сплава, дол./кг	–
• Haynes 282	120
• 10Х16Н16В2МБР	53,5
• 15Х1М1Ф	30,6
• Ст20	21
Удельные (на единичный расход условного топлива) затраты в топливную систему, тыс. дол./т/ч	14,4
Постоянные затраты, не зависящие от стоимости оборудования, тыс. дол.	290000
Удельная стоимость топлива, дол./т	100
Удельная стоимость систем, зависящих от расхода топлива, тыс. дол./(т/ч)	240
Удельная стоимость электротехнического оборудования, тыс. дол./кВт	0,192
Коэффициент, учитывающий прочие затраты	1,3
Коэффициент учёта затрат на строймонтаж	1,6
Коэффициент, учитывающий непредвиденные затраты	1,03
Коэффициент приведения цен на оборудование	1,65
Коэффициент, учитывающий стоимость неучтённого оборудования	1,1
Удельная стоимость электрогенератора паровой турбины, дол./кВт	60
Удельная стоимость электрических собственных нужд, дол./кВт	1000
Внутренняя норма возврата капиталовложений	0,15

Назначение представленных в таблице 3.2 показателей проведено на основе экспертного анализа стоимостей различных элементов оборудования действующих и разрабатываемых ТЭУ.

3.2 Результаты оптимизации при выполнении высоконагруженных ступеней пароперегревателей котла из различных материалов

Оптимизация проводилась для двух вариантов, отличающихся материалами, используемыми для изготовления высоконагруженных поверхностей нагрева парового котла (рис. 3.1). В первом варианте в конвективном пароперегревателе первой, второй, третьей ступени и промежуточном пароперегревателе второй ступени, была использована высоколегированная сталь аустенитного класса марки 10Х16Н16В2МБР (ЭП-184) с предельной рабочей температурой 700 ^{o}С. Во втором варианте для этих же поверхностей рассматривалось применение никелевого сплава Haynes 282 с предельной рабочей температурой 800 ^{o}С. В качестве материалов для изготовления других поверхностей нагрева котельного агрегата рассматривались: сталь марки 15Х1МФ, предельная температура 575 ^{o}С; сталь 20, предельная температура 450 ^{o}С.

Основные результаты оптимизационных расчётов исследуемого угольного энергоблока по критериям максимума КПД и минимума удельных капиталовложений приведены в таблице 3.3. Капиталовложения в энергоблок приведены в таблице 3.4. Результаты оптимизационных расчётов топки котла, конвективных поверхностей нагрева котла, паровой турбины, системы регенерации, конденсатора турбины и главных трубопроводов по критериям максимума КПД и минимума удельных капиталовложений приведены в таблицах Б.1 – Б.18 приложения Б.

В таблице Б.1 приложения Б приведены результаты оптимизационных расчётов топки котла и в таблице Б.14 приложения Б – результаты оптимизации конденсатора паровой турбины по двум критериям оптимизации и для двух вариантов использования котельных сталей.

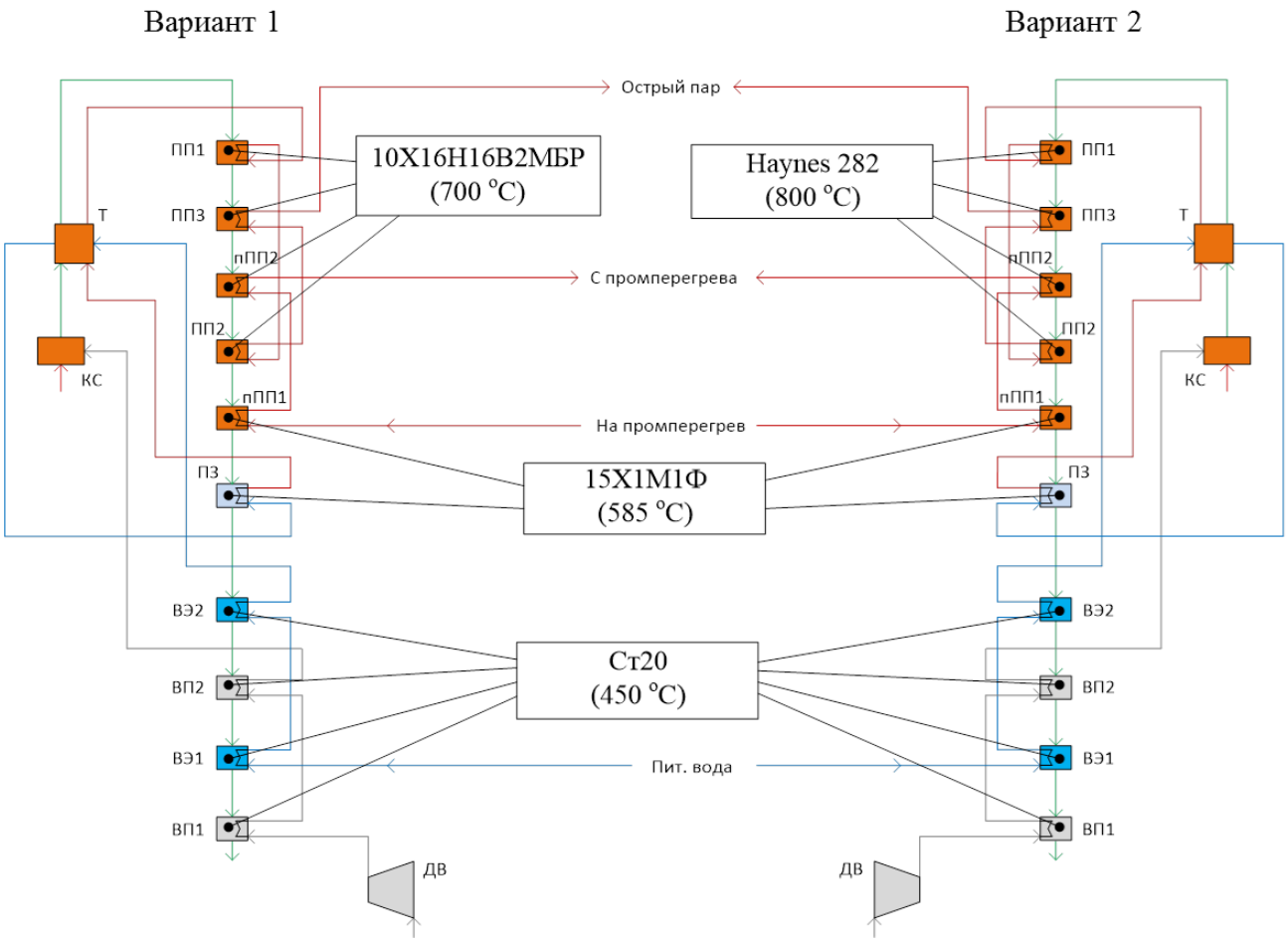


Рисунок 3.1 – Варианты использования сплавов в пароперегревателях котла

По критерию максимума КПД для варианта использования котельной стали 10Х16Н16В2МБР результаты оптимизационных расчётов конвективных поверхностей нагрева парового котла представлены в таблице Б.2 приложения Б, отсеков паровой турбины – в таблице Б.6 приложения Б, системы регенерации – в таблице Б.10 приложения Б, главных трубопроводов – в таблице Б.15 приложения Б. По критерию максимума КПД для варианта использования сплава Haynes 282 результаты оптимизационных расчётов конвективных поверхностей нагрева парового котла представлены в таблице Б.3 приложения Б, отсеков паровой турбины – в таблице Б.7 приложения Б, системы регенерации – в таблице Б.11 приложения Б, главных трубопроводов – в таблице Б.16 приложения Б. По критерию минимума удельных капиталовложений для варианта использования стали 10Х16Н16В2МБР результаты оптимизационных расчётов конвективных поверхностей нагрева парового котла представлены в таблице Б.4 приложения Б, отсеков паровой турбины

– в таблице Б.8 приложения Б, системы регенерации – в таблице Б.12 приложения Б, главных трубопроводов – в таблице Б.17 приложения Б. По критерию минимума удельных капиталовложений для варианта использования сплава Haynes 282 результаты оптимизационных расчётов конвективных поверхностей нагрева парового котла представлены в таблице Б.5 приложения Б, отсеков паровой турбины – в таблице Б.9 приложения Б, системы регенерации – в таблице Б.13 приложения Б, главных трубопроводов – в таблице Б.18 приложения Б.

Таблица 3.3 – Результаты оптимизации энергоблока

Критерий оптимизации	Максимум КПД		Минимум удельных капиталовложений	
1	**2**	**3**	**4**	**5**
Сплав	10Х16Н16 В2МБР	Haynes 282	10Х16Н16 В2МБР	Haynes 282
КПД нетто, %	47,9	49,6	44,3	47,3
Капиталовложения в установку, тыс. дол.	1877490	2001200	1177420	1338860
Удельные капиталовложения на установленную мощность, дол./кВт	3036,8	3233,9	1817,9	2085
Расход острого пара, кг/с	462	399,7	477,6	439,4
Давление острого пара, МПа	32,9	40,5	15,9	24,6
Температура острого пара, ^{o}C	640	672	626	656
Температура питательной воды, ^{o}C	322	313	279	293
Удельный расход топлива, г у.т./кВт·ч	257	248	278	260
Давление пара промежуточного перегрева, МПа	7,9	7,3	3,9	4,8
Температура пара промежуточного перегрева, ^{o}C	680	770	649	697
Расход пара, кг/с:	–	–	–	–
• на ПВД8	21,8	16,6	15,9	17,2
• на ПВД7	68	53,3	48,2	49,3
• на ПВД6	23,1	17,9	10,5	13,6
• на деаэратор	24,2	19,7	28,5	21,8
• на ПНД4	25,1	21,6	25,5	26,3
• на ПНД3	18,3	12,3	17,0	13,2
• на ПНД2	12,1	15,1	18,5	17,6
• на ПНД1	2,3	1,8	1,9	2,7
• в конденсаторе	263,2	238,2	307,8	274,2

Продолжение таблицы 3.3

1	2	3	4	5
Давление пара, МПа:	–	–	–	–
• на ПВД8	12,2	11,0	6,8	8,3
• на ПВД7	8,7	8	4,7	5,8
• на ПВД6	3,3	3,2	2,2	2,6
• на деаэратор	1,4	1,4	1,4	1,4
• на ПНД4	0,53	0,52	0,49	0,56
• на ПНД3	0,15	0,15	0,16	0,15
• на ПНД2	0,034	0,05	0,05	0,05
• на ПНД1	0,013	0,014	0,014	0,015
• в конденсаторе	0,0035	0,0035	0,0039	0,0035
Энтальпия пара, кДж/кг:	–	–	–	–
• на ПВД8	3256,6	3206,5	3371,3	3317,9
• на ПВД7	3162,5	3123,4	3266,1	3216,0
• на ПВД6	3512,3	3709,5	3584,7	3648,3
• на деаэратор	3243,9	3423,9	3425,0	3438,7
• на ПНД4	2997,6	3138,6	3121,9	3166,7
• на ПНД3	2744,4	2855,9	2861,7	2865,7
• на ПНД2	2522,9	2668,5	2662,7	2687,1
• на ПНД1	2409,5	2491,2	2491,7	2507,4
• в конденсаторе	2274,7	2344,7	2354,3	2351,2
Энтальпия воды, кДж/кг:	–	–	–	–
• после ПНД1	197,2	199,8	199,2	205,3
• после ПНД2	281,4	320,8	314,8	327,7
• после ПНД3	431,1	435,5	438,4	435,6
• после ПНД4	626,7	632,8	618,6	645,2
• после деаэратора	823,5	823,5	823,5	823,5
• после ПВД6	1026,0	1022,3	912,4	953,8
• после ПВД7	1351,8	1311,2	1154,4	1214,2
• после ПВД8	1439,0	1387,6	1226,7	1294,8
Температура газов на выходе из топки, ^{o}C	926	927	927	927
Температура уходящих газов, ^{o}C	110	108	145	115
Мощность паровой турбины, МВт	660,1	660,3	678,2	676,7

Продолжение таблицы 3.3

1	2	3	4	5
Полезная электрическая мощность установки, МВт	618,3	618,8	647,7	642,1
КПД котла, %	95	95	93,7	95,1
Выбросы CO_2, тыс. т/год	3353,5	3246,5	3800,8	3529,8
Удельные выбросы CO_2, кг/кВт ч	0,77	0,75	0,84	0,78

Таблица 3.4 – Капиталовложения в установку

Наименование	Максимум КПД		Минимум удельных капиталовложений	
Сплав	10Х16Н16 В2МБР	Haynes 282	10Х16Н16 В2МБР	Haynes 282
Мощность турбины, МВт	660,1	660,3	678,2	676,7
Мощность собственных нужд, МВт	41,8	41,5	30,5	34,5
Полезная мощность, МВт	618,3	618,8	647,7	642,1
Стоимость поверхностей нагрева, тыс. дол.	873294,9	957007,5	193468,8	326606
Стоимость турбомашин, тыс. дол.	157754,7	157702,9	161414,1	161202,2
Стоимость электрогенератора, тыс. дол.	153996,9	154045,1	158228,7	157867,8
Стоимость насосов, тыс. дол.	5334,2	5394,5	3135,7	4003,2
Затраты на собственные нужды, тыс. дол.	99937,2	100216,8	65606,8	78622,2
Стоимость основного оборудования (без главных трубопроводов), тыс. дол.	1290316	1374367	581853,7	728301,8
Стоимость главных трубопроводов, тыс. дол.	44357,4	89442,1	27011,3	55345,8
Затраты, зависящие от электрической мощности, тыс. дол.	122265,5	122377,3	128083,8	126990,2
Затраты, зависящие от объёма потребляемого топлива, тыс. дол.	73318,3	70979,8	83098,9	77173,8
Стоимость каналов и трубопроводов систем технического водоснабжения, тыс. дол.	48409,9	45221,9	58529,5	52217,7
Стоимость охладителей систем технического водоснабжения, тыс. дол.	121,1	113,2	146,5	130,7
Капиталовложения в установку, тыс. дол.	1877490	2001200	1177420	1338860
Удельные капиталовложения на установленную мощность, дол./кВт ч	3036,8	3233,9	1817,9	2085,0
Годовой расход топлива, т	1109270	1073890	1257240	1167600
Топливные затраты, тыс. дол.	110927	107389	125724	116760

Анализ результатов оптимизационных расчётов, представленных в таблицах, показал, что оптимальные значения КПД для варианта использования высоколегированной стали 10Х16Н16В2МБР лежат в пределах 44,3 – 47,9 % при удельных капиталовложениях 1817,9 – 3036,8 дол./кВт соответственно, для варианта использования сплава на никелевой основе Haynes 282 оптимальные КПД лежат в пределах 47,3 – 49,6 % при удельных капиталовложениях 2085 – 3233,9 дол./кВт соответственно. Оптимальное давление острого пара, температура острого пара и пара промежуточного перегрева для варианта с 10Х16Н16В2МБР лежат в пределах 15,9 МПа 626/649 ^{o}C – 32,9 МПа 640/680 ^{o}C, для варианта с Haynes 282 – 24,6 МПа 656/697 ^{o}C – 40,5 МПа 672/770 ^{o}C (значения границ параметров пара получены в результате оптимизации на минимум удельных капиталовложений и максимум КПД нетто соответственно). Следует обратить внимание на относительно низкие давления острого пара при довольно высоких температурах, полученных при оптимизации на минимум удельных капиталовложений. Это связано с тем, что снижение давления острого пара приводит к уменьшению толщин стенок труб в соответствующих поверхностях нагрева котла и паропроводах, это в свою очередь ведёт к их удешевлению. Поэтому оптимизация энергоблока «снизила» давление острого пара при оставленной довольно высокой температуре, т.к. рост последней положительно влияет на энергетическую, а, следовательно, и экономическую эффективность установки.

Поскольку в данной работе не ставилась задача оптимизации систем очистки от оксидов азота NO_x, оксидов серы SO_x и золы, влияние на экологию найденных оптимальных вариантов энергоблока целесообразно рассмотреть с точки зрения выбросов углекислого газа, которые определялись пропорционально количеству углерода, содержащегося в сжигаемом топливе. Наименьшие выбросы CO_2, равные 0,75 кг/кВт·ч, показал вариант оптимизации на максимум КПД со сплавом Haynes 282. Больше всего углекислого газа (0,84 кг/кВт·ч) образуется при оптимизации на минимум удельных капиталовложений со сталью 10Х16Н16В2МБР. Это объясняется тем, что выбросы CO_2 зависят от количества сжигаемого топлива – у варианта оптимизации на максимум КПД со сплавом Haynes 282 годовой рас-

ход топлива равен 1073890 т против 1257240 т при оптимизации на минимум удельных капиталовложений со сталью 10Х16Н16В2МБР.

Температурные профили парового котла и процесс расширения пара в турбине, построенный в h, s-диаграмме, для варианта оптимизации на максимум КПД со сталью 10Х16Н16В2МБР показаны на рисунках 3.2 и 3.3 соответственно. Для варианта оптимизации на максимум КПД со сплавом Haynes 282 показаны на рисунках 3.4 и 3.5; минимум удельных капиталовложений: с 10Х16Н16В2МБР – рис. 3.6 и 3.7, с Haynes 282 – рис. 3.8 и 3.9 соответственно.

На рисунках, изображающих температурные профили парового котла, стрелками показываются направления потоков теплоносителей, т.е. линии, показывающие процесс охлаждения газа имеют направление слева направо, а нагрев воды/пара и воздуха, из-за использования в соответствующих поверхностях нагрева схемы противотока, – справа налево. По оси *x* с единичным интервалом расположены поверхности нагрева котла по ходу газа.

На рисунках, изображающих процесс расширения пара в турбине, линия со степенью сухости $x=1$ является линией насыщения, влажность пара обозначается через *y*.

Анализ рисунков 3.2 и 3.8 показал, что при оптимизации по критерию максимума КПД для двух вариантов использования сплавов в котле (рис. 3.2 и 3.4) КПП2 вырождается, т.е. наблюдается малое охлаждение газа и малый нагрев пара в этой поверхности, а именно на 8 ^{o}C и на 4 ^{o}C соответственно для варианта с 10Х16Н16В2МБР и на 8 ^{o}C и на 5 ^{o}C соответственно для варианта с Haynes 282. Похожая ситуация наблюдается и при оптимизации на минимум удельных капиталовложений для варианта с 10Х16Н16В2МБР (рис. 3.6) – охлаждение газа в КПП2 составляет 4 ^{o}C, нагрев пара равен 3 ^{o}C, так же и в ВЭ1 охлаждение газа и нагрев воды имеет низкие значения 4 ^{o}C и 2 ^{o}C соответственно. Это говорит о том, что из технологической схемы блока могут быть исключены указанные поверхности нагрева.

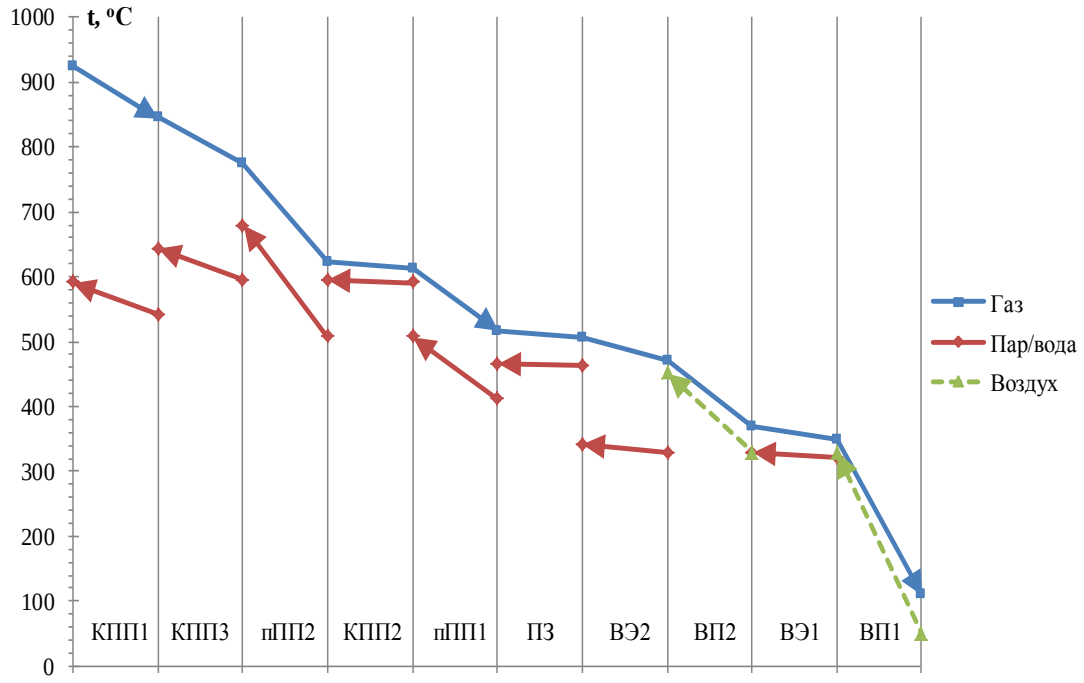


Рисунок 3.2 – Температурные профили рабочего тела в паровом котле для варианта оптимизации на максимум КПД со сталью 10Х16Н16В2МБР

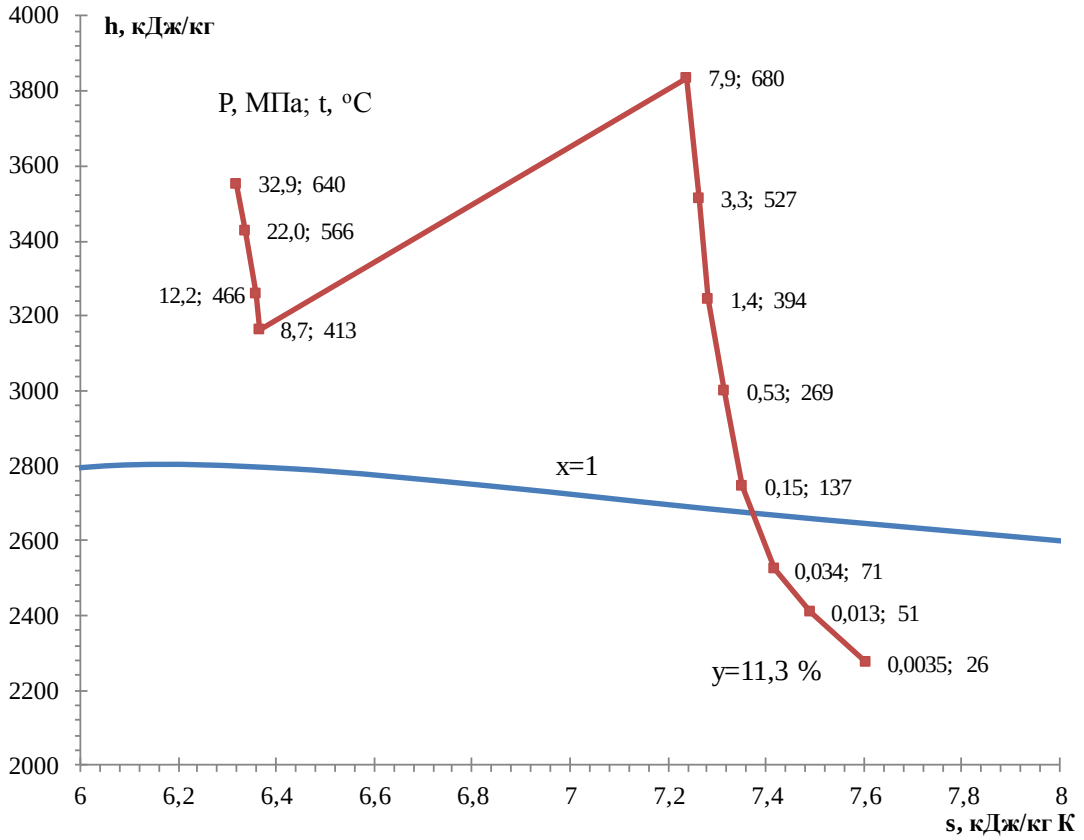


Рисунок 3.3 – процесс расширения пара в турбине для варианта оптимизации на максимум КПД со сталью 10Х16Н16В2МБР

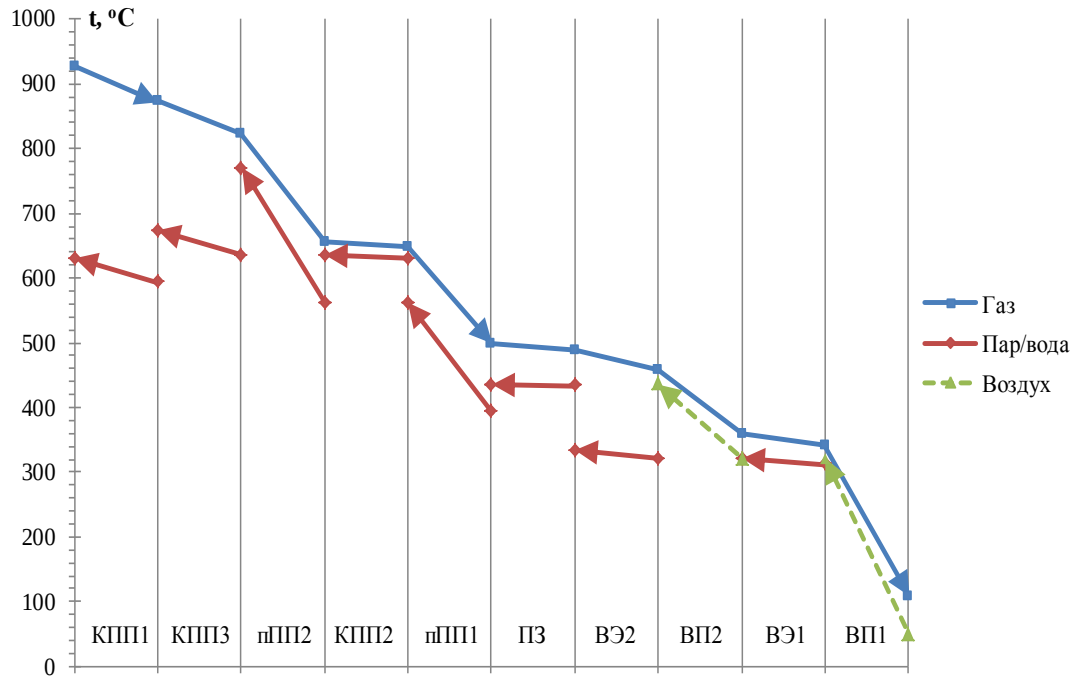


Рисунок 3.4– Температурные профили рабочего тела в паровом котле для варианта оптимизации на максимум КПД со сплавом Haynes 282

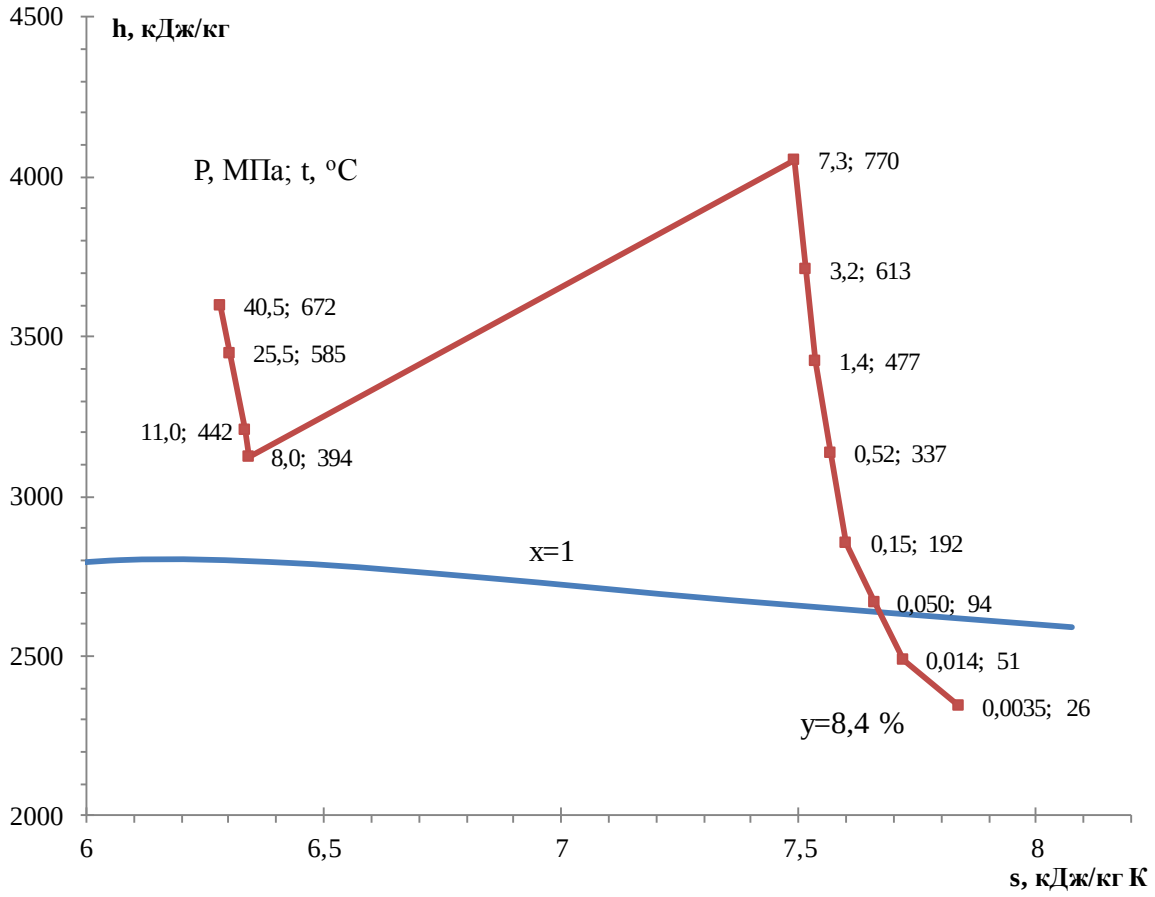


Рисунок 3.5 – процесс расширения пара в турбине для варианта оптимизации на максимум КПД со сплавом Haynes 282

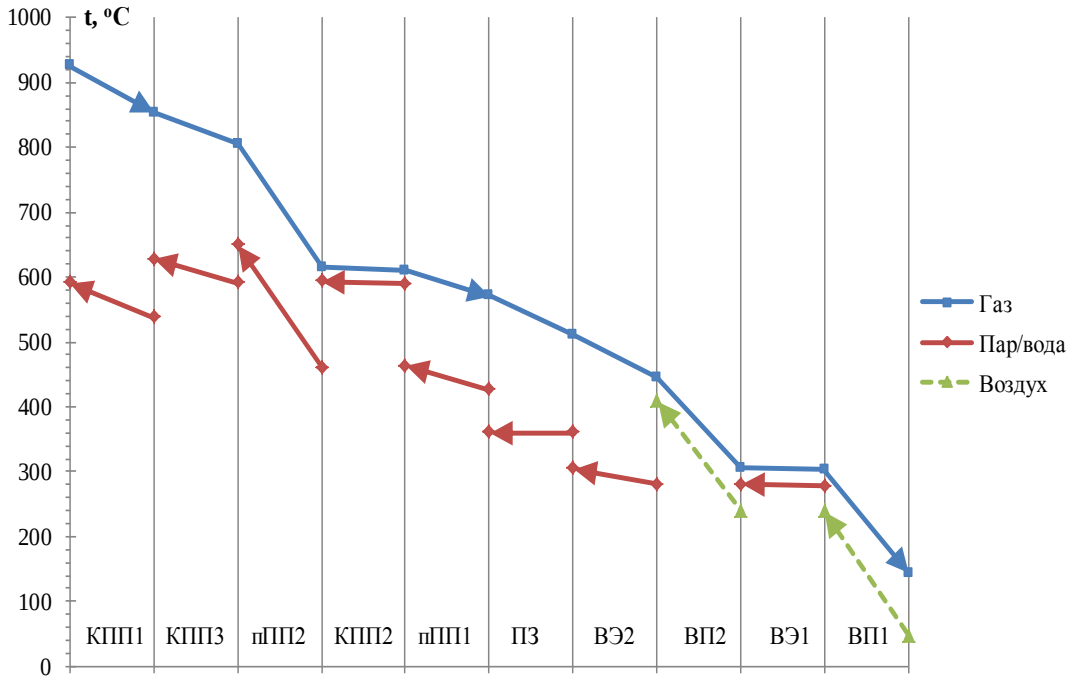


Рисунок 3.6 – Температурные профили рабочего тела в паровом котле для варианта оптимизации на минимум удельных капиталовложений со сталью 10Х16Н16В2МБР

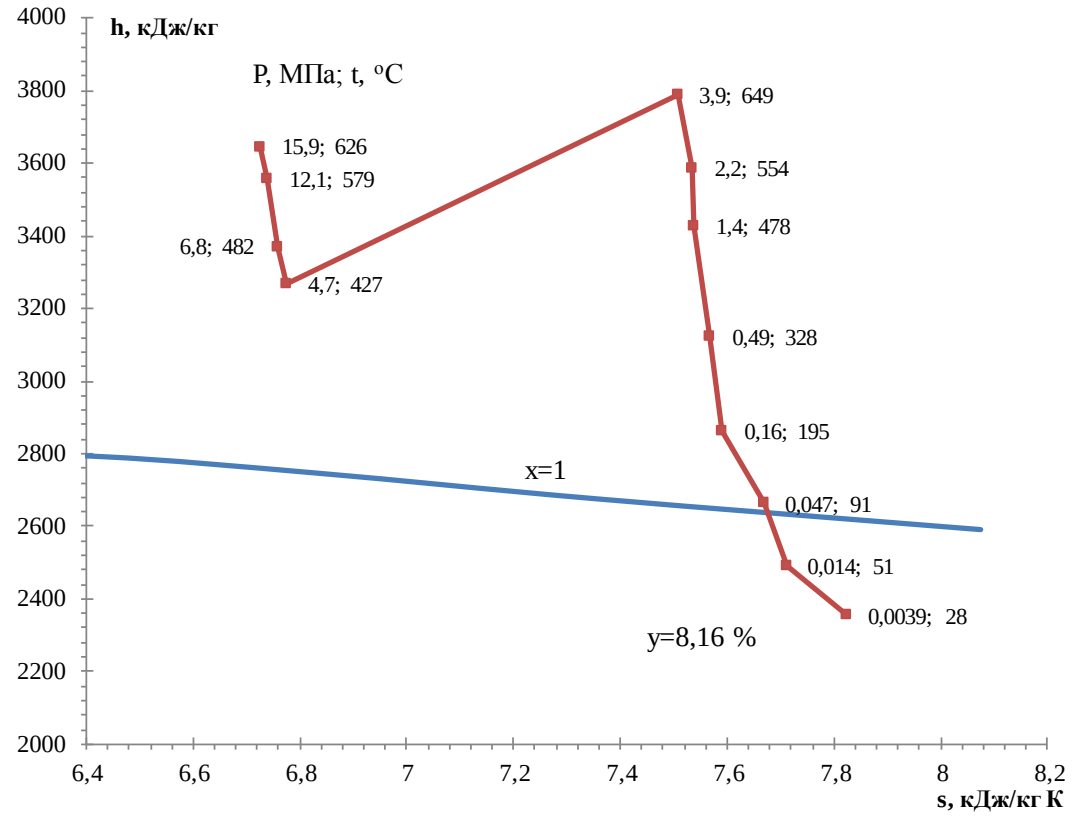


Рисунок 3.7 – процесс расширения пара в турбине для варианта оптимизации на минимум удельных капиталовложений со сталью 10Х16Н16В2МБР

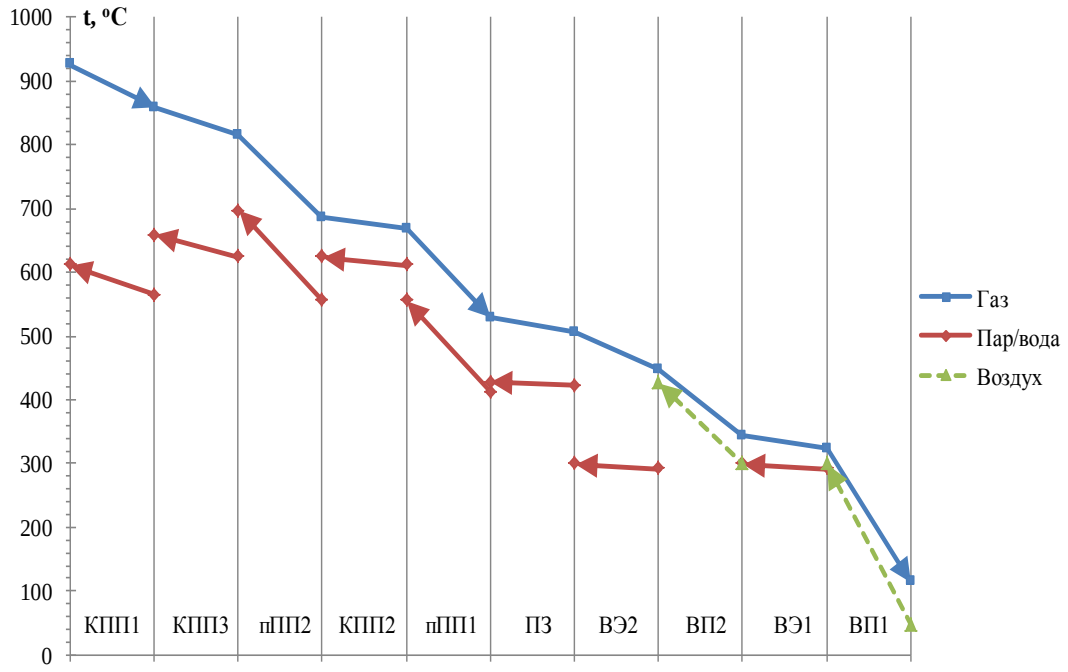


Рисунок 3.8 – Температурные профили рабочего тела в паровом котле для варианта оптимизации на минимум удельных капиталовложений со сплавом Haynes 282

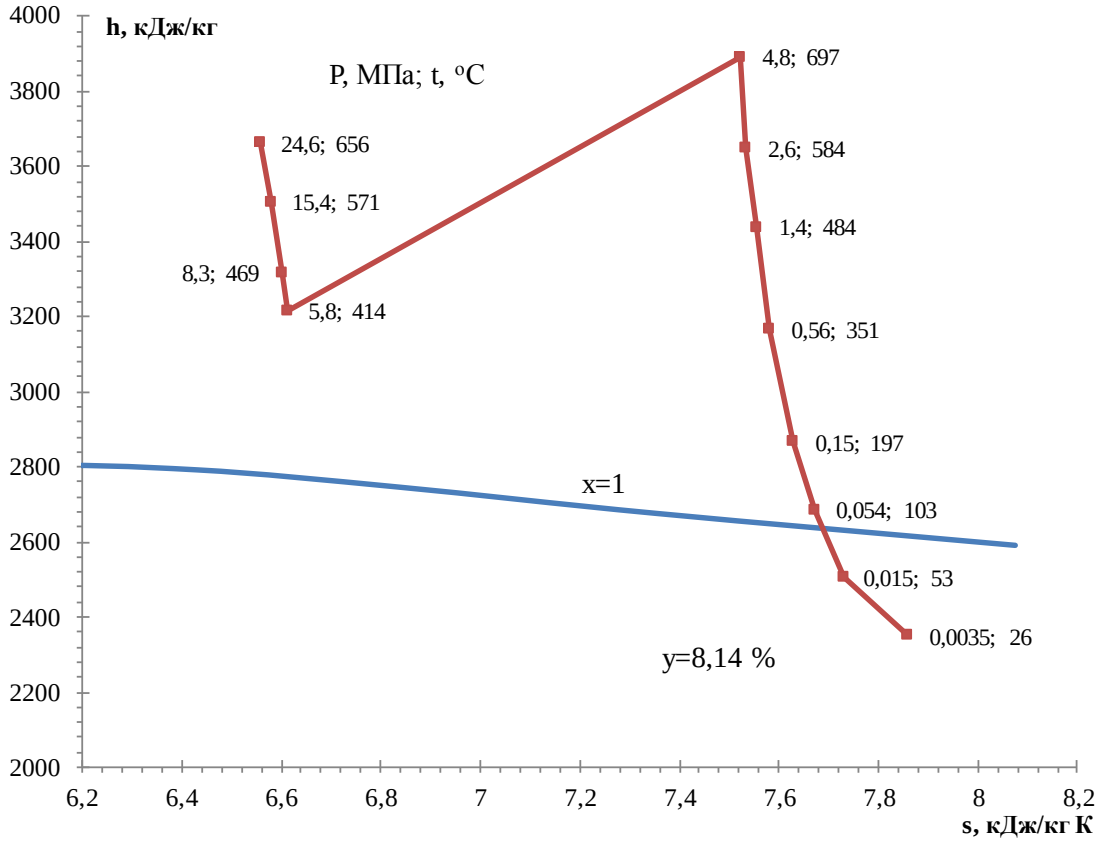


Рисунок 3.9 – процесс расширения пара в турбине для варианта оптимизации на минимум удельных капиталовложений со сплавом Haynes 282

3.3 Подход к анализу результатов оптимизации (линии равной экономической эффективности)

При сопоставлении вариантов параметров угольного энергоблока, сжигающего топливо с известной (достаточно низкой для РФ) ценой, важно определить экономически обоснованный рост капиталовложений для повышения энергетической эффективности (КПД нетто) в пределах диапазона [η_2, η_1] (рис. 1.1). Сравнение проводится с точкой минимальных удельных капиталовложений. Для такого анализа целесообразно построить (в координатах КПД нетто – удельные капиталовложения) линии равной экономической эффективности вариантов.

В качестве критерия такой эффективности использовалась цена электроэнергии, при которой обеспечивается заданное значение нормы возврата капиталовложений (IRR). Для построения указанных линий требуется при заданной цене топлива определить цену электроэнергии в точке, полученной при проведении оптимизационных расчётов на минимум удельных капиталовложений (задача 2), при заданной IRR. Методика расчёта этой цены дана в [94].

Цена электроэнергии является функцией от цены топлива, годового отпуска электроэнергии, годового расхода топлива, капиталовложений и внутренней нормы возврата капиталовложений:

$$C^{э/э} = f\left(Ц^{T}, Э^{год}, IRR, K_{бл}, B^{год}\right), \tag{3.1}$$

где $Ц^{T}$ – цена условного топлива;

$Э^{год}$ – годовая выработка электроэнергии;

IRR – внутренняя норма возврата капиталовложений;

$K_{бл}$ – капиталовложения в энергоблок определяются по (1.18) – (1.20);

$B^{год}$ – годовой расход условного топлива.

Годовая выработка электроэнергии определяется из выражения

$$Э^{год} = \left(N_{бл} - N_{сн}\right) \cdot h_{уст}, \tag{3.2}$$

где $N_{бл}$ – полная мощность блока;

$N_{сн}$ – мощность собственных нужд;

$h_{уст}$ – число часов использования установленной мощности.

Построение линий равной экономической эффективности в координатах КПД нетто – удельные капиталовложения осуществляется следующим образом. Для точки минимума удельных капиталовложений, при некоторой фиксированной цене топлива из выражений (3.1) и (3.2) определяется цена электроэнергии. Затем задаются различные значения КПД нетто блока, лежащие в диапазоне от КПД в точке минимума удельных капиталовложений η_2 до максимального КПД η_1. Для каждого из них определяется годовой расход условного топлива (в т у.т.) из выражения

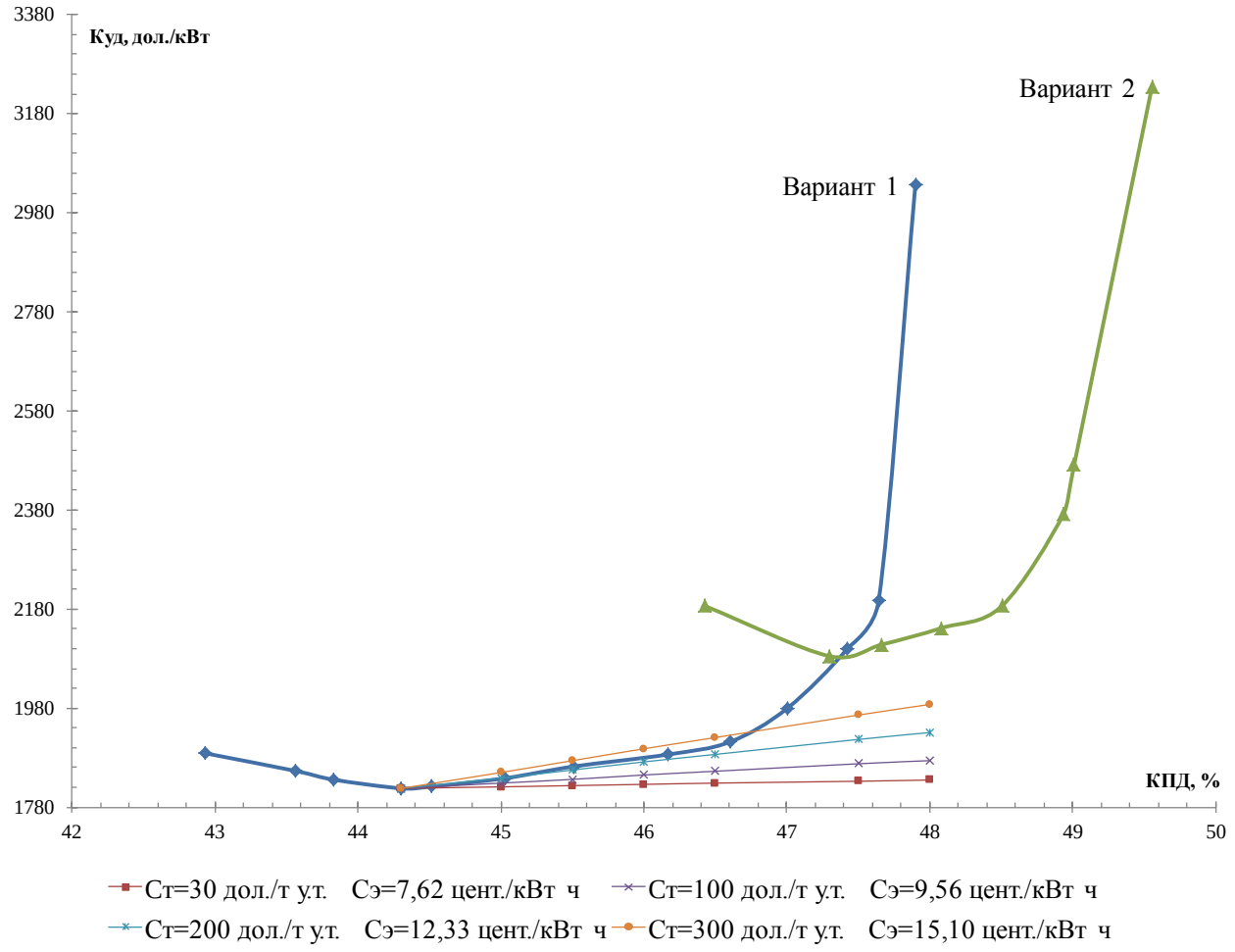
$$B^{год} = \left(N_{бл} - N_{сн}\right) \cdot {0{,}123}/{\eta_{нетто}} \cdot h_{уст}. \qquad (3.3)$$

На основе зависимости (3.1) при заданной цене топлива определяются капиталовложения, при которых будет получаться ранее определённая цена электроэнергии. На основе полученных капиталовложений из выражения $k_{уд} = {K_{бл}}/{\left(N_{бл} - N_{сн}\right)}$ определяются удельные капиталовложения.

На базе полученных точек строится линия равной экономической эффективности между КПД и удельными капиталовложениями при заданной цене топлива. Линия, соединяющая эти точки, и будет линией равной экономической эффективности вариантов. Аналогичным образом строятся линии равной экономической эффективности для разных цен топлива. Все варианты, расположенные нижеуказанной линии, являются экономически более эффективными, а выше – менее эффективными по сравнению с вариантом с минимальными удельными капиталовложениями.

На рисунке 3.10 и 3.11 для исследуемого энергоблока были построены линии равной экономической эффективности и зависимости минимальных удельных капиталовложений от КПД нетто, полученные при решении, сформулированной в

главе 1, оптимизационной задачи 3. На рисунке 3.11 представлен увеличенный фрагмент рисунка 3.10, на котором хорошо видны линии равной экономической эффективности для варианта 1.

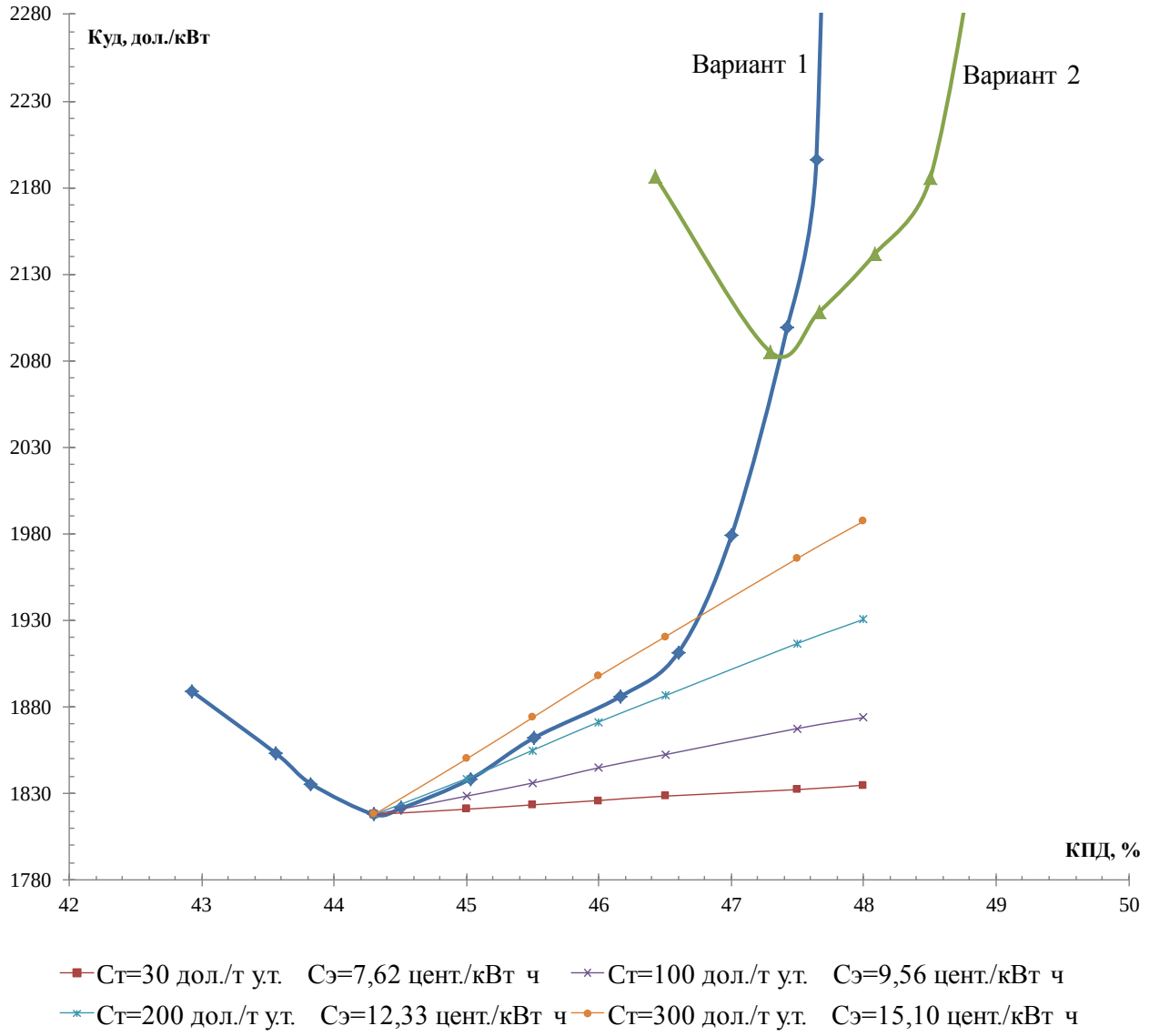


Вариант 1 – зависимость минимальных удельных капиталовложений от КПД нетто для варианта со сталью 10Х16Н16В2МБР; вариант 2 – зависимость минимальных удельных капиталовложений от КПД нетто для варианта со сплавом Haynes 282

Рисунок 3.10 – Линии равной экономической эффективности показателей угольного энергоблока и график зависимости капиталовложений от КПД в установку

Из представленных на рисунке 3.10 и 3.11 зависимостей и полученных результатов оптимизации видно, что минимальные удельные капиталовложения для варианта 2 составляют 2085 дол./кВт и достигаются при КПД нетто 47,3 %, а для варианта 1 они составляют 1817,9 дол./кВт и достигаются при КПД 44,3 %. При

КПД, меньших 47,4 % (КПД находится в точке пересечения графиков для варианта 1 и 2) более низкие удельные капиталовложения имеет вариант 1, а при более высоких – вариант 2. Из этого можно сделать вывод, что сплав Haynes 282 целесообразно использовать лишь с целью достижения КПД нетто более высокого, чем 47,4 %.



Вариант 1 – зависимость минимальных удельных капиталовложений от КПД нетто для варианта со сталью 10Х16Н16В2МБР; вариант 2 – зависимость минимальных удельных капиталовложений от КПД нетто для варианта со сплавом Haynes 282

Рисунок 3.11 – Линии равной экономической эффективности показателей угольного энергоблока и график зависимости капиталовложений от КПД в установку

В точке минимума удельных капиталовложений для варианта 1 были определены цены на электроэнергию, обеспечивающие получение одного и того же уровня нормы возврата капиталовложений при различных ценах топлива (30, 100, 200, 300 дол./т у.т.). Для этих значений цен топлива на рисунке 3.10 и 3.11 построены линии равной экономической эффективности с постоянными ценами электроэнергии, выходящие из точки минимума удельных капиталовложений для варианта 1. Поскольку зависимости 1 и 2 лежат выше линий для цен топлива от 30 до 200 дол./т у.т., то для всех цен на топливо указанного диапазона параметры установки, определённые в точке минимума удельных капиталовложений варианта 1 обеспечивают максимальную эффективность. При ценах на топливо выше 200 дол./т у.т. КПД энергоблока должны принимать более высокие значения, чем в точке минимума удельных капиталовложений.

Выводы. В данной главе приведены основные исходные данные для проведения оптимизационных исследований энергоблока по критерию энергетической и экономической эффективности. Представлены результаты оптимизационных расчётов по двум критериям и для двух вариантов использования материалов труб (высоколегированная сталь аустенитного класса 10Х16Н16В2МБР с предельной рабочей температурой 700 ^{o}С и никелевый сплав Haynes 282 с предельной рабочей температурой 800 ^{o}С) в поверхностях нагрева котла и главных паропроводах. Оптимальные значения КПД для варианта использования высоколегированной стали 10Х16Н16В2МБР лежат в пределах 44,3 – 47,9 % при удельных капиталовложениях 1817,9 – 3036,8 дол./кВт соответственно, для варианта использования сплава на никелевой основе Haynes 282 оптимальные КПД лежат в пределах 47,3 – 49,6 % при удельных капиталовложениях 2085 – 3233,9 дол./кВт соответственно. Оптимальное давление острого пара, температура острого пара и пара промежуточного перегрева для варианта с 10Х16Н16В2МБР лежат в пределах 15,9 МПа 626/649 ^{o}С – 32,9 МПа 640/680 ^{o}С, для варианта с Haynes 282 – 24,6 МПа 656/697 ^{o}С – 40,5 МПа 672/770 ^{o}С (значения границ параметров пара получены в результа-

те оптимизации на минимум удельных капиталовложений и максимум КПД нетто соответственно).

Построены зависимости минимальных удельных капиталовложений от КПД нетто и линии равной экономической эффективности показателей энергоблока при ценах на топливо 30, 100, 200, 300 дол./т у.т. Полученные зависимости показали, что при цене топлива от 30 до 200 дол./т у.т. оптимальные параметры установки, определённые в точке минимума удельных капиталовложений для варианта с 10Х16Н16В2МБР обеспечивают максимальную эффективность. При ценах топлива выше 200 дол./т у.т. КПД энергоблока должны принимать более высокие значения, чем в точке минимума удельных капиталовложений.

ГЛАВА 4. МЕТОДЫ АНАЛИЗА И СИНТЕЗА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ ТЭУ НА БАЗЕ РЕШЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ЗАДАЧ ЛИНЕЙНОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ

В данной главе представлен метод анализа технологических схем теплоэнергетических установок на основе решения вспомогательных задач линейного программирования. Этот метод предполагает решение задач линейного программирования с целью оценки эффекта от подвода или отвода различных по величине тепловых или материальных потоков в различные точки технологической схемы теплоэнергетической установки. Эффективность работы метода продемонстрирована на примере пылеугольного паротурбинного энергоблока с номинальной электрической мощностью 660 МВт. В результате анализа было найдено изменение технологической схемы блока, обеспечивающее снижение цены электроэнергии на 0,1%.

4.1 Обзор методов анализа технологических схем ТЭУ

Оптимизация непрерывных параметров теплоэнергетических установок (ТЭУ) сводится к решению достаточно хорошо изученных задач нелинейного математического программирования (НЛП), для которых существуют эффективные математические методы [78, 95, 96, 97]. Здесь главная проблема – решение задач большой размерности в условиях, когда нелинейные системы уравнений, описывающие ТЭУ и её элементы, могут быть решены лишь приблизительно, что создаёт «шумы» при оптимизации [98].

Помимо оптимизации параметров сложных ТЭУ возникает проблема оптимизации технологических схем этих установок. Для решения такого рода задач существует ряд методов.

1. Методы прямого решения задач синтеза оптимальной схемы [99–104]. Эти методы возможны только при оптимизации отдельных энергетических объектов и подсистем, например, при оптимизации системы теплообменных аппаратов. В [78] решение такой задачи сводится к решению транспортной задачи линейного программирования. Для сложных энергетических объектов и подсистем прямое решение задач синтеза оптимальной схемы невозможно, поскольку эти задачи оптимизации не попадают в класс математических задач с эффективными методами решения.

2. Методы оптимизации максимально сложной схемы [105, 106]. Суть этих методов заключается в построении максимально сложной схемы. После этого последовательно отключают элементы до получения «подозрительной на оптимальность» схемы. Поиск оптимальной схемы осуществляется с помощью решения задач нелинейного дискретного программирования. Оптимизируемыми параметрами выступают переменные, являющиеся признаками включения элементов в схемы. Также к этой группе методов относится метод определяющих параметров. Группа этих методов находит свою применимость лишь среди заранее выбранных схемных решений.

3. Назначение ограниченного числа вариантов схем, выделенных на основе неформального анализа [107]. Выбираются несколько вариантов схем. Затем для каждого варианта проводится оптимизация параметров, определяются технико-экономические показатели, критерий эффективности, сопоставление значений этого критерия позволяет выбрать наилучший вариант. Этот подход малоэффективен, поскольку варианты назначаются без анализа результатов расчёта схем.

4. Методы последовательного улучшения схемы [101, 103]. В ходе итеративного процесса на основе анализа результатов расчёта предыдущего шага в схему добавляются изменения, которые по некоторым оценкам могут поднять эффективность установки. Для сложных энергетических объектов анализ и назначение изменения формальными методами является трудной задачей.

В рамках развития методов последовательного улучшения схемы в [78] был предложен метод анализа схем, основанный на оценке влияния подвода (или от-

вода) к различным точкам технологической схемы малых тепловых или материальных потоков. Анализ основан на использовании теории двойственности в нелинейном математическом программировании. Он позволяет оценить изменение оптимального значения целевой функции при введении дополнительного малого теплового или материального потока в некоторую точку технологической схемы.

Рассматривается следующая оптимизационная задача:

$$\min f(x, z), \tag{4.1}$$

при ограничениях

$$\begin{aligned} &g_1(x, z) \geq 0, \\ &g_2(x, z) \geq 0, \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ &g_m(x, z) \geq 0, \end{aligned} \tag{4.2}$$

$$\underline{x} \leq x \leq \overline{x}, \tag{4.3}$$

где f – целевая функция (например, цена электроэнергии при заданной норме возврата капиталовложений);

x – вектор непрерывных оптимизируемых параметров;

z – вектор материальных или тепловых потоков, подводимых к схеме извне (оптимизация проводится при $z = z^* = 0$), j-ая компонента z_j вектора z соответствует подводу материального или теплового потока в j-ую точку технологической схемы;

g_i, $i = 1, \ldots, m$ – ограничения-неравенства;

$\underline{x}$, $\overline{x}$ – ограничения сверху и снизу на компоненты вектора x.

Обозначим решение задачи (4.1) – (4.3) через x^*.

Из теории двойственности в нелинейном программировании [108] следует, что малые изменения оптимального значения целевой функции при малом изменении параметра z_j определяется как

$$df_j = \left[\left(\frac{\partial f\left(x^*, z^*\right)}{\partial z_j} \right) + \sum_{i=1}^{m} u_i \left(\frac{\partial g_i\left(x^*, z^*\right)}{\partial z_j} \right) \right] \left(z_j - z_j^* \right), \tag{4.4}$$

где $\left(\frac{\partial f\left(x^*, z^*\right)}{\partial z_j} \right)$ – производная целевой функции по z_j;

$\left(\frac{\partial g_i\left(x^*, z^*\right)}{\partial z_j} \right)$ – производная *j*-ого ограничения-неравенства по z_j, где подстрочным индексом *j* обозначается *j*-ая компонента соответствующего вектора;

u_i – *i*-ая двойственная переменная (множитель Лагранжа).

Отметим, что поскольку $z_j^* = 0$, то $z_j = \Delta z_j$ и замена Δz_j на равную по модулю величину, но имеющую противоположный знак приведёт к получению df_j равного по модулю, но имеющего противоположный знак. В связи с этим отвод единичного теплового потока от некоторой точки схемы окажет равное по модулю, но противоположное по знаку влияние на целевую функцию по сравнению с подводом единичного потока.

Определяя из выражения (4.4) эффект от подвода (и отвода) тепловых и материальных потоков для различных точек технологической схемы можно определить пары точек (с учётом их температур и давлений), между которыми могут быть организованы малые тепловые и/или материальные потоки и при этом произойдёт уменьшение значения целевой функции. Применительно к тепловым потокам суммарный эффект от передачи тепла из точки *p* к точке *k* определится как

$$df_{pk} = df_k - df_p, \tag{4.5}$$

где df_p, df_k – изменение целевой функции при подводе малого потока к точкам *p* и *k*.

Если оцениваемый эффект от организации потока достаточно большой, то формируются соответствующие изменения технологической схемы для реализации этого потока, решается новая оптимизационная задача и определяется реаль-

ный эффект. Если этот эффект существенный, то изменение схемы принимается и описанный выше анализ повторяется для новой схемы. В противном случае для начальной схемы выбирается другой «перспективный» поток, формируется новая схема и оценивается реальный эффект от реализации этого потока. Такой процесс может продолжаться до тех пор, пока не будет найдено ни одного потока, дающего достаточно большой эффект.

В работе [79] этот метод получил своё развитие в направлении усовершенствования информативности процесса оценки влияния организации малых потоков между точками схемы. Суть усовершенствования заключается в оптимизации параметров исходной схемы совместно со значениями новых тепловых и материальных потоков, организуемых между её заранее назначенными точками. Сам процесс основывается на изменении уравнений тепловых и материальных балансов, связанных с узлами подключения, путём добавления переменных, показывающих изменение температуры, энтальпии и массового расхода теплоносителя. Новые переменные включают в состав оптимизируемых параметров и ограничений-неравенств.

Достоинством рассмотренного подхода является простота анализа на основе выражения (4.4), а недостаток его связан с тем, что он не позволяет оценить как изменится эффект df_j с изменением величины подводимого (или отводимого) потока тепла или вещества. Кроме того на его основе невозможно определить какое предельное значение может принять данный поток и как при этом изменятся термодинамические параметры рабочего тела в точках подвода и отвода теплового или материального потока.

4.2 Метод анализа технологической схемы, основанный на решении вспомогательных задач линейного программирования

Далее рассматривается предложенный подход в значительной мере свободный от указанных недостатков. Суть его состоит в том, что для анализа схем вме-

сто выражения (4.4) предлагается использовать решение вспомогательной задачи линейного программирования (ЛП). Эта задача формируется следующим образом.

В точке решения задачи НЛП (4.1) – (4.3) определяются производные функций $f, g_1, \ldots, g_m$ по параметрам x и z и рассматривается следующая задача ЛП

$$\min_x \left[f\left(x^*, z^*\right) + \sum_{l=1}^{L} \frac{\partial f\left(x^*, z^*\right)}{\partial x_l}\left(x_l - x_l^*\right) + \frac{\partial f}{\partial z_j}\Delta z_j \right], \tag{4.6}$$

при условиях

$$g_i\left(x^*, z^*\right) + \sum_{l=1}^{L} \frac{\partial g_i\left(x^*, z^*\right)}{\partial x_l}\left(x_l - x_l^*\right) + \frac{\partial g_i\left(x^*, z^*\right)}{\partial z_j}\Delta z_j \geq 0, \quad i = 1, \ldots, M, \tag{4.7}$$

$$\underline{x_l} \leq x_l \leq \overline{x_l}, \quad l = 1, \ldots, L, \tag{4.8}$$

Основная идея предлагаемого подхода состоит в том, чтобы решать задачу (4.6) – (4.8) при различных значениях Δz_j, имеющих как положительное значение (подвод тепла или вещества), так и отрицательное значение (отвод тепла или вещества).

Следует заметить, что для реализации такого подхода нужно в первую очередь определить допустимые границы изменения Δz_j, т.е. такие $\underline{\Delta z_j}$ и $\overline{\Delta z_j}$, что при выполнении условия $\underline{\Delta z_j} \leq \Delta z_j \leq \overline{\Delta z_j}$ задача (4.6) – (4.8) имеет допустимое решение.

Для поиска $\underline{\Delta z_j}$ решается задача ЛП вида $\underline{\Delta z_j} = \min_{\Delta z_j, x} \Delta z_j$ при условиях (4.7), (4.8), а также условии $z_j^- \leq \Delta z_j \leq 0$, где z_j^- – отрицательное число, заведомо меньшее, чем $\underline{\Delta z_j}$. Для поиска $\overline{\Delta z_j}$ – задача вида $\overline{\Delta z_j} = \max_{\Delta z_j, x} \Delta z_j$ при условиях (4.7), (4.8), а также условии $0 \leq \Delta z_j \leq z_j^+$, где z_j^+ – положительное число, заведомо большее чем $\overline{\Delta z_j}$.

Интервал $\left[\underline{\Delta z_j},\ 0\right]$ разбивается на заданное число N_1 малых одинаковых интервалов, длина которых определяется из выражения

$$\underline{\Delta z_j^M} = \frac{\left|\underline{\Delta z_j}\right|}{N_1}. \tag{4.9}$$

Аналогично интервал $\left[0,\ \overline{\Delta z_j}\right]$ разбивается на заданное число N_2 малых одинаковых интервалов, длиной

$$\overline{\Delta z_j^M} = \frac{\left|\overline{\Delta z_j}\right|}{N_2}. \tag{4.10}$$

Назначается N_1 значений Δz_{js}^- определяемых как

$$\Delta z_{js}^- = -\underline{\Delta z_j^M} \cdot s,\ \ s = 1, \ldots, N_1 \tag{4.11}$$

и N_2 значений

$$\Delta z_{jq}^+ = \overline{\Delta z_j^M} \cdot q,\ \ q = 1, \ldots, N_2 \tag{4.12}$$

Подставляя в задачу (4.6) – (4.8) вместо Δz_j соответствующие значения $\Delta z_{js}^-,\ \ s = 1, \ldots, N_1$ и решая N_1 задач ЛП (4.6) – (4.8) на j-ом отводе потока из точки схемы получаем N_1 оптимальных значений целевой функции f_{js}^-. Аналогичным образом при подстановке вместо Δz_j величин $\Delta z_{jq}^+,\ \ q = 1, \ldots, N_2$ решаются N_2 задачи ЛП на подвод теплового потока в точку j и определяются оптимальные значения $f_{jq}^+,\ \ q = 1, \ldots, N_2$.

Кроме значений целевой функции при каждом значении потока Δz_j необходимо знать расход, температуру (или энтальпию) и давление рабочего тела пе-

ред точкой подвода потока при различных Δz_j. Эти величины могут быть оценены с использованием следующих линейных уравнений:

$$t_j^{вх}(\Delta z_j) = t_j^{вх}(x^*, z^*) + \sum_{l=1}^{L} \frac{\partial t(x^*, z^*)}{\partial x_l}(\hat{x}_l - x_l^*) + \frac{\partial t(x^*, z^*)}{\partial z_j}\Delta z_j, \quad (4.13)$$

$$H_j^{вх}(\Delta z_j) = H_j^{вх}(x^*, z^*) + \sum_{l=1}^{L} \frac{\partial H(x^*, z^*)}{\partial x_l}(\hat{x}_l - x_l^*) + \frac{\partial H(x^*, z^*)}{\partial z_j}\Delta z_j, \quad (4.14)$$

$$P_j^{вх}(\Delta z_j) = P_j^{вх}(x^*, z^*) + \sum_{l=1}^{L} \frac{\partial P(x^*, z^*)}{\partial x_l}(\hat{x}_l - x_l^*) + \frac{\partial P(x^*, z^*)}{\partial z_j}\Delta z_j, \quad (4.15)$$

$$G_j^{вх}(\Delta z_j) = G_j^{вх}(x^*, z^*) + \sum_{l=1}^{L} \frac{\partial G(x^*, z^*)}{\partial x_l}(\hat{x}_l - x_l^*) + \frac{\partial G(x^*, z^*)}{\partial z_j}\Delta z_j, \quad (4.16)$$

где $t_j^{вх}$, $H_j^{вх}$, $P_j^{вх}$ и $G_j^{вх}$ – температура, энтальпия, давление и расход; надстрочным индексом *вх* обозначены параметры перед точкой подвода или отвода потока; через $\hat{x}_l$ обозначена *l*-ая компонента параметра *x* в точке решения задачи ЛП (4.6) – (4.8) при значении потока Δz_j.

После подвода/отвода теплового потока Δz_j температура рабочего тела будет равна $t_j^{вых}(\Delta z_j) = t_j^{вх}(\Delta z_j) + \dfrac{\Delta z_j}{G_j^{вх} \cdot c_j^{вх}(t_j^{вх}, P_j^{вх})}$.

Энтальпия рабочего тела после подвода теплового потока будет равна $H_j^{вых}(\Delta z_j) = H_j^{вх}(\Delta z_j) + \dfrac{\Delta z_j}{G_j^{вх}}$.

При отводе материального потока из точки, его температура (энтальпия) и давление будут равны этим параметрам в точке *j* до отвода тепла, т.е. $t_j^{вх}$ и $H_j^{вх}$.

Следует отметить, что использовать в качестве параметра, определяющего состояние рабочего тела температуру целесообразно для потоков газов (воздух, продукты сгорания, продукты газификации и др.). Поскольку температура вместе

с давлением и составом газовой смеси однозначно определяют состояние таких рабочих тел. Для потоков воды, пароводяной смеси и водяного пара целесообразно использовать энтальпию, поскольку энтальпия вместе с давлением однозначно определяет состояние данных рабочих тел.

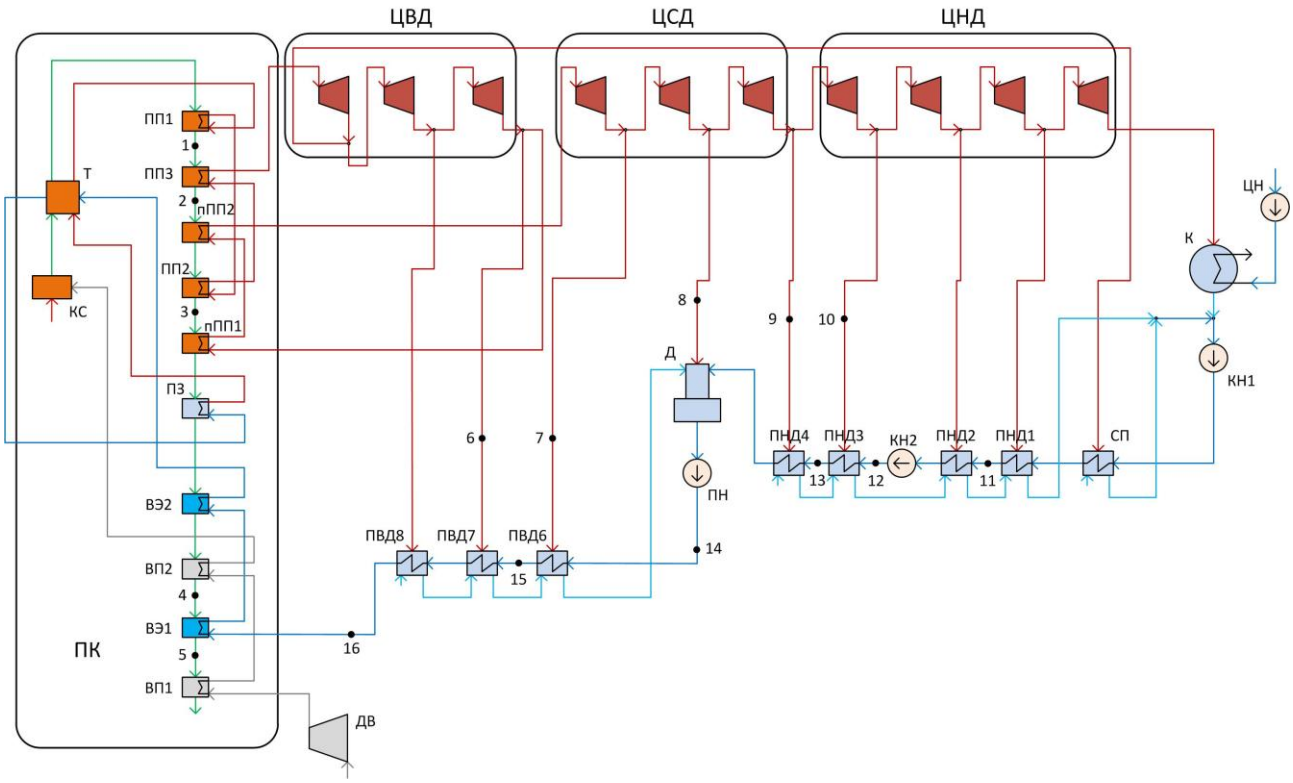
При подводе материального потока эффект от его подвода можно считать включающим две составляющих: а) подвод потока с теми же $t(H)$ и P, что и у основного потока $t(x^*,z^*)$ и $H(x^*,z^*)$, $P(x^*,z^*)$ и подвод тепла равного разности между суммарными энтальпиями потока при фактических параметрах и потока при $t(x^*,z^*)$, $H(x^*,z^*)$ и $P(x^*,z^*)$.

4.3 Пример анализа технологической схемы

Использование предлагаемой методики иллюстрируется на примере анализа технологической схемы рассмотренного выше угольного энергоблока.

В качестве целевой функции принята цена электроэнергии при заданном значении нормы возврата капиталовложений. Для анализа эффекта подвода (отвода) теплоты в схеме было назначено 16 точек (рис. 4.1). Точки 1 – 5 находятся в конвективной части парового котла и распложены в тракте газа; точки 6 – 10 расположены в регенеративных отборах пара из турбины; 11 – 16 лежат в тракте питательной воды (11, 12, 13 в зоне ПНД и 14, 15, 16 в зоне ПВД).

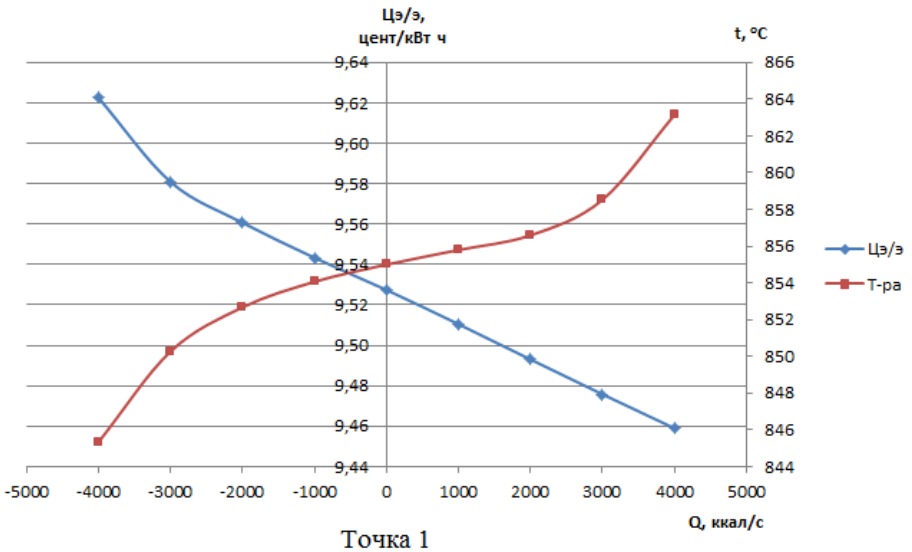
Для каждой из точек определялось минимально и максимально возможное количество отводимого и подводимого тепла. Затем полученные диапазоны разбивались на n единичных интервалов (1 единица теплового потока принималась равной 1000 ккал/с или 4186 кДж/с) и для каждого значения теплового потока в результате решения вспомогательной задачи линейного программирования (4.6) – (4.8) определялись значение целевой функции и температура рабочего тела.



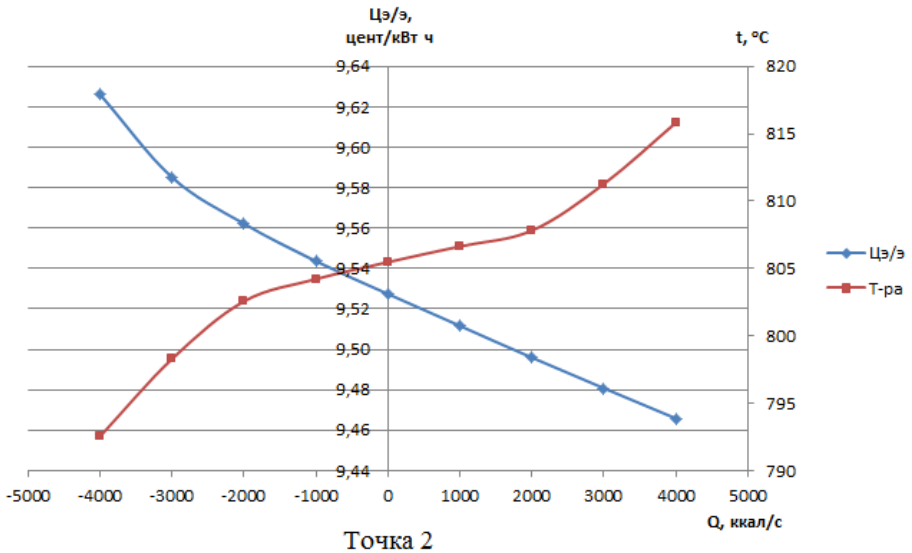
ДВ – дутьевой вентилятор; ПК – прямоточный паровой котёл; КС – камера сгорания парового котла; Т – топка парового котла; ПП1–3 – конвективные пароперегреватели; пПП1–2 – промежуточные пароперегреватели; ПЗ – зона максимальной теплоёмкости; ВЭ1–2 – водяные экономайзеры; ВП1–2 – воздухоподогреватели; ЦВД – группа отсеков цилиндра высокого давления; ЦСД – группа отсеков цилиндра среднего давления; ЦНД – группа отсеков цилиндра низкого давления; К – конденсатор паровой турбины; ЦН – циркуляционный насос; КН1–2 – конденсатные насосы; СП – сальниковый подогреватель; ПНД1–4 – подогреватели низкого давления; Д – деаэратор; ПН – питательный насос; ПВД1–3 – подогреватели высокого давления

Рисунок 4.1 – Расчётная технологическая схема пылеугольного паротурбинного энергоблока мощностью 660 МВт

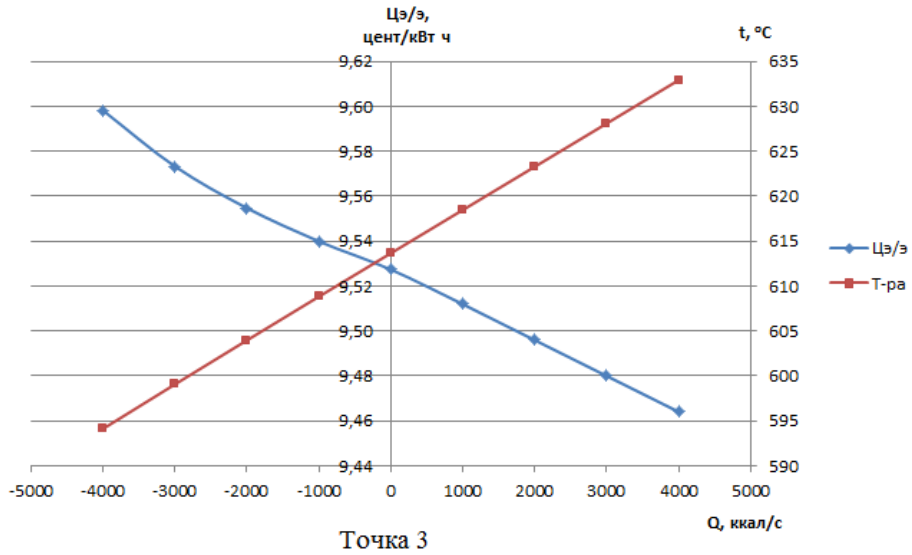
Изменение значения целевой функции и температуры рабочего тела в зависимости от величины подводимого или отводимого теплового потока для каждой из 16 точек представлены графически на рисунках 4.2 – 4.7.



Точка 1

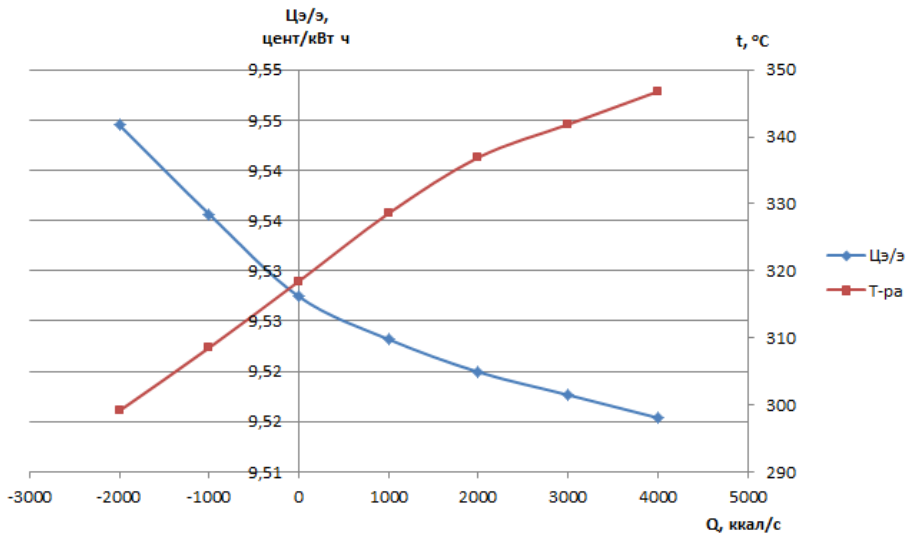


Точка 2

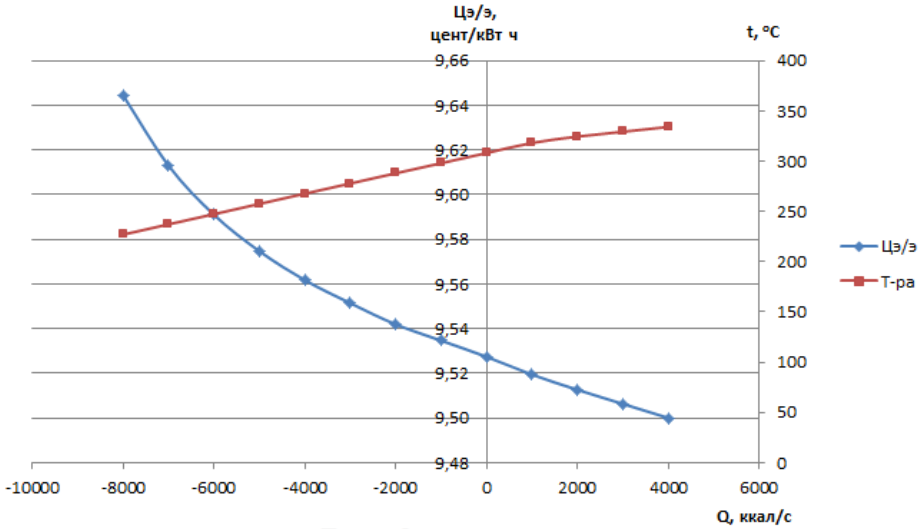


Точка 3

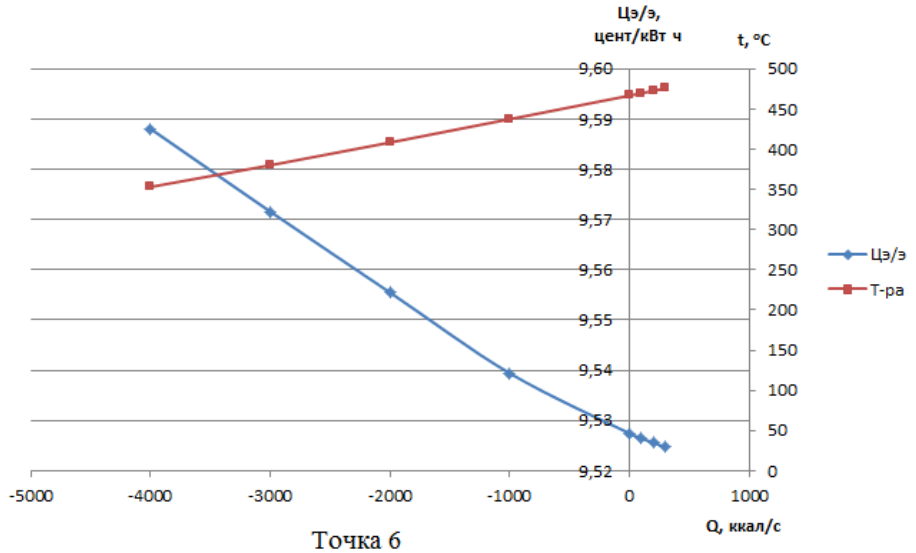
Рисунок 4.2 – Графики изменения целевой функции и температуры рабочего тела от величины теплового потока для точек 1 – 3



Точка 4

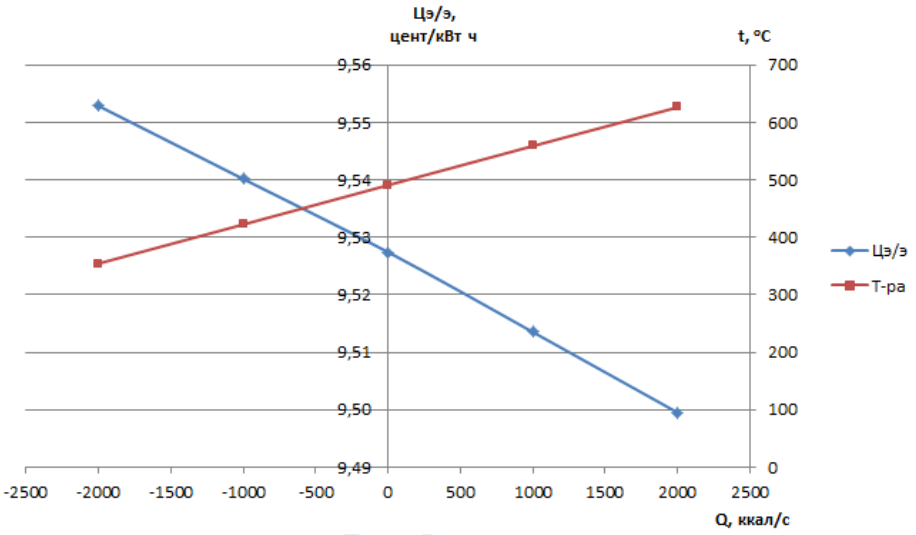


Точка 5

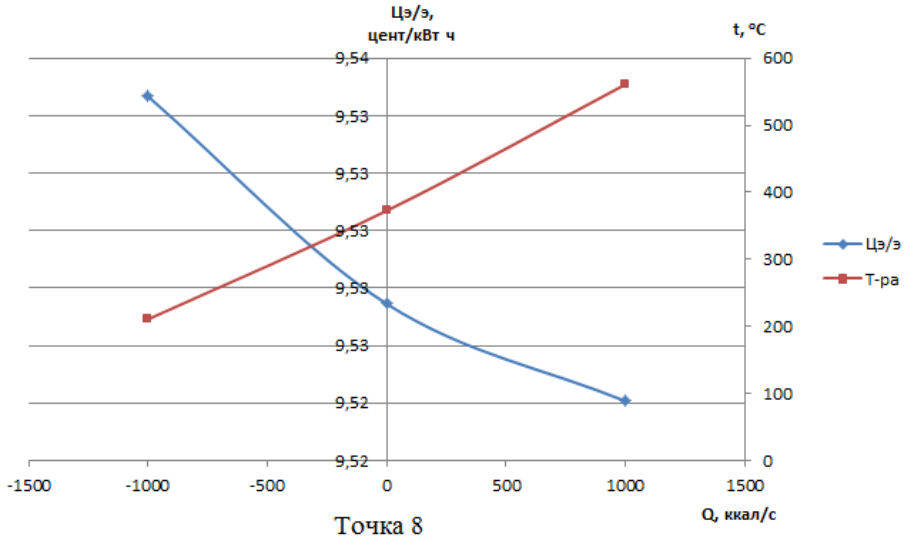


Точка 6

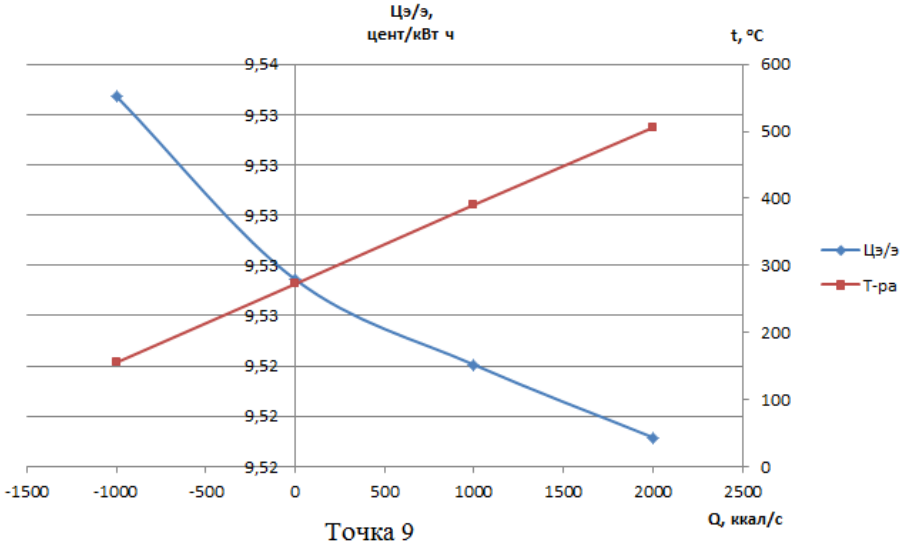
Рисунок 4.3 – Графики изменения целевой функции и температуры рабочего тела от величины теплового потока для точек 4 – 6



Точка 7

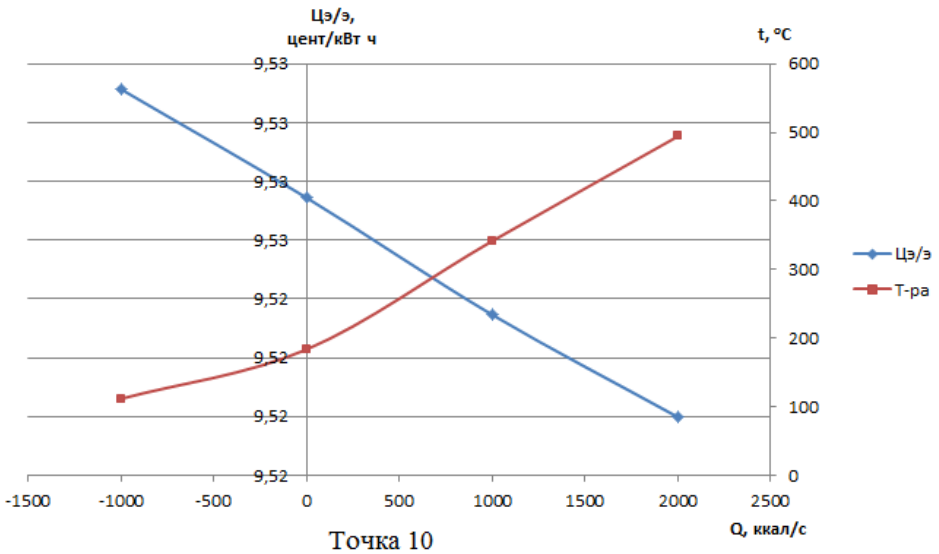


Точка 8

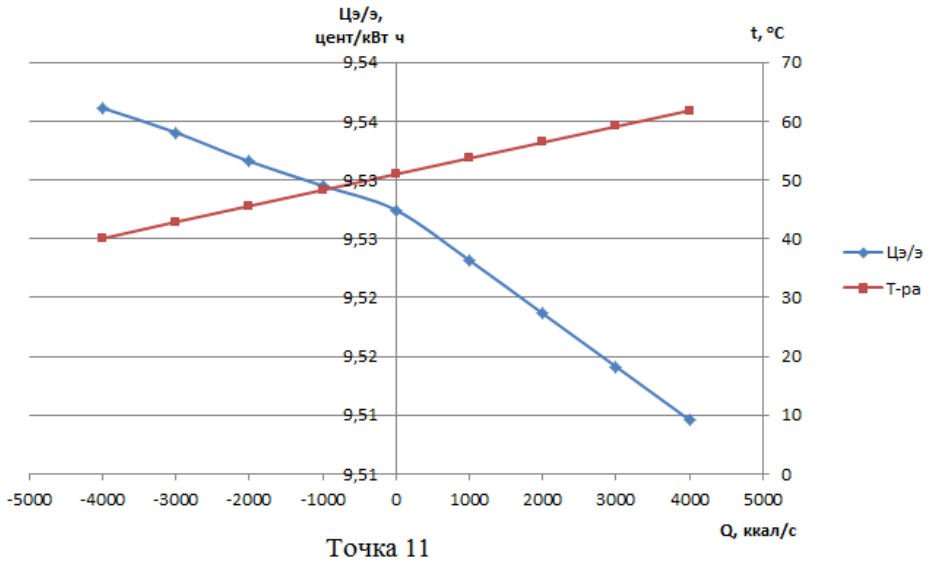


Точка 9

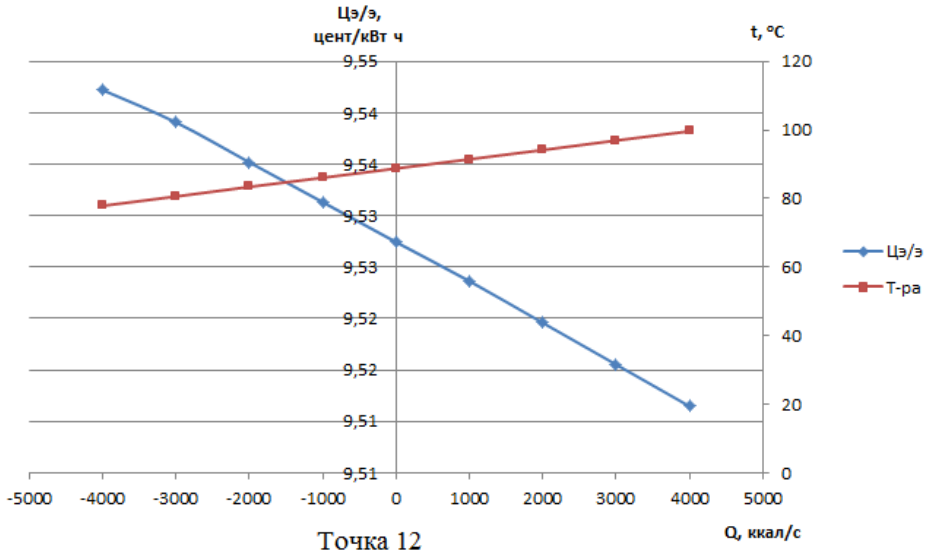
Рисунок 4.4 – Графики изменения целевой функции и температуры рабочего тела от величины теплового потока для точек 7 – 9



Точка 10

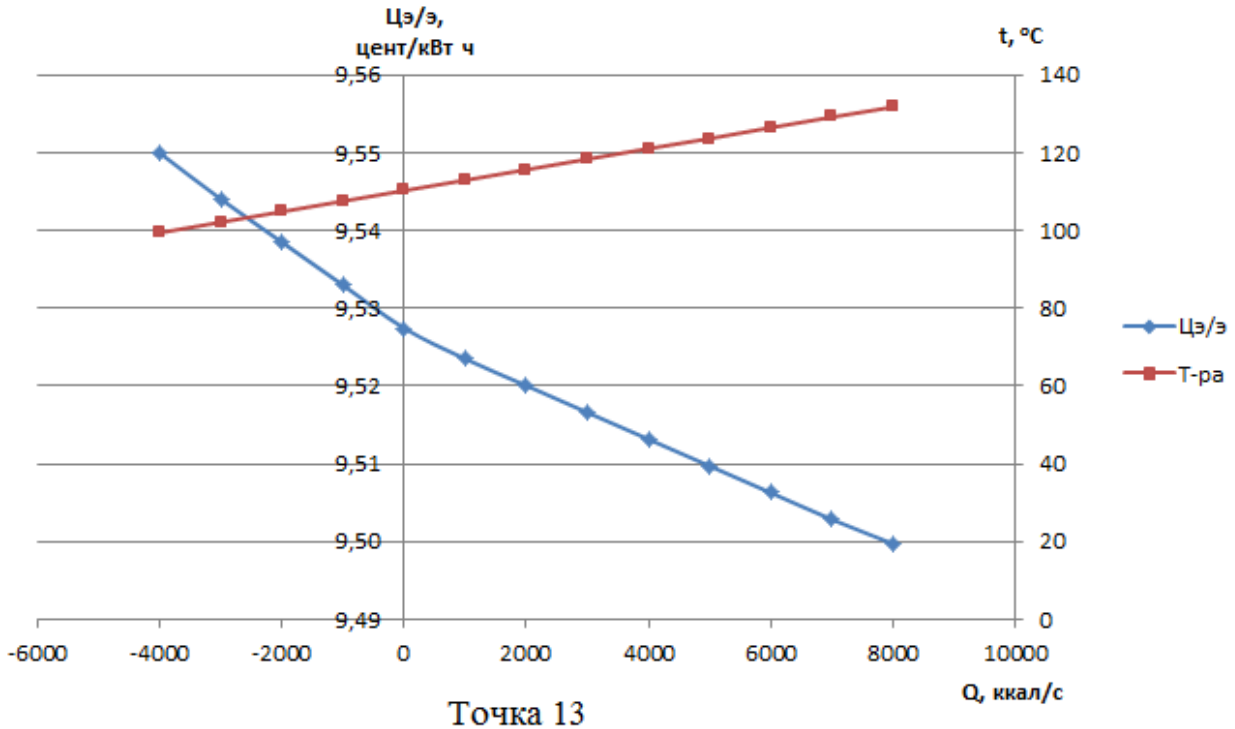


Точка 11

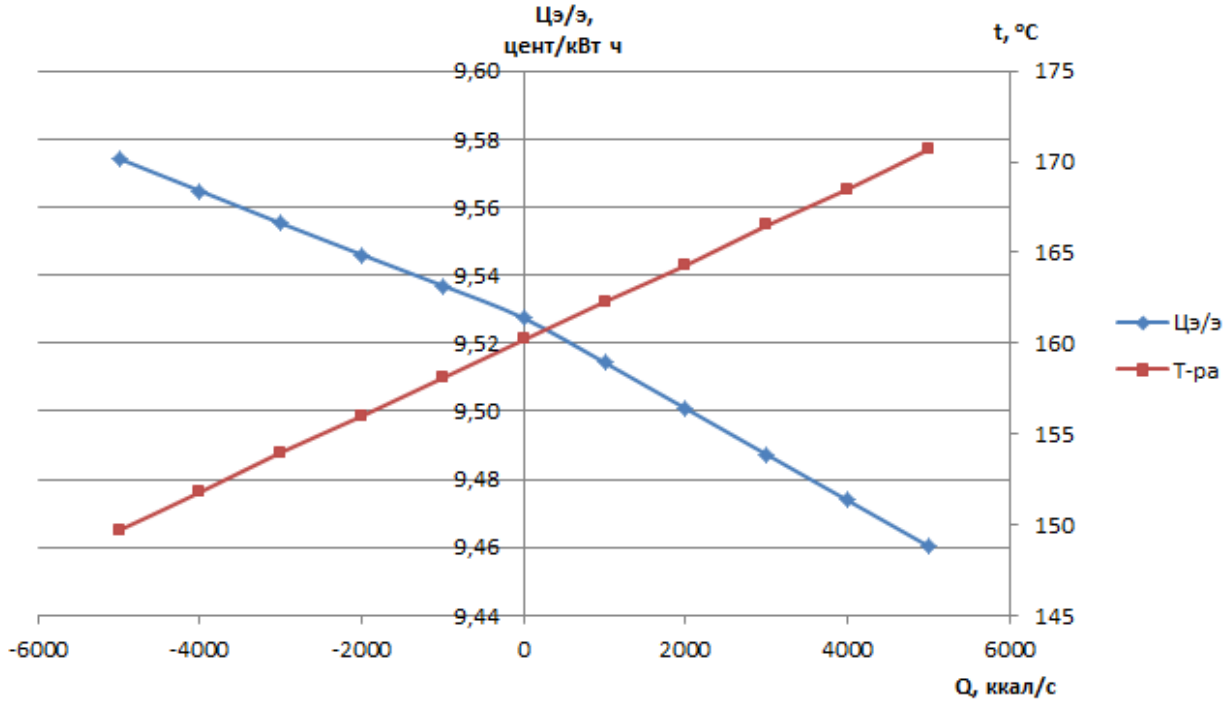


Точка 12

Рисунок 4.5 – Графики изменения целевой функции и температуры рабочего тела от величины теплового потока для точек 10 – 12

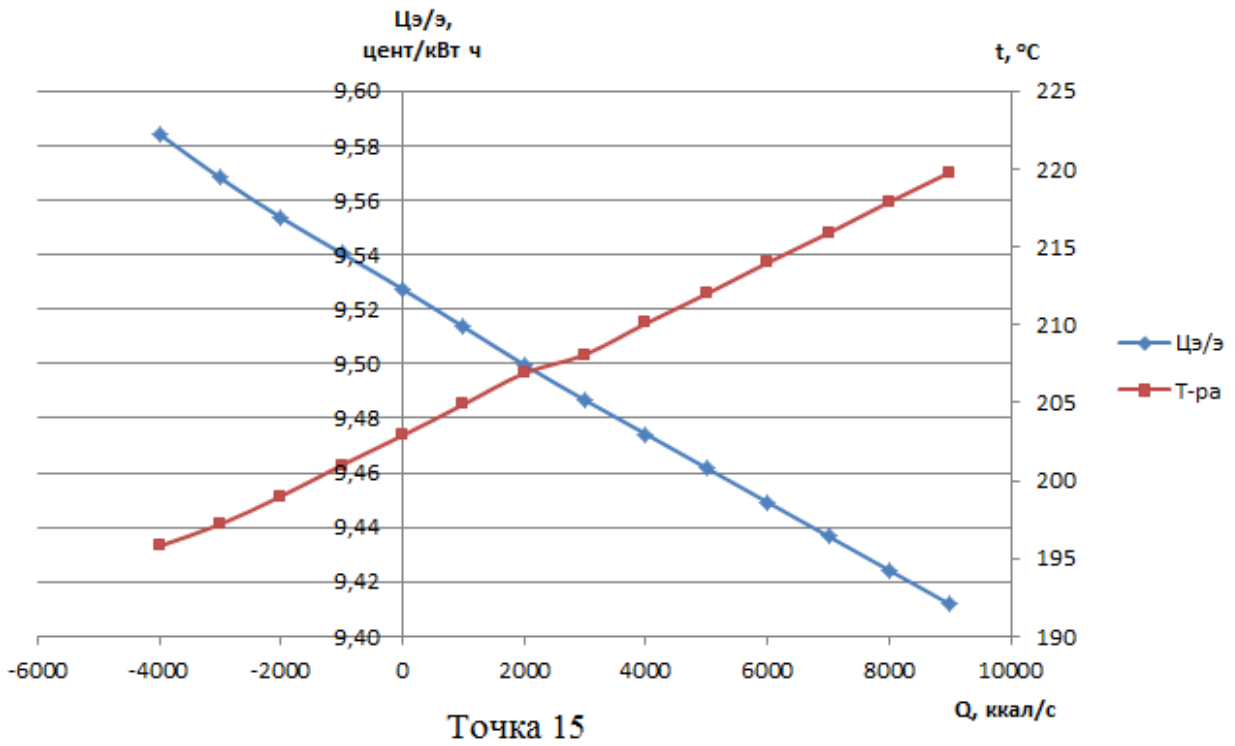


Точка 13

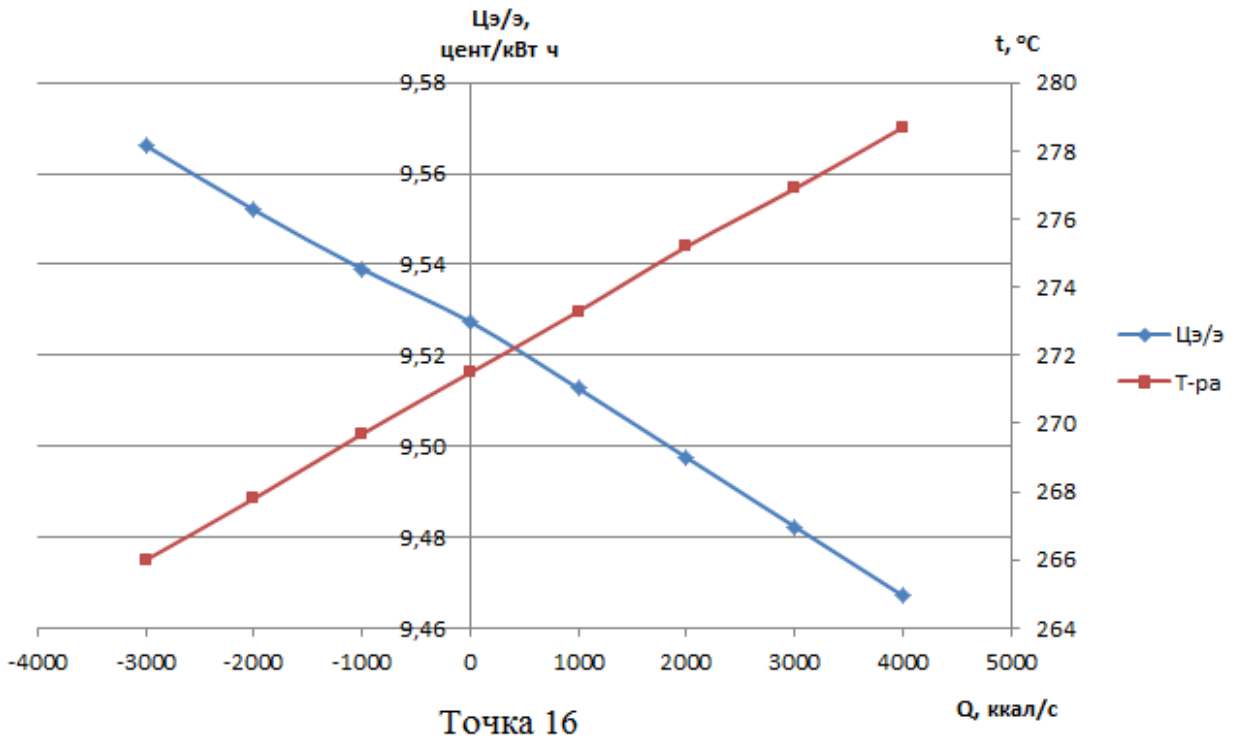


Точка 14

Рисунок 4.6 – Графики изменения целевой функции и температуры рабочего тела от величины теплового потока для точек 13 и 14



Точка 15



Точка 16

Рисунок 4.7 – Графики изменения целевой функции и температуры рабочего тела от величины теплового потока для точек 15 и 16

Приросты цены электроэнергии, начальное значение температуры рабочего тела или теплоносителя и значение температуры при подводе и отводе единичного теплового потока представлены в таблице 4.1. Пустые ячейки таблицы, соот-

ветствующие подводу тепла в точку 6, означают, что подвод тепла в соответствующее этой точке место технологической схемы энергоблока невозможен.

Таблица 4.1 – Отклонение целевой функции при отводе и подводе единичного теплового потока в различных точках схемы

Точка	Прирост целевой функции		Температура, °С		
	Отвод тепла	Подвод тепла	Начальное значение	Отвод тепла	Подвод тепла
1	0,016	-0,017	855	854	856
2	0,016	-0,016	805	804	807
3	0,013	-0,015	614	609	618
4	0,008	-0,004	318	309	329
5	0,007	-0,008	308	298	318
6	0,012	–	467	438	–
7	0,013	-0,014	491	423	559
8	0,007	-0,003	373	211	561
9	0,007	-0,003	273	155	391
10	0,004	-0,004	184	112	342
11	0,002	-0,004	51	48	54
12	0,004	-0,004	89	86	92
13	0,006	-0,004	110	108	113
14	0,010	-0,013	160	158	162
15	0,013	-0,014	203	201	205
16	0,012	-0,015	272	270	273

Анализ таблицы 4.1 и указанных выше графиков показал, что эффективнее всего отбирать тепло из точки 5 и подводить его в точку 15. Это связано с тем, что при отводе единичного теплового потока из точки 5 целевая функция возрастает (ухудшается) всего на 0,007 цент./кВт·ч, а при подводе единичного теплового потока в точку 15 целевая функция уменьшается (улучшается) на 0,014 цент./кВт·ч.

Для определения максимально-допустимого улучшения значения целевой функции, величины передаваемого при этом теплового потока и разности температур рабочих тел в точках строятся графики изменения целевой функции и разности температур между точками в зависимости от величины теплового потока.

На рисунке 4.8 представлены указанные графики для пары точек 5 и 15, данные к этим графикам представлены в таблице 4.2. Как видно из рисунка и таб-

лицы, максимальное снижение целевой функции достигается при тепловом потоке 4000 ккал/с и составляет 0,01892 цент./кВт·ч. При этом температурный напор составляет 58 °С, что является вполне допустимым.

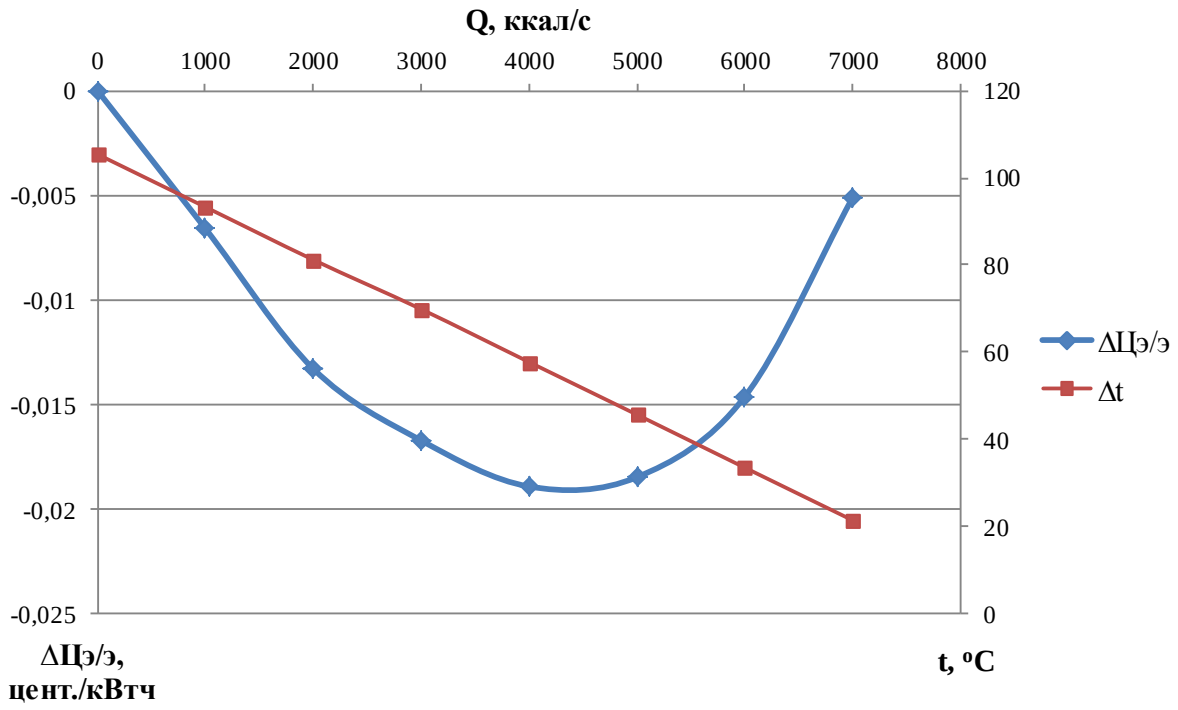


Рисунок 4.8 – Зависимость разности приростов цены электроэнергии и разности температур от теплового потока точек 5 и 15

Таблица 4.2 – Разность приростов цены электроэнергии и разности температур от теплового потока точек 5 и 15

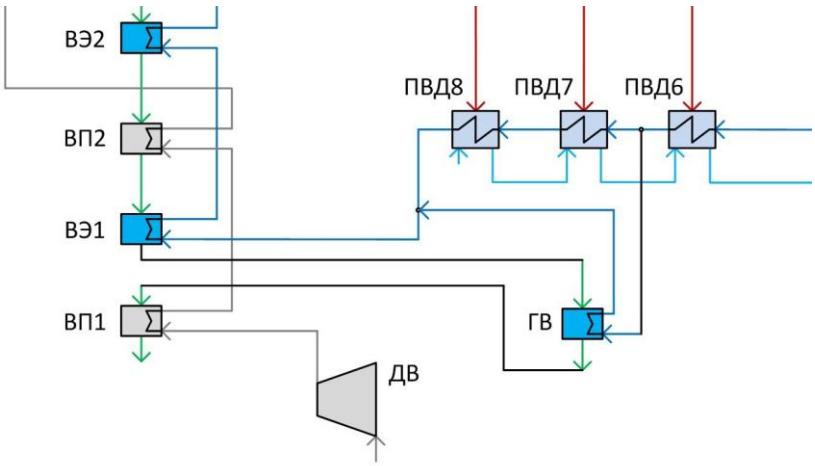
Количество тепла, ккал/с	Разность приростов целевой функции, цент./кВт·ч	Разность температур, °С
0	0	105
1000	-0,00659	93
2000	-0,01329	81
3000	-0,01672	70
4000	-0,01892	58
5000	-0,01848	46
6000	-0,01464	34
7000	-0,00513	21

По результатам проведённых расчётов и инженерного анализа была изменена технологическая схема энергоблока мощностью 660 МВт, путём добавления

ещё одного газоводяного теплообменника (ГВ). На рисунке 4.9 показан фрагмент технологической схемы, в котором проводились изменения. Часть питательной воды после регенеративного подогревателя высокого давления № 6 (ПВД6) направляется в газоводяной теплообменник, расположенный между первой ступенью водяного экономайзера (ВЭ1) и первой ступенью воздухоподогревателя (ВП1) по ходу газа, где она нагревается. После ГВ нагретая вода смешивается с питательной водой, выходящей из регенеративного подогревателя высокого давления № 8 (ПВД8) и поступает в паровой котёл. Как видно в новой схеме, тепло отбираемое от продуктов сгорания в точке 5 передаётся в ГВ к питательной воде, отбираемой от точки 15.

Для новой схемы была построена математическая модель и проведены оптимизационные расчёты по критерию минимума цены электроэнергии. При этом в состав оптимизируемых параметров включён расход воды через ГВ.

Основные результаты расчётов и капиталовложения представлены в таблицах 4.3 и 4.4. Температурные профили парового котла исходной и изменённой схемы представлены на рисунках 4.10 и 4.12 соответственно. Процесс расширения пара в турбине, построенный в h, s-диаграмме, для исходной и изменённой схемы показан на рисунках 4.11 и 4.13 соответственно. Результаты расчётов топки и конвективных поверхностей нагрева котла, паровой турбины, конденсатора и системы регенеративного подогрева питательной воды по критерию минимума цены электроэнергии представлены в таблицах В.1 – В.8 приложения В. Результаты оптимизационных расчётов топки котла исходной и изменённой схемы приведены в таблице В.1 приложения В, конвективных поверхностей нагрева котла исходной и изменённой схемы – в таблицах В.2 и В.3 приложения В, отсеков паровой турбины – в таблицах В.4 и В.5 приложения В, системы регенерации – в таблицах В.6 и В.7 приложения В, конденсатора турбины – в таблице В.8 приложения В, главных трубопроводов – в таблице В.9 и В.10 приложения В соответственно.



ДВ – дутьевой вентилятор; ВЭ1–2 – водяные экономайзеры;

ВП1–2 – воздухоподогреватели; ГВ – газоводяной теплообменник;

ПВД1–3 – подогреватели высокого давления

Рисунок 4.9 – Фрагмент изменённой технологической схемы пылеугольного паротурбинного энергоблока мощностью 660 МВт

Таблица 4.3 – Результаты оптимизации параметров энергоблока с исходной и изменённой технологической схемой по критерию минимума цены электроэнергии

Критерий оптимизации	Минимум цены электроэнергии	
1	**2**	**3**
Вариант	Исходный	Изменённый
Сталь	10Х16Н16В2МБР	
Цена электроэнергии, цент./кВт·ч	9,5278	9,5161
Выручка от продажи электроэнергии, тыс. дол./год	431432,7	432060,2
КПД нетто, %	44,9	44,6
Капиталовложения в установку, тыс. дол.	1176930	1175240
Удельные капиталовложения на установленную мощность, дол./кВт	1819,4	1811,9
Расход острого пара, кг/с	467,4	464,4
Давление острого пара, МПа	15,3	15,2
Температура острого пара, ^{o}C	630	630
Температура питательной воды, ^{o}C	271	262
Удельный расход топлива, г у.т./кВт·ч	274	276
Давление пара промежуточного перегрева, МПа	5,0	5,3
Температура пара промежуточного перегрева, ^{o}C	678	670
Расход пара, кг/с:	–	–

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3
• на ПВД8	2,1	8,4
• на ПВД7	59,2	35,4
• на ПВД6	27,8	32,7
• на деаэратор	10,3	13,5
• на ПНД4	17,2	16,3
• на ПНД3	13,2	22,0
• на ПНД2	24,5	11,8
• на ПНД1	4,0	8,1
• в конденсаторе	305,3	312,5
Давление пара, МПа:	–	–
• на ПВД8	7,3	9,0
• на ПВД7	5,8	6,1
• на ПВД6	1,7	1,9
• на деаэратор	0,8	0,7
• на ПНД4	0,34	0,35
• на ПНД3	0,15	0,15
• на ПНД2	0,073	0,042
• на ПНД1	0,014	0,017
• в конденсаторе	0,0036	0,0037
Энтальпия пара, кДж/кг:	–	–
• на ПВД8	3417,8	3480,6
• на ПВД7	3344,6	3358,4
• на ПВД6	3449,7	3457,7
• на деаэратор	3209,0	3161,4
• на ПНД4	3010,4	2983,1
• на ПНД3	2838,4	2815,0
• на ПНД2	2709,1	2609,5
• на ПНД1	2479,9	2492,9
• в конденсаторе	2334,8	2326,4
Энтальпия воды, кДж/кг:	–	–
• после ПНД1	214,1	227,8
• после ПНД2	372,1	304,1
• после ПНД3	464,0	455,7
• после ПНД4	580,3	563,0
• после деаэратора	667,0	667,0
• после ПВД6	872,3	897,5
• после ПВД7	1178,6	1222,7
• после ПВД8	1188,7	1292,7

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3
Температура газов на выходе из топки, ^{o}C	927	927
Температура уходящих газов, ^{o}C	135	133
Мощность паровой турбины, МВт	676,9	678,8
Полезная электрическая мощность установки, МВт	646,9	648,6
КПД котла, %	94,2	94,4
Выбросы CO_2, тыс. т/год	3747,0	3779,1
Удельные выбросы CO_2, кг/кВт·ч	0,827	0,832

Таблица 4.4 – Экономические показатели энергоблока для исходной и изменённой технологических схем

Наименование	Минимум удельных капиталовложений	
Вариант	Исходный	Изменённый
Сталь	10Х16Н16В2МБР	
Мощность турбины, МВт	676,9	678,8
Мощность собственных нужд, МВт	30,0	30,2
Полезная мощность, МВт	646,9	648,6
Стоимость поверхностей нагрева, тыс. дол.	186716,9	187282,3
Стоимость турбомашин, тыс. дол.	160976,6	161478,2
Стоимость электрогенератора, тыс. дол.	157916,0	158369,4
Стоимость насосов, тыс. дол.	3145,4	3130,5
Затраты на собственные нужды, тыс. дол.	65568,7	65570,6
Стоимость основного оборудования (без главных трубопроводов), тыс. дол.	574323,8	575829,2
Стоимость главных трубопроводов, тыс. дол.	36255,7	30921,9
Затраты, зависящие от электрической мощности, тыс. дол.	127926,2	128269,9
Затраты, зависящие от объёма потребляемого топлива, тыс. дол.	81921,9	82623,6
Стоимость каналов и трубопроводов систем технического водоснабжения, тыс. дол.	57657,0	58749,7
Стоимость охладителей систем технического водоснабжения, тыс. дол.	144,3	147,1
Капиталовложения в установку, тыс. дол.	1176930	1175240
Удельные капиталовложения на установленную мощность, дол./кВт	1819,4	1811,9
Годовой расход топлива, т	1239430	1250050
Топливные затраты, тыс. дол.	123943	125005

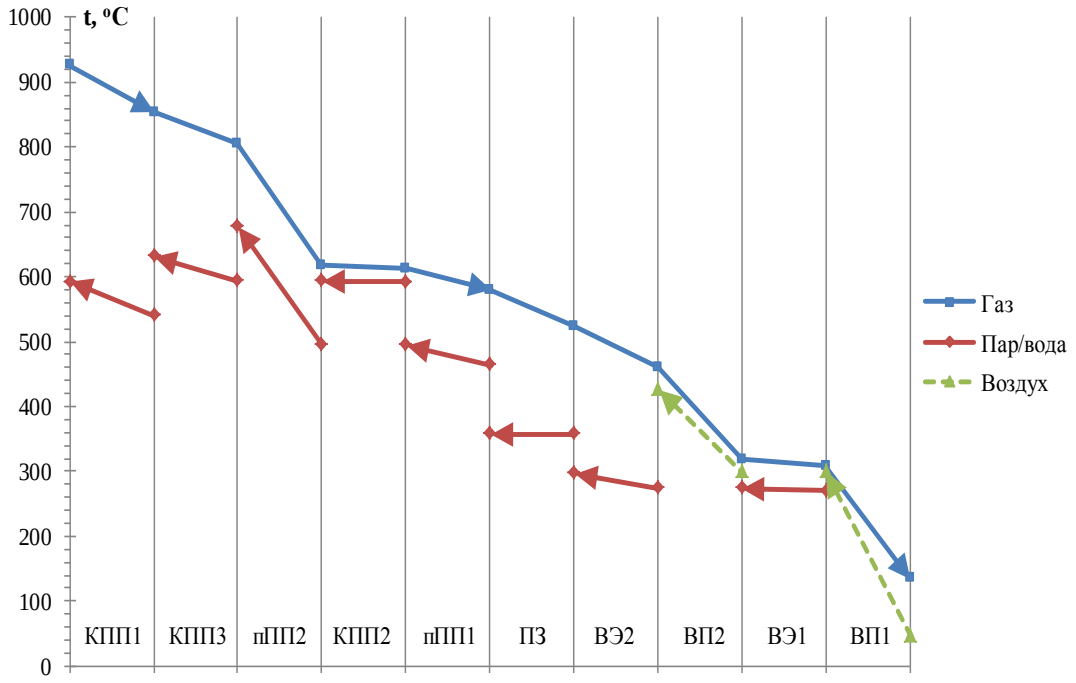


Рисунок 4.10 – Температурные профили рабочего тела в паровом котле для исходной схемы

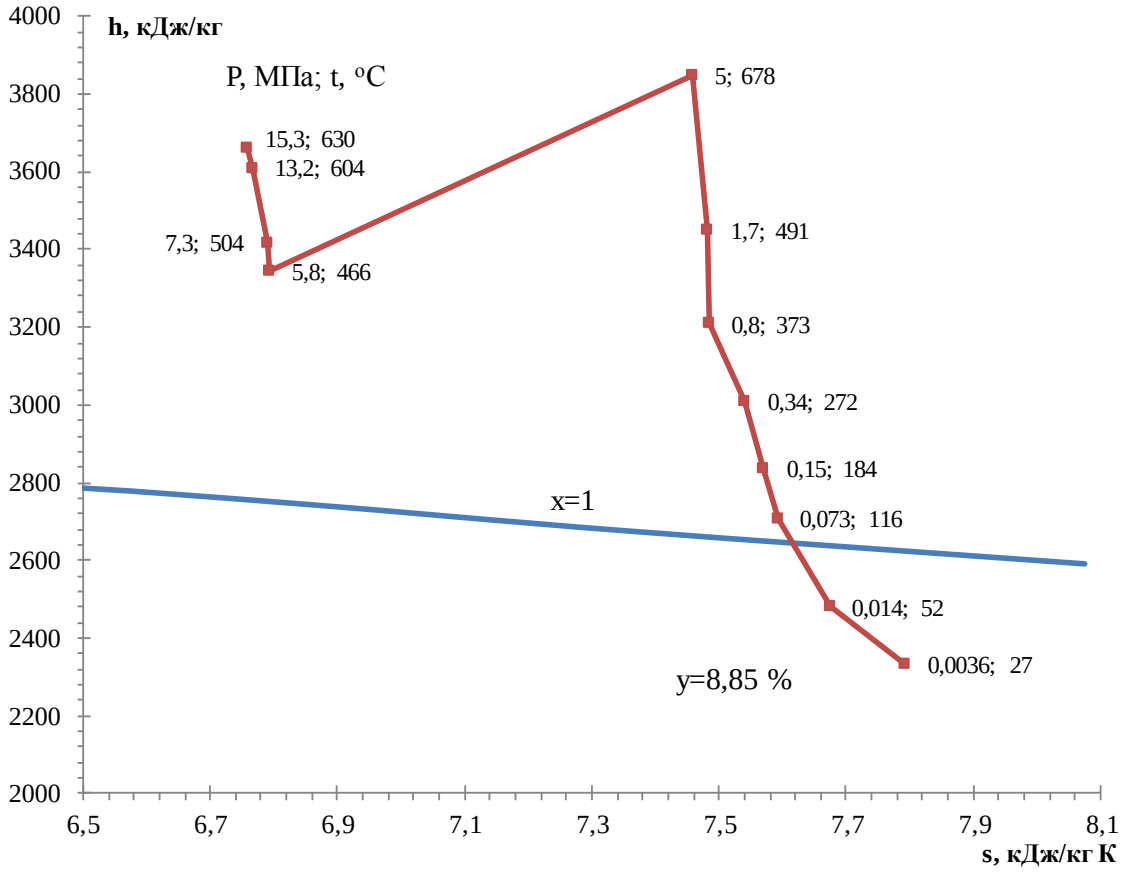


Рисунок 4.11 – Процесс расширения пара в турбине исходной схемы для варианта оптимизации на минимум цены электроэнергии

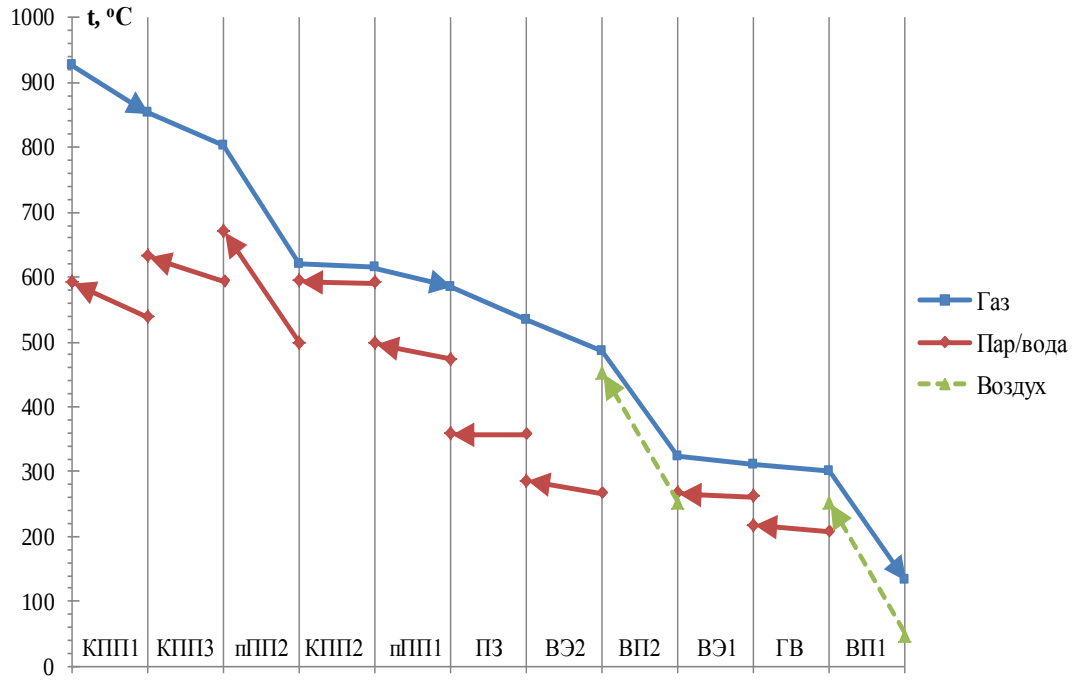


Рисунок 4.12 – Температурные профили рабочего тела в паровом котле для изменённой схемы

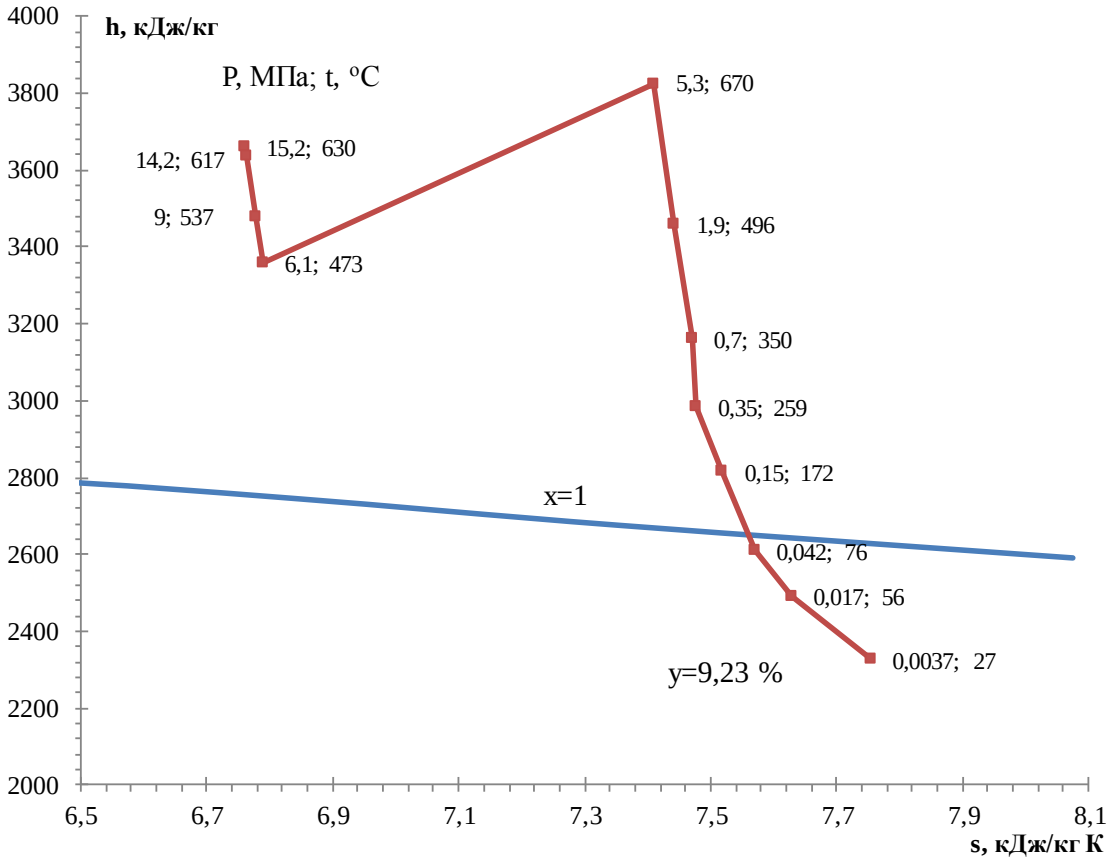


Рисунок 4.13 – Процесс расширения пара в турбине изменённой схемы для варианта оптимизации на минимум цены электроэнергии

Приведенные результаты оптимизационных расчётов показывают, что изменённая схема обеспечивает меньшее значение цены электроэнергии по сравнению с исходной схемой (9,5278 и 9,5161 цент./кВт·ч). В сочетании со снижением удельных капиталовложений (с 1819,4 до 1811,9 дол./ кВт ч) и небольшом увеличении мощности (с 676,9 до 678,8 МВт) это положительно сказывается на выручке от продажи электроэнергии (432060,2 против 431432,7 тыс. дол./год), дополнительная величина которой составит 627,5 тыс. дол./год. При этом снижение КПД блока (44,9 до 44,6 %) за счёт сокращения регенеративного подогрева питательной воды компенсируется повышением КПД котла (94,2 до 94,4 %), обусловленным дополнительным отводом тепла в ГВ. В связи с уменьшением расхода пара на ПВД сокращается расход острого пара на турбину, что приводит к сокращению стоимости трубопроводов острого пара, ряда других элементов блока и общему снижению капиталоёмкости. Следует отметить, что обосновать проведение изменения схемы на основе лишь неформального, инженерного анализа представляется достаточно сложным, что подтверждает эффективность предлагаемого метода анализа технологических схем ТЭУ.

Согласно таблице 4.1 положительный эффект на целевую функцию оказывает передача теплового потока от точки 5 к точке 15, что и было показано выше. Кроме этих двух точек можно организовать передачу тепла из точки 5 в точку 11, 12 или 13. Это вполне возможно сделать, т.к. температура потока в точке 5 выше температуры потока в 11, 12 и 13 точках. Из таблицы 4.1 видно, что передача тепла между этими точками окажет отрицательный эффект на целевую функцию. Чтобы это доказать, была выбрана пара точек 5 и 11, и между ними организовывалась передача тепла.

В тепловую схему рассматриваемого энергоблока были внесены изменения, показанные на рисунке 4.14. В схему добавлен газоводяной теплообменник (ГВ), его расположение такое же, как и на рисунке 4.9. Часть воды, отводимая из регенеративного подогревателя низкого давления № 1 (ПНД1), нагревается в ГВ и направляется в ПНД4.

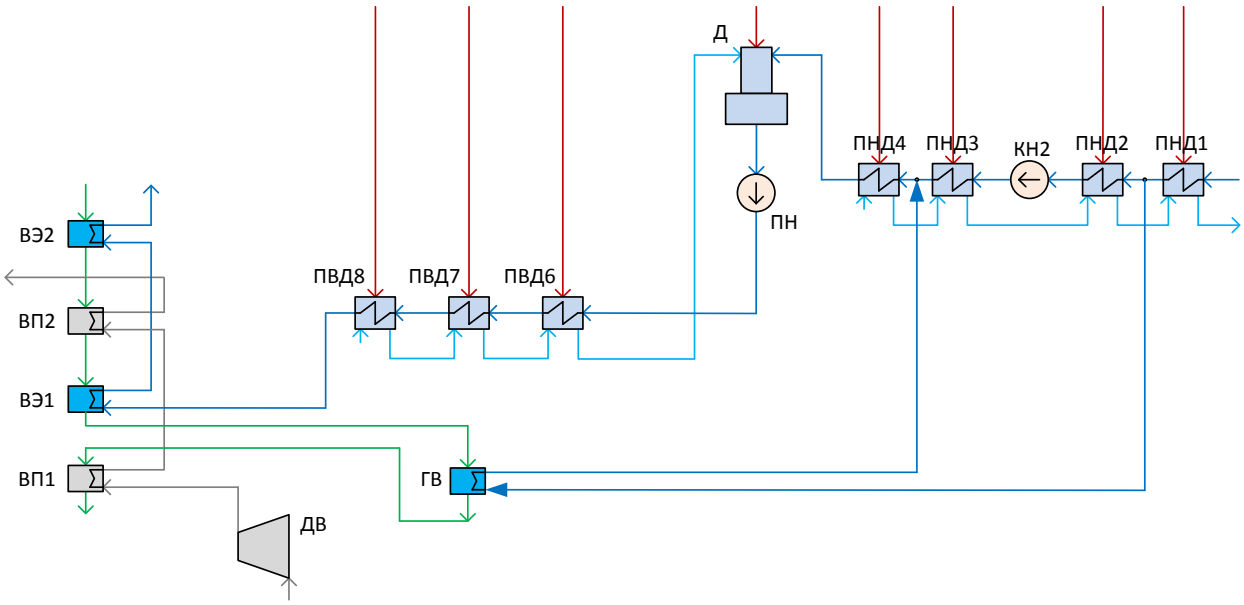


Рисунок 4.14 – Изменённая технологическая схема пылеугольного паротурбинного энергоблока мощностью 660 МВт

Затем были проведены оптимизационные расчёты энергоблока с учётом этих изменений по критерию минимума цены электроэнергии. Полученный минимум, равный 9,5297 цент./кВт·ч, показывает работоспособность предлагаемого метода схемной оптимизации угольных энергоблоков.

Основные результаты оптимизационных расчётов представлены в таблицах 4.5 и 4.6.

Таблица 4.5 – Основные результаты оптимизационных расчётов угольного энергоблока по критерию минимума цены электроэнергии

Критерий оптимизации	Минимум цены электроэнергии
1	**2**
Сталь	10Х16Н16В2МБР
Цена электроэнергии, цент./кВт·ч	9,5297
КПД нетто, %	44,4
Расход острого пара, кг/с	467,1
Давление острого пара, МПа	15,2
Температура острого пара, ^{o}С	630
Температура питательной воды, ^{o}С	269
Удельный расход топлива, г у.т./кВт·ч	277

Продолжение таблицы 4.5

1	2
Давление пара промежуточного перегрева, МПа	4,7
Температура пара промежуточного перегрева, ^{o}C	674
Температура газов на выходе из топки, ^{o}C	927
Температура уходящих газов, ^{o}C	143
Мощность паровой турбины, МВт	677
Полезная электрическая мощность установки, МВт	646,6
Мощность собственных нужд, МВт	30,4
КПД котла, %	93,8

Таблица 4.6 – Экономические показатели энергоблока

Наименование	Минимум цены электроэнергии
Стоимость поверхностей нагрева, тыс. дол.	189984
Стоимость турбомашин, тыс. дол.	161181,9
Стоимость электрогенератора, тыс. дол.	157955,3
Стоимость насосов, тыс. дол.	3129,6
Затраты на собственные нужды, тыс. дол.	65436,9
Стоимость основного оборудования (без главных трубопроводов), тыс. дол.	577687,2
Стоимость главных трубопроводов, тыс. дол.	26264,3
Затраты, зависящие от электрической мощности, тыс. дол.	127825,7
Затраты, зависящие от объёма потребляемого топлива, тыс. дол.	82684,9
Стоимость каналов и трубопроводов систем технического водоснабжения, тыс. дол.	58230,3
Стоимость охладителей систем технического водоснабжения, тыс. дол.	145,8
Капиталовложения в установку, тыс. дол.	1171540
Удельные капиталовложения на установленную мощность, дол./кВт ч	1812,5
Годовой расход топлива, т	1250980
Топливные затраты, тыс. дол.	125098

Выводы. Оптимизация параметров энергетических установок играет важную роль в увеличении их эффективности. Помимо параметрической оптимизации существует проблема схемной оптимизации энергоблоков. Для решения такого вида задач используются ряд методов, которые имеют свои достоинства и недостатки. Самыми подходящими методами оптимизации схем энергетических

установок являются методы последовательного улучшения схемы. В рамках их развития был предложен метод анализа схем, основанный на оценке влияния подвода (или отвода) к различным точкам технологической схемы малых тепловых или материальных потоков.

Недостаток этого метода связан с тем, что он не позволяет оценить как изменится эффект на целевую функцию с изменением величины подводимого (или отводимого) потока тепла или вещества. Кроме того на его основе невозможно определить какое предельное значение может принять данный поток и как при этом изменятся термодинамические параметры рабочего тела в точках подвода и отвода теплового или материального потока.

Для решения данной проблемы автором был усовершенствован данный метод путём решения вспомогательной задачи линейного программирования. Критерием оптимизации выступала цена электроэнергии. В результате решения поставленной задачи и анализа полученных результатов было внесено изменение в исходную технологическую схему энергоблока, обеспечивающее снижение цены электроэнергии на 0,1 %, что позволяет дополнительно получить 627,5 тыс. дол./год от продажи электроэнергии.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Применительно к угольному паротурбинному энергоблоку сформулированы задачи оптимизации по критериям энергетической и экономической эффективности. Назначен состав оптимизируемых параметров, включающих как параметры термодинамического цикла, так и конструктивные параметры отдельных элементов. Сформирован состав учитываемых ограничений-неравенств, определяющих область допустимых значений параметров энергоблока.

2. С помощью ПВК СМПП разработана математическая модель угольного энергоблока на повышенные параметры пара мощностью около 660 МВт, предназначенная для комплексных оптимизационных исследований.

3. Предложен оригинальный метод анализа технологических схем ТЭУ основанный на линеаризации целевой функции и функций ограничений-неравенств по оптимизируемым параметрам и величинам подвода (отвода) тепловых (материальных) потоков в различные точки технологической схемы и решении вспомогательных задач линейного программирования, позволяющих получить оценку изменения целевой функции в зависимости от величины подводимых (отводимых) потоков. Использование предлагаемого подхода иллюстрируется на примере анализа схемы угольного энергоблока по критерию минимума цены электроэнергии при заданной внутренней норме возврата капиталовложений.

4. Представлены результаты оптимизационных расчётов для двух вариантов изготовления высоконагруженных пакетов пароперегревателей котла – из стали 10Х16Н16В2МБР и никелевого сплава Haynes 282 по критериям максимума КПД нетто и минимума удельных капиталовложений. При этом оптимальное давление острого пара по первому из критериев находится в диапазоне 33 – 40 МПа, а по второму в диапазоне 16 – 25 МПа. Оптимальная температура острого/промежуточного перегрева пара для первого варианта 640/680 – 672/770 ^{o}C, для второго варианта 626/649 – 656/697 ^{o}C.

5. Для рассматриваемых вариантов построены зависимости минимальных удельных капиталовложений от КПД нетто. Для варианта с использованием стали 10Х16Н16В2МБР оптимальные параметры энергоблока лежат в диапазоне значений КПД от 44,3 до 47,9 % и удельных капиталовложений – от 1817,9 до 3036,8 дол./кВт соответственно. Для варианта с использованием сплава Haynes 282 оптимальные параметры энергоблока лежат в диапазоне значений КПД от 47,3 до 49,6 % и удельных капиталовложений – от 2085 до 3233.9 дол./кВт соответственно.

6. Построены линии равной экономической эффективности энергоблока при различных ценах топлива, проходящие через точку минимума удельных капиталовложений (вариант 1). Выполненный с использованием этих линий анализ показывает, что во всём рассмотренном диапазоне цен на топливо (30, 100, 200 и 300 дол./т у.т.) оптимальные решения близки к точке минимума удельных капиталовложений для варианта изготовления выходных пакетов пароперегревателей котла из стали 10Х16Н16В2МБР.

Проведённые оптимизационные исследования направлены на разработку эффективных (по энергетическим и экономическим критериям) вариантов пылеугольных паротурбинных энергоблоков повышенных параметров пара для строительства новых ТЭС.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Обозначение величин

$a_м$ – множитель, зависящий от используемых единиц измерения мощности, расхода топлива, и низшей теплоты сгорания

$A^р$ – зольность топлива, %

B – расход топлива

$B^{год}$ – годовой расход условного топлива

C – стоимость

$C_м$ – цена металла, тыс. дол./т

$C^р$ – содержание углерода в топливе, %

d_1 – внешний диаметр, м

d_2 – внутренний диаметр, м

F – площадь, м^2

f – функция

G – вектор ограничений-неравенств; расход, кг/с

g – ускорение свободного падения, м/с^2

g_i – ограничения-неравенства

H – вектор ограничений-равенств

$H^р$ – содержание водорода в топливе, %

h – энтальпия

$h_{уст}$ – число часов использования установленной мощности

K – капиталовложения

$k_у$ – удельная стоимость электротехнического оборудования, дол./кВт

$K_{бл}$ – капиталовложения в энергоблок

$k_{н.з.}$ – коэффициент, учитывающий непредвиденные затраты

$k_{н.о.}$ – коэффициент, учитывающий стоимость неучтённого оборудования

$k_{топ}$ – удельная стоимость систем ТЭУ, зависящая от расхода топлива, тыс. дол./(т/ч)

$k_{уд}$ –удельные капиталовложения, дол./кВт

$K_э$ – эквивалентная шероховатость, м

L – длина трубопровода, м

$m_м$ – масса металла, т

N – электрическая мощность

N^p – содержание азота в топливе, %

O^p – содержание кислорода в топливе, %

P – полезная мощность

p – давление

p_s – давление насыщения

p_1 – давление на входе, кг/см^2

Q – механическое напряжение

$Q_н^p$ – низшая теплота сгорания топлива

S – удельные капиталовложения

s – толщина стенки трубы, м

S^p – содержание серы в топливе, %

T – температура

W_m – массовая скорость, кг/(м^2 с)

W^p – влажность топлива, %

x – вектор независимых оптимизируемых параметров

$\underline{x}$ – нижняя граница вектора x

$\overline{x}$ – верхняя граница вектора x

y – вектор вычисляемых (зависимых) параметров

z – вектор, задающий внешние условия работы энергоблока и некоторые не оптимизируемые конструктивные параметры; вектор материальных или тепловых потоков, подводимых к схеме извне

$\alpha_{прив}$ – коэффициент приведения цен на оборудование

$\alpha_{проч}$ – коэффициент, учитывающий прочие затраты

$\alpha_{см}$ – коэффициент учёта затрат на строймонтаж

η – КПД

η_i – задаваемый КПД

η_r – фактический КПД

η^z – задаваемый КПД

$\eta_{нетто}$ – КПД нетто

σ – сопротивление, связанное с ускорением, кг/см^2

π – число пи

ρ – плотность

$\upsilon_{ср}$ – средний удельный объём, кг/м^3

ξ – гидравлическое сопротивление, кг/см^2

$\zeta_м$ – местные потери

$\zeta_{тр}$ – сопротивление трению

Δp – падение давления в трубопроводе

Δs – погрешность изготовления труб (по толщине), м

ΔW – разность выходной и входной скорости потока, м/с

Т-ра – температура

$Ц^T$ – цена условного топлива

$Ц_{э/э}$ – цена электроэнергии

$Э^{год}$ – годовая выработка электроэнергии

Индексы

i – переменная

j – переменная

k – переменная

l – переменная

m – массовая

max – максимум

min – минимум

r – фактический

z – заданный

бл – блок, энергоблок

вх – вход

вых – выход

ген. – генератор

гк – главный корпус

год – годовая

кан – каналы и трубопроводы технического водоснабжения

нас. – насос

н.о. – неучтённое оборудование

об – оборудование

охл – охладители систем технического водоснабжения

пов.н. – поверхность нагрева

прив – приведённое

проч – прочее

п.з. – постоянные затраты

см – строймонтаж

сн – собственные нужды

ср – средний

Т – топливо

топ – топливо

тр – трение

труб. – трубопровод

турб. – турбомашина

уд – удельные

э/э – электроэнергия

Сокращения

АЭС	– атомная электростанция
ВП	– воздухоподогреватель
ВТИ	– Всероссийский теплотехнический институт
ВЭ	– водяной экономайзер
ГВ	– газоводяной теплообменник
ГРЭС	– государственная районная электростанция
Д	– деаэратор
ДВ	– дутьевой вентилятор
ИСЭМ СО РАН	– Институт систем энергетики имени Л.А. Мелентьева Сибирское отделение Российской академии наук
К	– конденсатор
КН	– конденсатный насос
КПД	– коэффициент полезного действия
КС	– камера сгорания
ЛП	– линейное программирование
МЭИ	– Московский энергетический институт
НГТУ	– Новосибирский государственный технический университет
НПО ЦКТИ	– Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова
ОАО	– открытое акционерное общество
ПВД	– подогреватель высокого давления
ПГУ	– парогазовая установка
ПЗ	– зона максимальной теплоёмкости
ПК	– паровой котёл

ПН	– питательный насос
ПНД	– подогреватель низкого давления
ПП	– конвективный пароперегреватель
пПП	– промежуточный пароперегреватель
РППВ	– регенеративный подогрев питательной воды
СГТУ	– Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А.
СКП (SC)	– сверхкритические параметры
СМПП	– система машинного построения программ
СП	– сальниковый подогреватель
ССКП (USC)	– суперсверхкритические параметры
Т	– топка парового котла
ТЭС	– тепловая электростанция
ТЭУ	– тепловая энергетическая установка
ТЭЦ	– теплоэлектроцентраль
УСКП (AUSC)	– ультрасверхкритические параметры
ЦВД	– цилиндр высокого давления
ЦВСД	– совмещённый цилиндр высокого и среднего давления
ЦН	– циркуляционный насос
ЦНД	– цилиндр низкого давления
ЦСД	– цилиндр среднего давления
ЭМАльянс	– ЭнергоМашиностроительный Альянс
IRR	– внутренняя норма возврата капиталовложений
max	– максимум
min	– минимум

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Bruce G. Miller. Coal Energy Systems. –Elsevier Academic Press. 2005. – P. 526.

2. Ghosh T.K., Prelas M.A. Energy Resources and Systems: Volume 1: Fundamentals and Non-Renewable Resources. –Springer Science + Business Media B.V. 2009. – pp. 159 – 279.

3. Таразанов И.Г. Итоги работы угольной промышленности России за январь-сентябрь 2015 года // Уголь. – 2016. – № 1. – С. 52 – 66.

4. Экономика России, цифры и факты. Часть 5 Угольная промышленность: [сайт]. [2017]. URL: http://utmagazine.ru/posts/10449-ekonomika-rossii-cifry-i-fakty-chast-5-ugolnaya-promyshlennost (Дата обращения 13.03.2017).

5. Statistical Review of World Energy: [сайт]. [2017]. URL: http://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html (Дата обращения 13.03.2017).

6. Ашинянц С.А. Япония: экономика и энергетика // – 2016. – № 5. – С. 2 – 20.

7. Массунов С.Л., Массунов П.С. Инвестиции в угольные электростанции: обзор технологий // Энергохозяйство за рубежом. – 2015. – № 1. – С. 19 – 25.

8. Li Y. Dynamics of clean coal-fired power generation development in China // Energy Policy. – 2012. – Vol. 51. – pp. 138 – 142.

9. Саламов А.А. ТЭС с котлами с ЦКС на сверхкритические параметры пара // Энергетика за рубежом. – 2015. – № 5. – С. 37 – 44.

10. Suresh M.V.J.J., Reddy K.S., Ajit Kumar Kolar. ANN-GA based optimization of a high ash coal-fired supercritical power plant // Applied Energy. – 2011. – Vol. 88. – pp. 4867 – 4873.

11. Тугов А.Н., Шварц А.Л., Котлер В.Р. Отечественные котельные установки на повышенные параметры пара: состояние и перспективы // Электрические станции. – 2014. – №1. – С. 9 – 13.

12. Рябов Г.А., Авруцкий Г.Д., Зыков А.М., Шмиголь И.Н., Лазарев М.В., Долгушин И.А., Щелоков В.И., Кудрявцев А.Н., Жученко Л.А. Разработка угольной ТЭЦ нового поколения // Использование твёрдых топлив для эффективного и экологически чистого производства электроэнергии и тепла. II международная научно-техническая конференция. – 2015. – С. 80 – 88.

13. Кяер С. Опыт проектирования и эксплуатации энергоблоков на сверхкритические параметры пара в Дании // Электрические станции. – 2002. – № 6. – С. 63 – 69.

14. Попов А.Б. Некоторые особенности практического применения изделий из стали класса 91 (обзор публикаций) // Энергетик. – 2015. – № 2. – С. 49 – 55.

15. Viswanathan R., Bakker W., Materials for Ultrasupercritical Coal Power Plants – Boiler Materials: Part 1 // Journal of Materials Engineering and Performance. – 2001. – Vol. 10. – No.1. – pp. 81 – 95.

16. Вихрев Ю.В. Современное состояние разработок в области создания высокотемпературных материалов для пылеугольных энергоустановок ультраСКД // Энергетик. – 2015. – № 6. – С. 31 – 32.

17. Клименко А.В., Гринь Е.А. Обеспечение теплоэнергетики конструкционными материалами – основа её надёжного функционирования и развития // Теплоэнергетика – 2014. – № 1. – С. 44 – 49.

18. Дуб А.В., Скоробогатых В.Н. Материаловедческая и технологическая база для создания перспективного теплового энергооборудования // Теплоэнергетика. – 2012. – № 4. – С. 7 – 13.

19. Богачёв В.А., Скоробогатых В.Н., Щенкова И.А., Пшеченкова Т.П., Школьникова Б.Э. Ресурсные характеристики жаропрочных сталей для поверхностей нагрева котлов нового поколения со сверхкритическими параметрами пара // Электрические станции. – 2014. – № 6. – С. 12 – 18.

20. Viswanathan R., Bakker W., Materials for Ultrasupercritical Coal Power Plants – Turbine Materials: Part 2 // Journal of Materials Engineering and Performance. – 2001. – Vol. 10. – No.1. – pp. 96 – 101.

21. Разработка перспективного блока СКД 1000 МВт в Южной Корее // Энергетика за рубежом. – 2008. – № 3. – С. 17 – 23.

22. Зауэр А. Новые тенденции развития международного рынка электростанций – новые решения в области техники производства электроэнергии, предлагаемые фирмой "Сименс” // Сборник докладов Всероссийской конференции "Энергетика России в 21 веке: проблемы и научные основы устойчивого и безопасного развития" (14-17 сентября 2000 г., г. Иркутск, Россия). – С. 139 – 154.

23. Паровые турбины фирмы Siemens мощностью 600 – 1200 МВт // Энергетика за рубежом. – 2010. – № 4. –С. 26 – 32.

24. Новейший в Германии энергоблок ультраСКД // Энергетика за рубежом. – 2011. – № 2. – С. 3 – 8.

25. Новые энергоблоки сверхкритического давления в Великобритании // Энергетика за рубежом. – 2007. – № 5. – С. 3 – 6.

26. Саламов А.А. Пылеугольные блоки ультрасверхкритического давления и блоки с ЦКС ультрасверхкритического давления // Энергетик. – 2007. – № 10. – С. 32 – 33.

27. Weizhong Feng. 1000 MW ultra-supercritical turbine steam parameter optimization // Energy Power Engineering China. – 2008. – Vol. 2. – No. 2. – pp. 187 – 193.

28. Саламов. А.А. Турбоагрегат энергоблока УСКД мощностью 1100 МВт // Энергетика за рубежом. – 2011. – № 1. – С. 28 – 38.

29. Саламов А.А. О создании крупнейшего в мире энергоблока с котлом с циркулирующим кипящим слоем // Энергетика за рубежом. – 2012. – № 2. – С. 34 – 38.

30. Костюк А.Г., Грибин В.Г., Трухний А.Д. Концепция паровых турбин нового поколения для угольной энергетики России. Часть 1. Экономическое и техническое обоснование концепции // Теплоэнергетика. – 2010. – № 12. – С. 23 – 31.

31. Костюк А.Г., Грибин В.Г., Трухний А.Д. Концепция паровых турбин нового поколения для угольной энергетики России. Часть 2. Обоснование длитель-

ной прочности высокотемпературных роторов паровой турбины // Теплоэнергетика. – 2011. – № 1. – С. 55 – 58.

32. Тумановский А.Г., Алтухов М.Ю., Шварц А.Л., Авруцкий Г.Д., Вербовецкий Э.Х., Туголуков Е.А., Смышляев А.А., Хомёнок Л.А., Скоробогатых А.Н. Разработка пылеугольного энергоблока на суперкритические параметры пара мощностью 660 МВт // Электрические станции – 2010. – № 1. – С. 18 – 27.

33. Елисеев Ю.В., Ноздренко Г.В., Шепель В.С. Перспективные экологичные энергоблоки ТЭС на твёрдом топливе // VIII Всероссийская конференция с международным участием «Горение твёрдого топлива». – 2012. – С. 42.1 – 42.7.

34. Тумановский А.Г., Шварц А.Л., Туголуков Е.А., Смышляев А.А., Вербовецкий Э.Х., Несиоловский О.В., Петрова Н.В. Пылеугольный котёл для энергоблока нового поколения на суперкритические параметры пара // Теплоэнергетика. – 2009. – № 6. – С. 2 – 9.

35. Вихрев Ю.В. Разработка конструкции пылеугольного котла ультраСКД для новых энергоблоков мощностью 1000 МВт // Энергетик – 2015. – № 1. – С. 22 – 24.

36. Иваненко В.В., Безгрешнов А.Н., Михалёв Д.Л., Озеров А.Н., Федотов П.Н., Жуков К.Г., Зеленский С.Н. Технические решения по котлу энергоблока 660 МВт на суперсверхкритические параметры пара // Использование твёрдых топлив для эффективного и экологически чистого производства электроэнергии и тепла. II международная научно-техническая конференция. – 2015. – С. 61 – 65.

37. Иваненко В.В., Жуков К.Г. Разработки ОАО «ТКЗ “Красный котельщик”» котельного оборудования на твёрдом топливе. Опыт и перспектива // Использование твёрдых топлив для эффективного и экологически чистого производства электроэнергии и тепла. II международная научно-техническая конференция. – 2015. – С. 66 – 73.

38. Иванов С.А., Цветков К.О. Паровая турбина мощностью 660 МВт на суперсверхкритические параметры пара // Электрические станции – 2015. – № 2. – С. 50 – 53.

39. Дорохов Е.В., Седлов А.С. Тепловая схема энергоблока с суперкритическими параметрами и двумя промежуточными перегревами мощностью 600 МВт // Труды конференции «Повышение надёжности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем». МЭИ. – 2010, – Том 1. – С. 64 – 66.

40. Gang Xu, Luyao Zhou, Shifei Zhao, Feifei Liang, Cheng Xu, Yongping Yang. Optimum superheat utilization of extraction steam in double reheat ultra-supercritical power plants // Applied Energy. – 2015. – No. 160. – pp. 863 – 872.

41. Kruglikov P.A., Smolkin Yu.V., Sokolov K.V. Selecting the basic schematic solutions for a coal-fired power unit designed to operate at ultrasupercritical steam conditions // Thermal Engineering. – 2012. – Vol. 59. – No. 9. – pp. 653 – 660.

42. Sergio Espatolero, Luis M. Romeo, Cristobal Cortes. Efficiency improvement for the feedwater heaters network designing in supercritical coal-fired power plants // Applied thermal Engineering. – 2014. – No. 73. – pp. 449 – 460.

43. Guoliang Wang, Weiwu Yan, Shihe Chen, Xi Zhang, Huihe Shao. Multi-model Predictive Control of Ultra-supercritical Coal-fired Power Unit // Chinese Journal of Chemical Engineering. – 2014. – No .22. – pp. 782 – 787.

44. Hoffstadt U. Boxberg achieves world record for efficiency // Modern Power Systems. – October. – 2001. – pp. 21 – 25.

45. Михайлов В.Е., Хомёнок Л.А., Кругликов П.А., Моисеева Л.Н. Стратегические задачи научно-технического прогресса в российском энергомашиностроении на период до 2020 – 2030 гг. // Теплоэнергетика. – 2012. – № 7. – С. 3 – 9.

46. Кожуховский И.С. Перспективы развития угольной энергетики России // Энергетик. – 2013. – № 1. – С. 2 – 10.

47. Кожуховский И.С., Алешинский Р.Е., Говсиевич Е.Р. Проблемы и перспективы угольной генерации в России // Уголь. – 2016. – № 2. – С. 4 – 15.

48. Тумановский А.Г., Ольховский Г.Г. Пути совершенствования угольных ТЭС России // Электрические станции. – 2015. – № 1. – С. 67 – 73.

49. Седлов А.С., Рогалёв Н.Д., Комаров И.И., Гаранин И.В., Рогалёв А.Н. Высокотемпературные технологии производства электроэнергии на паротурбинных установках угольных электростанций // Новое в российской электроэнергетике. – 2016. – № 9. – С. 6 – 22.

50. Саламов А.А. О программе Европейского Союза по освоению в тепловой энергетике параметров пара 35–37,5 МПа, 700–720 ^{o}C // Энергетик. – 2009. – № 6. – С. 27 – 30.

51. Рогалёв Н.Д., Голодницкий А.Э., Тумановский А.Г. Состояние разработок в области создания угольных паротурбинных электростанций с параметрами пара, превышающими 30,5 МПа и 700 ^{o}C // Электрические станции. – 2013. – № 3. – С. 12 – 21.

52. Rogalev N., Prokhorov V., Rogalev A., Komarov I., Kindra V. Steam boilers' advanced constructive solutions for the ultra-supercritical power plants (Новые решения для котельных установок на ультрасверхкритические параметры пара) // International Journal of Applied Engineering Research. – 2016. – № 11 (18). – pp. 9297 – 9306.

53. Сомова Е.В., Шварц А.Л., Вербовецкий Э.Х. Создание пылеугольного энергоблока на ультрасверхкритические параметры пара в рамках проекта AD-700 // Энергетик. – 2015. – № 2. – С. 39 – 43.

54. Shvarts A.L., Verbovetsky E.Kh., Somova E.V., Smolin A.V. Development of Technical Solutions on a Coal-Fired Boiler for a Power Plant Unit of 800 MW with Steam Parameters of 35 MPa and 700/720°C // Thermal Engineering. – 2015. – Vol. 62. – No. 12. – pp. 890 – 896.

55. О современном состоянии мировой энергетики // Энергетика за рубежом. – 2013. – № 4. – С. 2 – 14.

56. Weitzel P.S., Tanzosh J.M., Boring B., Okita N., Takahashi T., Ishikawa N. Advanced Ultra-Supercritical Power Plant (700 to 760C) Design for Indian Coal // Babcock & Wilcox Power Generation Group. – 2012. – pp. 1 – 8.

57. Katarzyna Stepczynska-Drygas, Henryk Łukowicz, Sławomir Dykas. Calculation of an advanced ultra-supercritical power unit with CO2 capture installation // Energy Conversion and Management. – 2013. – Vol. 74. – pp. 201 – 208.

58. Katarzyna Stepczynska, Łukasz Kowalczyk, Sławomir Dykas, Witold Elsner. Calculation of a 900 MW conceptual 700/720C coal-fired power unit with an auxiliary extraction-backpressure turbine // Journal of Power Technologies. – 2012. – Vol. 92. – No. 4. –pp. 266 – 273.

59. Zhong Z.H., Gu Y.F., Yuan Y., Shi Z. A new wrought Ni-Fe-base superalloy for advanced ultra-supercritical power plant applications beyond 700°C // Materials Letters. – 2013. – Vol. 109. – pp. 38 – 41.

60. Klarstrom D.L., Pike L.M., Ishwar V.R. Nickel-Base Alloy Solutions for Ultrasupercritical Steam Power Plants // Procedia Engineering. – 2013. – Vol. 55. – pp. 221 – 225.

61. Wu Y.S., Zhang M.C., Xie X.S. The Design and Research of a New Low Cobalt-Molybdenum Niobium-Containing Ni-Base Superalloy for 700°C Advanced Ultra-Supercritical Power Plants // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 130. – pp. 617 – 627.

62. Gosia Stein-Brzozowska, Diana M. Flórez, Jörg Maier, Günter Scheffknecht. Nickel-base superalloys for ultra-supercritical coal-fired power plants: Fireside corrosion. Laboratory studies and power plant exposures // Fuel. – 2013. – Vol. 108. – pp. 521 – 533.

63. Shailesh J. Patel, John J. deBarbadillo, Brian A. Baker, Ronald D. Gollihue. Nickel Base Superalloys for Next Generation Coal Fired AUSC Power Plants // Procedia Engineering. – 2013. – Vol. 55. – pp. 246 – 252.

64. Helis L., Toda Y., Hara T., Miyazaki H., Abe F. Effect of cobalt on the microstructure of tempered martensitic 9Cr steel for ultra-supercritical power plants // Materials Science and Engineering A. – 2009. – Vol. 510 – 511. – pp. 88 – 94.

65. Shingledecker J.P., Evans N.D., Pharr G.M. Influences of composition and grain size on creep-rupture behavior of Inconel alloy 740 // Materials Science and Engineering A. – 2013. – Vol. 578. – pp. 277 – 286.

66. Totemeier T.C., Tian H., Simpson J.A. Effect of Normalization Temperature on the Creep Strength of Modified 9Cr-1Mo Steel // Metallurgical and Materials Transactions. – 2006. – Vol. 37A. – pp. 1519 – 1525.

67. Ноздренко Г.В., Русских Е.Е., Шепель В.С. Технико-экономические показатели перспективных энергоблоков ТЭС суперкритических параметров с системами серо- и азотоочистки // Проблемы энергетики. – 2011. – № 1 – 2. – С. 28 – 37.

68. Yongping Yang, Ligang Wang, Changqing Dong, Gang Xu, Tatiana Morosuk, George Tsatsaronis. Comprehensive exergy-based evaluation and parametric study of a coal-fired ultra-supercritical power plant // Applied Energy. – 2013. – Vol. 112. – pp. 1087 – 1099.

69. Ligang Wang, Yongping Yang, Changqing Dong, Tatiana Morosuk, George Tsatsaronis. Parametric optimization of supercritical coal-fired power plants by MINLP and differential evolution // Energy Conversion and Management. – 2014. – Vol. 85. – pp. 828 – 838.

70. Łukasz Kowalczyk, Witold Elsner, Paweł Niegodajew, Maciej Marek. Gradient-free methods applied to optimization of advanced ultra-supercritical power plant // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 96. – pp. 200 – 208.

71. Рожнов С. П., Антропов П. Г., Ларин Е. А., Калмыкова Т. В. Математические модели расчета характеристик основного оборудования газопаровых установок // Проблемы энерго- и ресурсосбережения: сб. науч. трудов / СГТУ. — 2014. – С. 67 – 75.

72. Ноздренко Г.В., Боруш О.В., Щинников П.А., Зыков С.В., Оршуу Ч. Эксергетический анализ показателей режимов работы ТЭЦ = Exergic analysis of CHPP operating mode efficiency // Доклады Академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2015. – № 1 (26). – С. 66 – 74.

73. Щинников П.А., Ноздренко Г.В., Боруш О.В., Зыков С.В. Оптимизация режимов работы энергоблоков ТЭЦ // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2014. – № 3. – С. 54 – 60.

74. Shchinnikov P.A., Nozdrenko G.V., Grigoryeva O.K., Kuryanov A.A. The advanced steam and gas technology // Journal of Engineering Thermophysics. – 2014. – Vol. 23, – iss. 3. –pp. 229 – 235.

75. Андрющенко А.И., Змачинский А.В., Понятов В.А. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС. Учеб. пособ. для теплоэнерг. специальностей вузов. – М.: Высшая школа, 1974. – 280 с.

76. Андрющенко А.И., Аминов Р.З. Оптимизация режимов работы и параметров тепловых электростанций / М.: Высшая школа, 1983.

77. Аминов Р.З., Шкрет А.Ф., Гариевский М.В. Оценка ресурсных и экономических показателей работы паротурбинных энергоблоков ТЭС при переменных режимах // Теплоэнергетика. – 2016. – № 8. – С.25 – 31.

78. Клер А.М., Деканова Н.П., Щёголева Т.П. и др. Методы оптимизации сложных теплоэнергетических установок. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1993. – 116 с.

79. Клер А.М., Деканова Н.П., Тюрина Э.А. и др. Теплосиловые системы: Оптимизационные исследования. – Новосибирск: Наука, 2005. – 236 с.

80. Kler A.M., Potanina Y.M.. Technical and economic studies on the optimization of prospective coal-fired power stations. Int. J. Global Energy Issues. – 2003. Vol. 20. – No. 4. – pp. 340 – 352.

81. Клер А.М., Потанина Ю.М. Сопоставление эффективности перспективных теплоэнергетические установок на органическом топливе // Известия РАН. Энергетика. – 2004. – № 1. – С. 72 – 84.

82. Епишкин Н.О. Исследование эффективности пылеугольного энергоблока на суперсверхкритические параметры пара мощностью 660 МВт // Системные исследования в энергетике: Труды молодых ученых ИСЭМ СО РАН. – 2013. – № 43. – С. 111 – 117.

83. Епишкин Н.О. Оптимизация пылеугольного энергоблока на суперсверхкритические параметры пара мощностью 660 МВт с учётом условий России // Системные исследования в энергетике: Труды молодых ученых ИСЭМ СО РАН. – 2014. – № 44. – С. 82 – 87.

84. Епишкин Н.О. Оценка влияния марок стали пароперегревателей котла на показатели энергоблока с суперсверхкритическими параметрами пара // Повышение эффективности производства и использования энергии в условиях Сибири: материалы Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – 2014. – № 1. – С. 256 – 260.

85. Клер А.М., Потанина Ю.М., Епишкин Н.О. Оптимизация угольных энергоблоков на суперкритические параметры пара по критериям максимума энергетической и экономической эффективности // Использование твёрдых топлив для эффективного и экологически чистого производства электроэнергии и тепла: вторая международная научно-техническая конференция. – 2014. – С. 100 – 106.

86. Епишкин Н.О. Оптимизация перспективного угольного энергоблока по критериям максимума КПД и минимума удельных капвложений // Системные исследования в энергетике: Труды молодых ученых ИСЭМ СО РАН. – 2015. – № 45. – С. 77 – 83.

87. Клер А.М., Потанина Ю.М., Епишкин Н.О. Оптимизационные исследования угольных энергоблоков на суперсверхкритические параметры пара // Энергетика и теплотехника. – 2015. – № 19. – С. 18 – 29.

88. Клер А.М., Потанина Ю.М., Епишкин Н.О. Угольные энергоблоки на суперкритические параметры пара. Оптимизация параметров по критериям максимума технической и экономической эффективности // Энергетик. – 2015. – № 9. – С. 60 – 63.

89. Клер А.М., Потанина Ю.М., Епишкин Н.О. Влияние котельных сталей на показатели угольного энергоблока // Известия РАН. Энергетика. – 2015. – № 5. – С. 106 – 111.

90. Kler. A.M., Zharkov P.V., Epishkin N.O. An effective approach to optimizing the parameters of complex thermal power plants // Thermophysics and Aeromechanics. – 2016. – Vol. 23. – No. 2. – pp. 289 – 296.

91. Руководящие указания по проектированию станционных трубопроводов. Гидравлические расчёты. Вып. 1. – С.-Петербург: Теплоэлектропроект, 1965. – 112 с.

92. International Formulation Committee of the 6th International Conference on the Properties of Steam, The 1967 IFC Formulation for Industrial Use, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 1967.

93. IAPWS Releases, Supplementary Releases, Guidelines, and Advisory Notes [Электронный ресурс] // The International Association for the Properties of Water and Steam: [сайт]. [2015]. URL: http://www.iapws.org/release.html (дата обращения: 18.02.2015).

94. Математическое моделирование и технико-экономические исследования энерготехнологических установок синтеза метанола / А.М. Клер, Э.А. Тюрина. – Новосибирск: Наука. Сиб. Предприятие РАН, 1998. – 127 с.

95. Клер А.М., Максимов А.С., Степанова Е.Л. Оптимизация режимов работы ТЭЦ с использованием быстродействующих математических моделей теплофикационных паровых турбин // Теплофизика и аэромеханика. – 2006. – том 13. – № 1. – С. 159 – 167.

96. Клер А.М., Захаров Ю.Б. Оптимизация параметров цикла ГТУ и конструктивных параметров проточной части газовой турбины с охлаждаемыми сопловыми и рабочими лопатками // Теплофизика и аэромеханика. – 2012. – том 19. – № 4. – С. 449 – 459.

97. Клер А.М., Захаров Ю.Б., Потанина Ю.М. Согласованная оптимизация параметров охлаждаемой проточной части газовой турбины и параметров цикла ГТУ и ПГУ // Теплофизика и аэромеханика. – 2014. – том 21. – № 3. – С. 401 – 410.

98. Клер А.М. Оптимизация схем и параметров энергетических установок и электростанций // Системные исследования в энергетике. Ретроспектива научных направлений СЭИ – ИСЭМ. Отв. ред. Н.И. Воропай, Новосибирск: Наука, 2010. – С. 176 – 228.

99. Бояринов А.И., Кафаров В.В. Методы оптимизации в химической технологии. – 2-е изд. – М.: Химия, 1975. – 576 с.

100. Калафати Д.Д., Попалов В.В. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.

101. Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Перов В.Л. Математические основы автоматизированного проектирования химических производств. – М.: Энергоатомиздат, 1979. – 320 с.

102. Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Гурьева Л.В. Оптимизация теплообменных процессов и систем. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 192 с.

103. Каневец Г.Е. Обобщённые методы расчёта теплообменников. – Киев: Наук. думка, 1979. – 351 с.

104. Левенталь Г.Б., Попырин Л.С. Оптимизация теплоэнергетических установок. –М.: Энергия, 1970. –352 с.

105. Попырин Л.С., Наумов Ю.В. Оптимизация теплосиловой части АЭС с водоохлаждаемыми ректорами // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1972. – № 2. – С. 140 – 149.

106. Рубинштейн Я.М., Щепетильников М.И. Расчёт влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанций. – М.: Энергия, 1969. – 223 с.

107. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок –М.: Энергия, 1978. – 416 с.

108. Гольштейн Е.Г. Выпуклое программирование (элементы теории). – М.: Наука, 1970. – 68 с.

Приложение А

Состав оптимизируемых параметров и ограничений-неравенств, используемых при оптимизации энергоблока

Таблица А.1 – Состав оптимизируемых параметров энергоблока

№	Элемент	Оптимизируемый параметр	Размерность	Нижняя граница	Верхняя граница
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
1	Камера сгорания	Коэффициент избытка воздуха	–	1,25	1,6
2		Расход угля на входе	кг/с	40	100
3	Топка	Ширина топки	м	10	50
4		Наружный диаметр экранных труб НРЧ	м	0,03	0,069
5		Наружный диаметр экранных труб ВРЧ	м	0,03	0,069
6		Энтальпия воды на выходе из экранов НРЧ	ккал/кг	440	832
7		Энтальпия пара на выходе из экранов ВРЧ	ккал/кг	532	988
8	КПП1	Наружный диаметр труб	м	0,028	0,042
9		Внутренний диаметр труб	м	0,01	0,035
10		Поперечный шаг труб	м	0,06	0,3
11		Продольный шаг труб	м	0,04	0,11
12		Ширина газохода	м	15	35
13		Массовая скорость воды, пара	кг/(м^2 с)	500	1000
14		Энтальпия воды, пара на выходе	ккал/кг	600	1000
15	КПП3	Наружный диаметр труб	м	0,028	0,042
16		Внутренний диаметр труб	м	0,01	0,035
17		Поперечный шаг труб	м	0,06	0,3
18		Продольный шаг труб	м	0,04	0,11
19		Ширина газохода	м	15	35
20		Массовая скорость воды, пара	кг/(м^2 с)	500	1000
21		Энтальпия воды, пара на выходе	ккал/кг	700	1200
22	ПП2	Наружный диаметр труб	м	0,028	0,06
23		Внутренний диаметр труб	м	0,01	0,054
24		Поперечный шаг труб	м	0,05	0,3
25		Продольный шаг труб	м	0,03	0,1
26		Ширина газохода	м	15	35
27		Массовая скорость воды, пара	кг/(м^2 с)	500	1000
28		Энтальпия воды, пара на выходе	ккал/кг	700	1200
29	КПП2	Наружный диаметр труб	м	0,028	0,042
30		Внутренний диаметр труб	м	0,01	0,035
31		Поперечный шаг труб	м	0,06	0,3
32		Продольный шаг труб	м	0,04	0,11
33		Ширина газохода	м	15	35
34		Массовая скорость воды, пара	кг/(м^2 с)	500	1000
35		Энтальпия воды, пара на выходе	ккал/кг	600	1000

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6
36	ПП1	Наружный диаметр труб	м	0,028	0,06
37		Внутренний диаметр труб	м	0,01	0,054
38		Поперечный шаг труб	м	0,05	0,3
39		Продольный шаг труб	м	0,03	0,1
40		Ширина газохода	м	15	35
41		Массовая скорость воды, пара	кг/(м^2 с)	500	1000
42		Энтальпия воды, пара на выходе	ккал/кг	600	900
43	ПЗ	Наружный диаметр труб	м	0,028	0,042
44		Внутренний диаметр труб	м	0,01	0,035
45		Поперечный шаг труб	м	0,06	0,3
46		Продольный шаг труб	м	0,04	0,11
47		Ширина газохода	м	15	35
48		Массовая скорость воды, пара	кг/(м^2 с)	500	1000
49		Энтальпия воды, пара на выходе	ккал/кг	469	871
50	ВЭ2	Наружный диаметр труб	м	0,028	0,042
51		Внутренний диаметр труб	м	0,01	0,038
52		Поперечный шаг труб	м	0,04	0,2
53		Продольный шаг труб	м	0,04	0,11
54		Ширина газохода	м	15	35
55		Массовая скорость воды, пара	кг/(м^2 с)	500	1000
56		Энтальпия воды, пара на выходе	ккал/кг	300	550
57	ВП2	Наружный диаметр труб	м	0,033	0,04
58		Внутренний диаметр труб	м	0,02	0,037
59		Поперечный шаг труб	м	0,06	0,07
60		Продольный шаг труб	м	0,04	0,045
61		Ширина газохода	м	15	35
62		Скорость газа	м/с	10	14
63		Скорость воздуха	м/с	6	8
64		Температура воздуха на выходе	К	420	780
65	ВЭ1	Наружный диаметр труб	м	0,028	0,042
66		Внутренний диаметр труб	м	0,01	0,038
67		Поперечный шаг труб	м	0,04	0,2
68		Продольный шаг труб	м	0,04	0,11
69		Ширина газохода	м	15	35
70		Массовая скорость воды, пара	кг/(м^2 с)	500	1000
71		Энтальпия воды, пара на выходе	ккал/кг	280	520

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6
72	ВП1	Наружный диаметр труб	м	0,033	0,04
73		Внутренний диаметр труб	м	0,02	0,037
74		Поперечный шаг труб	м	0,06	0,07
75		Продольный шаг труб	м	0,04	0,045
76		Ширина газохода	м	15	35
77		Скорость газа	м/с	10	14
78		Скорость воздуха	м/с	6	8
79		Температура воздуха на выходе	К	402,5	747,5
80	ОП1	Расход пара на входе	кг/с	290	540
81	ПВД8	Давление пара на входе	кг/см^2	65	190
82	ПВД7	Давление пара на входе	кг/см^2	45	115
83	ПВД6	Давление пара на входе	кг/см^2	15	50
84	Д	Давление пара на входе	кг/см^2	7	30
85	ПНД4	Давление пара на входе	кг/см^2	3	15
86	ПНД3	Давление пара на входе	кг/см^2	1,5	5
87	ПНД2	Давление пара на входе	кг/см^2	0,3	3
88	ПНД1	Давление пара на входе	кг/см^2	0,1	1
89	ПН	Напор насоса	кг/см^2	180	405
90	К	Давление пара на входе	кг/см^2	0,0348	0,05

Таблица А.2 – Ограничения-неравенства для оптимизации блока

№	Элемент	Ограничение-неравенство	Размерность	Нижняя граница	Верхняя граница
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
1	Топка	Разность между скоростями воды: пред.-доп. и факт. НРЧ	м/с	0	–
2		Разн. между пред. и факт. темпер-рой металла труб НРЧ	К	0	–
3		Разность между пред. и факт. напряж-ем металла труб НРЧ	кг/мм^2	0	–
4		Разность между скоростями воды: пред.-доп. и факт. ВРЧ	м/с	0	–
5		Разн. между пред. и факт. темпер-рой металла труб ВРЧ	К	0	–
6		Разность между пред. и факт. напряж-ем металла труб ВРЧ	кг/мм^2	0	–
7		Лучевоспринимающая поверхность экранов ВРЧ	м^2	0	–
8		Температура газа на выходе	К	1100	1200
9	КПП1	Ограничение на температуру металла труб	К	0	–
10		Ограничение на расчетное механическое напряжение металла труб	кг/мм^2	0	–
11		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на входе газа в теплооб-к	К	20	–
12		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на выходе газа	К	20	–
13		Разность между температурами газа на входе и выходе	К	0	–
14		Число ходов	шт	4	–
15		Толщина стенки трубы	мм	4	–
16		Ограничение на поперечный шаг труб	мм	2,3	6,5
17		Ограничение на продольный шаг труб	мм	1,5	2,5
18	КПП3	Ограничение на температуру металла труб	К	0	–
19		Ограничение на расчетное механическое напряжение металла труб	кг/мм^2	0	–
20		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на входе газа в теплооб-к	К	20	–
21		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на выходе газа	К	20	–
22		Разность между температурами газа на входе и выходе	К	0	–
23		Число ходов	шт	4	–
24		Толщина стенки трубы	мм	4	–
25		Ограничение на поперечный шаг труб	мм	2,3	6,5
26		Ограничение на продольный шаг труб	мм	1,5	2,5

Продолжение таблицы А.2

1	2	3	4	5	6
27	ПП2	Ограничение на температуру металла труб	К	0	–
28		Ограничение на расчетное механическое напряжение металла труб	кг/мм^2	0	–
29		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на входе газа в теплооб-к	К	20	–
30		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на выходе газа	К	20	–
31		Разность между температурами газа на входе и выходе	К	0	–
32		Число ходов	шт	4	–
33		Толщина стенки трубы	мм	3,5	–
34		Ограничение на поперечный шаг труб	мм	1,8	3,5
35		Ограничение на продольный шаг труб	мм	1,2	1,6
36	КПП2	Ограничение на температуру металла труб	К	0	–
37		Ограничение на расчетное механическое напряжение металла труб	кг/мм^2	0	–
38		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на входе газа в теплооб-к	К	20	–
39		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на выходе газа	К	20	–
40		Разность между температурами газа на входе и выходе	К	0	–
41		Число ходов	шт	4	–
42		Толщина стенки трубы	мм	4	–
43		Ограничение на поперечный шаг труб	мм	2,3	6,5
44		Ограничение на продольный шаг труб	мм	1,5	2,5
45	ПП1	Ограничение на температуру металла труб	К	0	–
46		Ограничение на расчетное механическое напряжение металла труб	кг/мм^2	0	–
47		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на входе газа в теплооб-к	К	20	–
48		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на выходе газа	К	20	–
49		Разность между температурами газа на входе и выходе	К	0	–
50		Число ходов	шт	4	–
51		Толщина стенки трубы	мм	3,5	–
52		Ограничение на поперечный шаг труб	мм	1,8	3,5
53		Ограничение на продольный шаг труб	мм	1,2	1,6

Продолжение таблицы А.2

1	2	3	4	5	6
54	ПЗ	Ограничение на температуру металла труб	К	0	–
55		Ограничение на расчетное механическое напряжение металла труб	кг/мм^2	0	–
56		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на входе газа в теплооб-к	К	20	–
57		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на выходе газа	К	20	–
58		Разность между температурами газа на входе и выходе	К	0	–
59		Число ходов	шт	4	–
60		Толщина стенки трубы	мм	4	–
61		Ограничение на поперечный шаг труб	мм	2,3	6,5
62		Ограничение на продольный шаг труб	мм	1,5	2,5
63	ВЭ2	Ограничение на температуру металла труб	К	0	–
64		Ограничение на расчетное механическое напряжение металла труб	кг/мм^2	0	–
65		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на входе газа в теплооб-к	К	20	–
66		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на выходе газа	К	20	–
67		Разность между температурами газа на входе и выходе	К	0	–
68		Число ходов	шт	4	–
69		Толщина стенки трубы	мм	2,5	–
70		Ограничение на поперечный шаг труб	мм	2	2,5
71		Ограничение на продольный шаг труб	мм	1,5	2,5
72	ВП2	Число ходов по воздуху	шт	1	–
73		Разность между входной температурой газа и выходной температурой воздуха	К	20	–
74		Разность между выходной температурой газа и входной температурой воздуха	К	20	–
75		Разность между выходной и входной температурами воздуха	К	0	–
76		Толщина стенки трубы	мм	1,2	1,6
77	ВЭ1	Ограничение на температуру металла труб	К	0	–
78		Ограничение на расчетное механическое напряжение металла труб	кг/мм^2	0	–
79		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на входе газа в теплооб-к	К	20	–
80		Ограничение на неотрицательность тем-ого напора на выходе газа	К	20	–

Продолжение таблицы А.2

1	2	3	4	5	6
81	ВЭ1	Разность между температурами газа на входе и выходе	К	0	–
82		Число ходов	шт	4	–
83		Толщина стенки трубы	мм	2,5	–
84		Ограничение на поперечный шаг труб	мм	2	2,5
85		Ограничение на продольный шаг труб	мм	1,5	2,5
86	ВП1	Число ходов по воздуху	шт	1	–
87		Температура газа на выходе	К	373	453
88		Ограничение на давление уходящих газов	кг/см^2	0	–
89		Разность между мин. температурой стенки и температурой росы	К	0	–
90		Разность между входной температурой газа и выходной температурой воздуха	К	20	–
91		Разность между выходной температурой газа и входной температурой воздуха	К	20	–
92		Разность между выходной и входной температурами воздуха	К	0	–
93		Толщина стенки трубы	мм	1,2	1,6
94	ОП1	Разность входного и выходного давления пара	кг/см^2	0	–
95		Расход пара через отсек	кг/с	0	–
96	ОП2	Разность входного и выходного давления пара	кг/см^2	0	–
97		Расход пара через отсек	кг/с	0	–
98	ОП3	Разность входного и выходного давления пара	кг/см^2	0	–
99		Расход пара через отсек	кг/с	0	–
100	ОП4	Разность входного и выходного давления пара	кг/см^2	0	–
101		Расход пара через отсек	кг/с	0	–
102	ОП5	Разность входного и выходного давления пара	кг/см^2	0	–
103		Расход пара через отсек	кг/с	0	–
104	ОП6	Разность входного и выходного давления пара	кг/см^2	0	–
105		Расход пара через отсек	кг/с	0	–
106	ОП7	Разность входного и выходного давления пара	кг/см^2	0	–
107		Расход пара через отсек	кг/с	0	–
108	ОП8	Разность входного и выходного давления пара	кг/см^2	0	–
109		Расход пара через отсек	кг/с	0	–

Продолжение таблицы А.2

1	2	3	4	5	6
110	ОП9	Разность входного и выходного давления пара	кг/см^2	0	–
111		Расход пара через отсек	кг/с	0	–
112	ОП10	Разность входного и выходного давления пара	кг/см^2	0	–
113		Расход пара через отсек	кг/с	0	–
114		Разность предельно-допустимой и фактической влажностью пара на выходе	–	0	–
115	ПВД8	Ограничение на концевой температурный напор на входе греющ. потока в зоне охлаждения конденсата	К	0	–
116		Ограничение на концевой температурный напор на выходе греющ. потока в зоне охлаждения конденсата	К	0	–
117		Расход пара на входе	кг/с	0	–
118	ПВД7	Ограничение на концевой температурный напор на входе греющ. потока в зоне охлаждения конденсата	К	0	–
119		Ограничение на концевой температурный напор на выходе греющ. потока в зоне охлаждения конденсата	К	0	–
120		Расход пара на входе	кг/с	0	–
121	ПВД6	Ограничение на концевой температурный напор на входе греющ. потока в зоне охлаждения конденсата	К	0	–
122		Ограничение на концевой температурный напор на выходе греющ. потока в зоне охлаждения конденсата	К	0	–
123		Расход пара на входе	кг/с	0	–
124	Д	Расход пара на входе	кг/с	0	–
125		Разность между давлением пара и воды	кг/см^2	0	–
126		Разность между давлением пара и конденсата	кг/см^2	0	–
127	ПНД4	Ограничение на концевой температурный напор на входе греющ. потока в зоне охлаждения конденсата	К	0	–
128		Ограничение на концевой температурный напор на выходе греющ. потока в зоне охлаждения конденсата	К	0	–
129		Расход пара на входе	кг/с	0	–
130	ПНД3	Ограничение на концевой температурный напор на входе греющ. потока в зоне охлаждения конденсата	К	0	–

Продолжение таблицы А.2

1	2	3	4	5	6
131		Ограничение на концевой температурный напор на выходе греющ. потока в зоне охлаждения конденсата	К	0	–
132	ПНД3	Расход пара на входе	кг/с	0	–
133	ПНД2	Расход греющего пара	кг/с	0	–
134		Разность температуры насыщения и температуры воды на входе	К	0	–
135		Разность температуры насыщения и температуры воды на выходе	К	0	–
136	ПНД1	Расход греющего пара	кг/с	0	–
137		Разность температуры насыщения и температуры воды на входе	К	0	–
138		Разность температуры насыщения и температуры воды на выходе	К	0	–
139	СП	Расход воды на входе	кг/с	0	–
140		Расход пара на входе	кг/с	0	–
141		Разность температуры насыщения и температуры воды на выходе	кг/с	0	–
142	К	Температурный напор на выходе воды из конденсатора	К	0	–
143		Нагрев воды в конденсаторе	К	0	–
144	–	Электрическая мощность ПТУ	МВт	660	680

Приложение Б

Результаты оптимизационных расчётов исследуемого энергоблока по критериям максимума КПД и минимума удельных капиталовложений

Таблица Б.1 – Результаты оптимизационных расчётов топки котла

Наименование	Максимум КПД		Минимум удельных капиталовложений	
Сплав	10Х16Н16 В2МБР	Haynes 282	10Х16Н16 В2МБР	Haynes 282
Высота, м	59,3	68,6	46,6	45,5
Внешний диаметр труб НРЧ, м	0,055	0,057	0,038	0,041
Внутренний диаметр труб НРЧ, м	0,032	0,032	0,032	0,032
Шаг экранных труб НРЧ, м	0,07	0,07	0,07	0,07
Внешний диаметр труб ВРЧ, м	0,052	0,061	0,037	0,041
Внутренний диаметр труб ВРЧ, м	0,031	0,031	0,031	0,031
Шаг экранных труб ВРЧ, м	0,07	0,07	0,07	0,07
Площадь поверхности, $м^2$	5733	5490,6	6116,4	5854,2
Масса металла труб, т	967	1223,9	204	320,7
Расход газа, кг/с	807,5	781,9	741,7	749,1
Температура газа на выходе, ^oC	926	927	927	927
Давление воды, пара, МПа	34,5	41,5	18,8	26,4
Энтальпия рабочего тела, кДж/кг:	–	–	–	–
• на входе в НРЧ	1549,2	1503	1360,8	1449,4
• на выходе из НРЧ	2791,2	2282,6	2229,9	2731,8
• на входе в ВРЧ	2814,4	2308,4	2341,4	2778,8
• на выходе из ВРЧ	3201	3320,9	3393,2	3381,7
Расход воды, пара, кг/с	462	399,7	477,6	439,4
Удельный расход топлива, г у.т./кВт·ч	257	248	278	260
Расход воздуха, кг/с	728,9	705,7	651,8	665,9
Температура воздуха на входе, ^oC	452	437	411	427
Стоимость, тыс. дол.	51735,6	65481,8	10913,4	17156,7

Таблица Б.2 – Характеристики конвективных поверхностей нагрева парового котла (критерий оптимизации – максимум КПД, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Наименование	Поверхность нагрева									
–	КПП1	КПП3	пПП2	КПП2	пПП1	ПЗ	ВЭ2	ВП2	ВЭ1	ВП1
Сплав	10Х16Н16В2МБР				15Х1М1Ф		Ст20			
Внешний диаметр труб, м	0,042	0,042	0,060	0,042	0,060	0,042	0,042	0,039	0,042	0,040
Внутренний диаметр труб, м	0,030	0,025	0,036	0,031	0,021	0,032	0,030	0,037	0,030	0,037
Продольный шаг труб, м	0,063	0,064	0,073	0,064	0,073	0,089	0,103	0,045	0,101	0,040
Поперечный шаг труб, м	0,151	0,152	0,109	0,162	0,109	0,158	0,104	0,070	0,103	0,060
Расход газа, кг/с	807,5	807,5	807,5	807,5	807,5	807,5	807,5	807,5	845,8	845,8
Температура газа на входе, ^{o}C	926	845	776	622	614	517	506	472	370	350
Температура газа на выходе, ^{o}C	845	776	622	614	517	506	472	370	350	110
Давление воды, пара, МПа	34,2	33,6	8,2	34,0	8,6	34,7	36,0	–	36,1	–
Энтальпия воды, пара на входе, кДж/кг	3201,0	3400,3	3416,4	3382,4	3162,5	2791,2	1479,8	–	1439,0	–
Энтальпия воды, пара на выходе, кДж/кг	3382,4	3553,2	3833,9	3400,3	3416,4	2814,4	1549,2	–	1479,8	–
Расход воды, пара, кг/с	462,0	462,0	368,5	462,0	368,5	462,0	462,0	–	462,0	–
Расход воздуха, кг/с	–	–	–	–	–	–	–	765,3	–	803,6
Температура воздуха на входе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	330	–	49
Температура воздуха на выходе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	452	–	330
Площадь поверхности нагрева, м^2	4832,9	7096,5	7961,3	7003,9	22921,2	4572,6	4873,5	116307,0	14425,5	247977,0
Вес труб, т	193,5	380,0	610,3	273,1	2337,6	154,2	195,7	136,2	567,3	375,6
Стоимость, тыс. дол.	10353,9	20332,1	32651,6	14612,7	71527	4719,8	4110,4	2861,2	11914	7888,6

Таблица Б.3 – Характеристики конвективных поверхностей нагрева парового котла (критерий оптимизации – максимум КПД, вариант со сплавом Haynes 282)

Наименование	Поверхность нагрева									
–	КПП1	КПП3	пПП2	КПП2	пПП1	ПЗ	ВЭ2	ВП2	ВЭ1	ВП1
Сплав	Haynes 282				15Х1М1Ф		Ст20			
Внешний диаметр труб, м	0,042	0,042	0,060	0,042	0,060	0,042	0,042	0,039	0,041	0,040
Внутренний диаметр труб, м	0,034	0,033	0,032	0,033	0,032	0,032	0,028	0,037	0,028	0,036
Продольный шаг труб, м	0,063	0,064	0,072	0,100	0,073	0,064	0,104	0,045	0,099	0,040
Поперечный шаг труб, м	0,143	0,141	0,108	0,116	0,108	0,203	0,104	0,070	0,101	0,061
Расход газа, кг/с	781,7	781,7	781,7	781,7	781,7	781,7	781,7	781,7	781,7	781,7
Температура газа на входе, ^{o}C	927	873	824	657	649	500	489	458	360	341
Температура газа на выходе, ^{o}C	873	824	657	649	500	489	458	360	341	108
Давление воды, пара, МПа	40,9	40,6	7,7	40,7	8,0	41,6	42,2	–	42,3	–
Энтальпия воды, пара на входе, кДж/кг	3320,9	3473,8	3554,2	3455,3	3123,4	2282,6	1431,8	–	1387,6	–
Энтальпия воды, пара на выходе, кДж/кг	3455,3	3596,1	4052,9	3473,8	3554,2	2308,4	1503,0	–	1431,8	–
Расход воды, пара, кг/с	399,7	399,7	326,5	399,7	326,5	399,7	399,7	–	399,7	–
Расход воздуха, кг/с	–	–	–	–	–	–	–	741,0	–	778,1
Температура воздуха на входе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	321	–	49
Температура воздуха на выходе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	437	–	321
Площадь поверхности нагрева, м^2	3375,9	4691,0	8589,4	6533,6	8545,3	4009,4	4724,1	104973,0	13785,9	234049,0
Вес труб, т	101,8	160,4	744,7	219,9	705,3	132,4	209,9	123,8	590,7	355,4
Стоимость, тыс. дол.	12210,3	19250,1	89362,1	26394,0	21583,4	4050,3	4408,6	2599,9	12418,4	7468,1

Таблица Б.4 – Характеристики конвективных поверхностей нагрева парового котла (критерий оптимизации – минимум удельных капиталовложений, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Наименование	Поверхность нагрева									
–	КПП1	КПП3	пПП2	КПП2	пПП1	ПЗ	ВЭ2	ВП2	ВЭ1	ВП1
Сплав	10Х16Н16В2МБР				15Х1М1Ф		Ст20			
Внешний диаметр труб, м	0,042	0,042	0,042	0,042	0,060	0,042	0,033	0,039	0,041	0,037
Внутренний диаметр труб, м	0,034	0,034	0,035	0,034	0,053	0,034	0,028	0,037	0,035	0,034
Продольный шаг труб, м	0,063	0,064	0,053	0,063	0,072	0,066	0,050	0,044	0,071	0,040
Поперечный шаг труб, м	0,156	0,131	0,079	0,158	0,108	0,097	0,067	0,070	0,088	0,066
Расход газа, кг/с	741,7	741,7	741,7	741,7	741,7	741,7	741,7	741,7	775,9	775,9
Температура газа на входе, ^{o}C	927	854	805	615	611	572	512	445	307	303
Температура газа на выходе, ^{o}C	854	805	615	611	572	512	445	307	303	145
Давление воды, пара, МПа	17,5	16,5	4,4	17,0	4,7	18,9	19,6	–	19,6	–
Энтальпия воды, пара на входе, кДж/кг	3393,2	3549,4	3353,2	3540,9	3266,1	2229,9	1235,6	–	1226,7	–
Энтальпия воды, пара на выходе, кДж/кг	3540,9	3646,5	3787,0	3549,4	3353,2	2341,4	1360,8	–	1235,6	–
Расход воды, пара, кг/с	477,6	477,6	409,7	477,6	409,7	477,6	477,6	–	477,6	–
Расход воздуха, кг/с	–	–	–	–	–	–	–	684,4	–	718,6
Температура воздуха на входе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	240	–	48
Температура воздуха на выходе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	410	–	240
Площадь поверхности нагрева, м^2	3972,9	3961,0	6772,3	3959,5	3894,4	3998,2	4667,0	82672,7	3630,3	66189,7
Вес труб, т	113,9	114,1	172,3	113,5	100,4	113,1	85,4	96,9	80,6	77,5
Стоимость, тыс. дол.	6091,2	6106,0	9216,5	6073,6	3072,7	3462,4	1792,3	2034,4	1693,3	1627,8

Таблица Б.5 – Характеристики конвективных поверхностей нагрева парового котла (критерий оптимизации – минимум удельных капиталовложений, вариант со сплавом Haynes 282)

Наименование	Поверхность нагрева									
–	КПП1	КПП3	пПП2	КПП2	пПП1	ПЗ	ВЭ2	ВП2	ВЭ1	ВП1
Сплав	Haynes 282				15Х1М1Ф		Ст20			
Внешний диаметр труб, м	0,042	0,042	0,049	0,042	0,040	0,042	0,038	0,039	0,029	0,038
Внутренний диаметр труб, м	0,034	0,034	0,042	0,034	0,033	0,034	0,029	0,037	0,023	0,036
Продольный шаг труб, м	0,071	0,071	0,065	0,104	0,048	0,065	0,058	0,043	0,044	0,040
Поперечный шаг труб, м	0,130	0,187	0,105	0,261	0,074	0,099	0,077	0,067	0,058	0,060
Расход газа, кг/с	749,1	749,1	749,1	749,1	749,1	749,1	749,1	749,1	784,0	784,0
Температура газа на входе, ^{o}C	927	860	816	687	669	530	507	448	343	325
Температура газа на выходе, ^{o}C	860	816	687	669	530	507	448	343	325	115
Давление воды, пара, МПа	25,8	25,1	5,4	25,4	5,8	26,6	27,9	–	27,9	–
Энтальпия воды, пара на входе, кДж/кг	3381,7	3564,5	3561,5	3527,6	3216,0	2731,8	1330,8	–	1294,8	–
Энтальпия воды, пара на выходе, кДж/кг	3527,6	3661,9	3892,4	3564,5	3561,5	2778,8	1449,4	–	1330,8	–
Расход воды, пара, кг/с	439,4	439,4	369,4	439,4	369,4	439,4	439,4	–	439,4	–
Расход воздуха, кг/с	–	–	–	–	–	–	–	699,2	–	734,1
Температура воздуха на входе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	300	–	48
Температура воздуха на выходе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	427	–	300
Площадь поверхности нагрева, м^2	3781,6	3932,2	6535,6	3828,3	6886,6	3681,1	4464,9	102925,0	6045,1	167958,0
Вес труб, т	115,3	118,3	176,8	115,2	172,9	105,7	130,6	120,7	128,1	196,8
Стоимость, тыс. дол.	13833,7	14199,0	21211,7	13821,0	5290,5	3235,3	2742,4	2535,7	2690,0	4132,7

Таблица Б.6 – Характеристики отсеков паровой турбины (критерий оптимизации – максимум КПД, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Отсек паровой турбины	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Внутренний относительный КПД, %	90	92	94	94,5	95,5	94,5	95	90	90,5	86
Расход пара, кг/с	462,0	458,3	436,5	368,5	345,4	321,1	296,0	277,7	265,5	263,2
Входная энтальпия пара, кДж/кг	3553,2	3426,5	3256,6	3833,9	3512,3	3243,9	2997,6	2744,4	2522,9	2409,5
Выходная энтальпия пара, кДж/кг	3426,5	3256,6	3162,5	3512,3	3243,9	2997,6	2744,4	2522,9	2409,5	2274,7
Входное давление пара, МПа	32,9	22,0	12,2	7,9	3,3	1,4	0,53	0,15	0,034	0,013
Выходное давление пара, МПа	22,0	12,2	8,7	3,3	1,4	0,53	0,15	0,034	0,013	0,00353
Входная температура пара, ^{o}C	640	566	466	680	527	394	269	137	71	51
Выходная температура пара, ^{o}C	566	466	413	527	394	269	137	71	51	26
Мощность, МВт	57,7	76,7	40,5	116,8	91,3	78,0	73,9	60,6	29,7	35,0
Стоимость единицы мощности, дол./кВт	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Стоимость, тыс. дол.	3460,2	4603,7	2428,3	7006,7	5480,9	4677,6	4431,3	3637,1	1780,1	2097,7

Таблица Б.7 – Характеристики отсеков паровой турбины (критерий оптимизации – максимум КПД, вариант со сплавом Haynes 282)

Отсек паровой турбины	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Внутренний относительный КПД, %	90	92	94	94,5	95,5	94,5	95	90	90,5	86
Расход пара, кг/с	399,7	396,5	379,9	326,5	308,7	288,9	267,3	255,0	239,9	238,2
Входная энтальпия пара, кДж/кг	3596,1	3448,2	3206,5	4052,9	3709,5	3423,9	3138,6	2855,9	2668,5	2491,2
Выходная энтальпия пара, кДж/кг	3448,2	3206,5	3123,4	3709,5	3423,9	3138,6	2855,9	2668,5	2491,2	2344,7
Входное давление пара, МПа	40,5	25,5	11,0	7,3	3,2	1,4	0,52	0,15	0,050	0,014
Выходное давление пара, МПа	25,5	11,0	8,0	3,2	1,4	0,52	0,15	0,050	0,014	0,00353
Входная температура пара, ^{o}C	672	585	442	770	613	478	337	192	94	51
Выходная температура пара, ^{o}C	585	442	394	613	478	337	192	94	51	26
Мощность, МВт	58,2	94,4	31,1	110,5	86,9	81,2	74,5	47,1	41,9	34,4
Стоимость единицы мощности, дол./кВт	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Стоимость, тыс. дол.	3494,9	5666,5	1866,5	6630,4	5212,3	4872,9	4468,5	2825,4	2515,2	2063,4

Таблица Б.8 – Характеристики отсеков паровой турбины (критерий оптимизации – минимум удельных капиталовложений, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Отсек паровой турбины	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Внутренний относительный КПД, %	90	92	94	94,5	95,5	94,5	95	90	90,5	86
Расход пара, кг/с	477,6	473,7	457,9	409,7	399,2	370,7	345,1	328,2	309,7	307,8
Входная энтальпия пара, кДж/кг	3646,5	3555,2	3371,3	3787,0	3584,7	3425,0	3121,9	2861,7	2662,7	2491,7
Выходная энтальпия пара, кДж/кг	3555,2	3371,3	3266,1	3584,7	3425,0	3121,9	2861,7	2662,7	2491,7	2354,3
Входное давление пара, МПа	15,9	12,1	6,8	3,9	2,2	1,4	0,49	0,16	0,047	0,014
Выходное давление пара, МПа	12,1	6,8	4,7	2,2	1,4	0,49	0,16	0,047	0,014	0,00385
Входная температура пара, ^{o}C	626	579	482	649	554	478	328	195	91	51
Выходная температура пара, ^{o}C	579	482	427	554	478	328	195	91	51	28
Мощность, МВт	42,9	85,9	47,5	81,7	62,8	110,7	88,5	64,3	52,2	41,7
Стоимость единицы мощности, дол./кВт	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Стоимость, тыс. дол.	2577,0	5153,1	2847,1	4900,9	3768,3	6642,7	5311,0	3860,9	3130,6	2500,4

Таблица Б.9 – Характеристики отсеков паровой турбины (критерий оптимизации – минимум удельных капиталовложений, вариант со сплавом Haynes 282)

Отсек паровой турбины	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Внутренний относительный КПД, %	90	92	94	94,5	95,5	94,5	95	90	90,5	86
Расход пара, кг/с	439,4	435,9	418,7	369,4	355,8	334,0	307,8	294,5	276,9	274,2
Входная энтальпия пара, кДж/кг	3661,9	3506,2	3317,9	3892,4	3648,3	3438,7	3166,7	2865,7	2687,1	2507,4
Выходная энтальпия пара, кДж/кг	3506,2	3317,9	3216,0	3648,3	3438,7	3166,7	2865,7	2687,1	2507,4	2351,2
Входное давление пара, МПа	24,6	15,4	8,3	4,8	2,6	1,4	0,56	0,15	0,054	0,015
Выходное давление пара, МПа	15,4	8,3	5,8	2,6	1,4	0,56	0,15	0,054	0,015	0,00353
Входная температура пара, ^{o}C	656	571	469	697	584	484	351	197	103	53
Выходная температура пара, ^{o}C	571	469	414	584	484	351	197	103	53	26
Мощность, МВт	67,4	80,9	42,0	88,9	73,5	89,5	91,3	51,8	49,0	42,2
Стоимость единицы мощности, дол./кВт	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Стоимость, тыс. дол.	4045,6	4853,6	2522,0	5332,4	4410,3	5371,0	5478,7	3109,5	2942,4	2533,8

Таблица Б.10 – Характеристики системы регенерации (критерий оптимизации – максимум КПД, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Подогреватель	ПНД1	ПНД2	ПНД3	ПНД4	Деаэратор	ПВД6	ПВД7	ПВД8
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Наружный диаметр труб, м	0,016	0,016	0,016	0,016	–	0,032	0,032	0,032
Внутренний диаметр труб, м	0,014	0,014	0,014	0,014	–	0,024	0,024	0,024
Поперечный шаг труб, м	0,022	0,022	0,022	0,022	–	0,036	0,036	0,036
Продольный шаг труб, м	0,019	0,019	0,019	0,019	–	0,036	0,036	0,036
Расход пара, кг/с	2,4	12,1	18,3	25,1	24,3	23,1	68,0	21,8
Давление пара, МПа	0,013	0,034	0,15	0,53	1,4	3,3	8,7	12,2
Энтальпия пара, кДж/кг	2409,5	2522,9	2744,4	2997,6	3243,9	3512,3	3162,5	3256,6
Температура пара, ^{o}C	51	71	137	269	394	527	413	466
Расход воды на входе, кг/с	324,8	324,8	324,8	324,8	324,8	462,0	462,0	462,0
Давление воды на входе, МПа	0,542	0,537	2,1	2,0	2,0	36,1	36,1	36,1
Энтальпия воды на входе, кДж/кг	167,1	197,2	282,9	431,1	626,7	860,3	1026,0	1351,8
Температура воды на входе, ^{o}C	40	47	67	103	149	198	236	305
Расход воды на выходе, кг/с	324,8	324,8	324,8	324,8	462,0	462,0	462,0	462,0
Давление воды на выходе, МПа	0,54	0,53	2,0	2,0	1,4	36,1	36,1	36,1
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	197,2	281,4	431,1	626,7	823,5	1026,0	1351,8	1439,0
Температура воды на выходе, ^{o}C	47	67	103	149	193	236	305	322
Расход конденсата на входе, кг/с	55,6	43,4	25,1	–	112,9	89,8	21,8	–

Продолжение таблицы Б.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Давление конденсата на входе, МПа	0,033	0,089	0,47	–	3,2	8,4	11,9	–
Энтальпия конденсата на входе, кДж/кг	296,7	306,4	455,3	–	872,5	1050,3	1399,1	–
Температура конденсата на входе, ^{o}C	71	73	109	–	204	243	310	–
Расход конденсата на выходе, кг/с	57,9	55,6	43,4	25,1	–	112,9	89,8	21,8
Давление конденсата на выходе, МПа	0,013	0,033	0,089	0,47	–	3,2	8,4	11,9
Энтальпия конденсата на выходе, кДж/кг	212,9	296,7	306,4	455,3	–	872,5	1050,3	1399,1
Температура конденсата на выходе, ^{o}C	51	71	73	109	–	204	243	310
Концевой температурный напор нагреваемого потока, ^{o}C	4	4	7	7	–	7	6	5
Концевой температурный напор для зоны охлаждения пара, ^{o}C	–	–	8	8	–	8	3	5
Концевой температурный напор для зоны конденсации, ^{o}C	–	–	6	6	–	6	7	5
Удельная стоимость теплообменной поверхности, дол./м^2	120	120	120	120	–	120	120	120
Удельная стоимость массы металла труб, дол./кг	21	21	21	21	–	21	30,6	30,6
Вес труб, т	2,8	4,7	7,1	6,9	–	48,4	90,6	35,0
Площадь поверхности нагрева, м^2	379,3	622,8	945,7	920,9	–	1727,4	3237,3	1250,7
Стоимость подогревателя, тыс. дол.	59,7	98,1	148,9	145,0	–	1015,7	2773,7	1071,6

Таблица Б.11 – Характеристики системы регенерации (критерий оптимизации – максимум КПД, вариант со сплавом Haynes 282)

Подогреватель	ПНД1	ПНД2	ПНД3	ПНД4	Деаэратор	ПВД6	ПВД7	ПВД8
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Наружный диаметр труб, м	0,016	0,016	0,016	0,016	–	0,032	0,032	0,032
Внутренний диаметр труб, м	0,014	0,014	0,014	0,014	–	0,024	0,024	0,024
Поперечный шаг труб, м	0,022	0,022	0,022	0,022	–	0,036	0,036	0,036
Продольный шаг труб, м	0,019	0,019	0,019	0,019	–	0,036	0,036	0,036
Расход пара, кг/с	1,8	15,1	12,3	21,6	19,7	17,9	53,3	16,6
Давление пара, МПа	0,014	0,050	0,15	0,52	1,40	3,16	7,99	10,98
Энтальпия пара, кДж/кг	2491,2	2668,5	2855,9	3138,6	3423,9	3709,5	3123,4	3206,5
Температура пара, ^{o}C	51	94	192	337	478	613	394	442
Расход воды на входе, кг/с	292,1	292,1	292,1	292,1	292,1	399,7	399,7	399,7
Давление воды на входе, МПа	0,63	0,63	2,14	2,14	2,14	42,31	42,31	42,30
Энтальпия воды на входе, кДж/кг	165,8	199,8	322,3	435,5	632,8	866,9	1022,3	1311,2
Температура воды на входе, ^{o}C	40	48	77	104	150	199	235	297
Расход воды на выходе, кг/с	292,1	292,1	292,1	292,1	399,7	399,7	399,7	399,7
Давление воды на выходе, МПа	0,63	0,62	2,14	2,14	1,40	42,31	42,30	42,31
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	199,8	320,8	435,5	632,8	823,5	1022,3	1311,2	1387,6
Температура воды на выходе, ^{o}C	48	77	104	150	193	235	297	313
Расход конденсата на входе, кг/с	49,0	33,9	21,6	–	87,8	69,9	16,6	–

Продолжение таблицы Б.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Давление конденсата на входе, МПа	0,050	0,099	0,46	–	3,08	7,80	10,71	–
Энтальпия конденсата на входе, кДж/кг	336,3	345,9	459,6	–	876,1	1044,2	1354,9	–
Температура конденсата на входе, ^{o}C	80	83	110	–	205	241	302	–
Расход конденсата на выходе, кг/с	50,8	49,0	33,9	21,6	–	87,8	69,9	16,6
Давление конденсата на выходе, МПа	0,014	0,050	0,099	0,46	–	3,08	7,80	10,71
Энтальпия конденсата на выходе, кДж/кг	215,0	336,3	345,9	459,6	–	876,1	1044,2	1354,9
Температура конденсата на выходе, ^{o}C	51	80	83	110	–	205	241	302
Концевой температурный напор нагреваемого потока, ^{o}C	4	4	7	7	–	7	6	5
Концевой температурный напор для зоны охлаждения пара, ^{o}C	–	–	8	8	–	8	3	5
Концевой температурный напор для зоны конденсации, ^{o}C	–	–	6	6	–	6	7	5
Удельная стоимость теплообменной поверхности, дол./м^2	120	120	120	120	–	120	120	120
Удельная стоимость массы металла труб, дол./кг	21	21	21	21	–	21	30,6	30,6
Вес труб, т	2,8	4,8	5,3	6,1	–	37,6	72,1	27,6
Площадь поверхности нагрева, м^2	367,5	644,7	707,8	816,0	–	1342,9	2575,4	984,1
Стоимость подогревателя, тыс. дол.	57,9	101,5	111,5	128,5	–	789,7	2206,6	843,2

Таблица Б.12 – Характеристики системы регенерации (критерий оптимизации – минимум удельных капиталовложений, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Подогреватель	ПНД1	ПНД2	ПНД3	ПНД4	Деаэратор	ПВД6	ПВД7	ПВД8
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Наружный диаметр труб, м	0,016	0,016	0,016	0,016	–	0,032	0,032	0,032
Внутренний диаметр труб, м	0,014	0,014	0,014	0,014	–	0,024	0,024	0,024
Поперечный шаг труб, м	0,022	0,022	0,022	0,022	–	0,036	0,036	0,036
Продольный шаг труб, м	0,019	0,019	0,019	0,019	–	0,036	0,036	0,036
Расход пара, кг/с	1,9	18,5	17,0	25,5	28,5	10,5	48,2	15,9
Давление пара, МПа	0,01359	0,047	0,16	0,49	1,4	2,2	4,7	6,8
Энтальпия пара, кДж/кг	2491,7	2662,7	2861,7	3121,9	3425,0	3584,7	3266,1	3371,3
Температура пара, ^{o}C	51	91	195	328	478	554	427	482
Расход воды на входе, кг/с	374,5	374,5	374,5	374,5	374,5	477,6	477,6	477,6
Давление воды на входе, МПа	0,39	0,38	1,89	1,89	1,89	19,7	19,7	19,7
Энтальпия воды на входе, кДж/кг	168,9	199,2	316,3	438,4	618,6	842,9	912,4	1154,4
Температура воды на входе, ^{o}C	40	48	75	104	147	196	212	264
Расход воды на выходе, кг/с	374,5	374,5	374,5	374,5	477,6	477,6	477,6	477,6
Давление воды на выходе, МПа	0,38	0,38	1,89	1,89	1,40	19,7	19,7	19,7
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	199,2	314,8	438,4	618,6	823,5	912,4	1154,4	1226,7
Температура воды на выходе, ^{o}C	48	75	104	147	193	212	264	279
Расход конденсата на входе, кг/с	61,0	42,5	25,5	–	74,6	64,1	15,9	–

Продолжение таблицы Б.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Давление конденсата на входе, МПа	0,047	0,10	0,43	–	2,2	4,6	6,6	–
Энтальпия конденсата на входе, кДж/кг	331,5	340,1	462,7	–	862,2	937,1	1181,2	–
Температура конденсата на входе, ^{o}C	79	81	110	–	202	219	269	–
Расход конденсата на выходе, кг/с	62,9	61,0	42,5	25,5	–	74,6	64,1	15,9
Давление конденсата на выходе, МПа	0,014	0,047	0,10	0,43	–	2,2	4,6	6,6
Энтальпия конденсата на выходе, кДж/кг	214,7	331,5	340,1	462,7	–	862,2	937,1	1181,2
Температура конденсата на выходе, ^{o}C	51	79	81	110	–	202	219	269
Концевой температурный напор нагреваемого потока, ^{o}C	4	4	7	7	–	7	6	5
Концевой температурный напор для зоны охлаждения пара, ^{o}C	–	–	8	8	–	8	3	5
Концевой температурный напор для зоны конденсации, ^{o}C	–	–	6	6	–	6	7	5
Удельная стоимость теплообменной поверхности, дол./м^2	120	120	120	120	–	120	120	120
Удельная стоимость массы металла труб, дол./кг	21	21	21	21	–	21	30,6	30,6
Вес труб, т	3,3	6,1	7,1	7,4	–	25,1	73,6	30,0
Площадь поверхности нагрева, м^2	438,4	813,1	943,0	991,4	–	897,1	2628,4	1070,6
Стоимость подогревателя, тыс. дол.	69,0	128,1	148,5	156,1	–	527,5	2252,0	917,3

Таблица Б.13 – Характеристики системы регенерации (критерий оптимизации – минимум удельных капиталовложений, вариант со сплавом Haynes 282)

Подогреватель	ПНД1	ПНД2	ПНД3	ПНД4	Деаэратор	ПВД6	ПВД7	ПВД8
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Наружный диаметр труб, м	0,016	0,016	0,016	0,016	–	0,032	0,032	0,032
Внутренний диаметр труб, м	0,014	0,014	0,014	0,014	–	0,024	0,024	0,024
Поперечный шаг труб, м	0,022	0,022	0,022	0,022	–	0,036	0,036	0,036
Продольный шаг труб, м	0,019	0,019	0,019	0,019	–	0,036	0,036	0,036
Расход пара, кг/с	2,7	17,6	13,2	26,3	21,8	13,6	49,3	17,2
Давление пара, МПа	0,015	0,054	0,15	0,56	1,4	2,6	5,8	8,3
Энтальпия пара, кДж/кг	2507,4	2687,1	2865,7	3166,7	3438,7	3648,3	3216,0	3317,9
Температура пара, ^{o}C	53	103	197	351	484	584	414	469
Расход воды на входе, кг/с	337,6	337,6	337,6	337,6	337,6	439,4	439,4	439,4
Давление воды на входе, МПа	0,50	0,50	2,0	2,0	2,0	28,0	28,0	28,0
Энтальпия воды на входе, кДж/кг	166,3	205,3	329,3	435,6	645,2	851,7	953,8	1214,2
Температура воды на входе, ^{o}C	40	49	78	104	153	197	221	277
Расход воды на выходе, кг/с	337,6	337,6	337,6	337,6	439,4	439,4	439,4	439,4
Давление воды на выходе, МПа	0,50	0,49	2,0	2,0	1,4	28,0	28,0	28,0
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	205,3	327,7	435,6	645,2	823,5	953,8	1214,2	1294,8
Температура воды на выходе, ^{o}C	49	78	104	153	193	221	277	293
Расход конденсата на входе, кг/с	57,1	39,5	26,3	–	80,1	66,5	17,2	–

Продолжение таблицы Б.13

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Давление конденсата на входе, МПа	0,054	0,10	0,49	–	2,5	5,7	8,1	–
Энтальпия конденсата на входе, кДж/кг	344,2	352,9	459,8	–	867,4	977,0	1245,3	–
Температура конденсата на входе, ^{o}C	82	84	110	–	203	227	282	–
Расход конденсата на выходе, кг/с	59,8	57,1	39,5	26,3	–	80,1	66,5	17,2
Давление конденсата на выходе, МПа	0,015	0,054	0,10	0,49	–	2,5	5,7	8,1
Энтальпия конденсата на выходе, кДж/кг	221,6	344,2	352,9	459,8	–	867,4	977,0	1245,3
Температура конденсата на выходе, ^{o}C	53	82	84	110	–	203	227	282
Концевой температурный напор нагреваемого потока, ^{o}C	4	4	7	7	–	7	6	5
Концевой температурный напор для зоны охлаждения пара, ^{o}C	–	–	8	8	–	8	3	5
Концевой температурный напор для зоны конденсации, ^{o}C	–	–	6	6	–	6	7	5
Удельная стоимость теплообменной поверхности, дол./м^2	120	120	120	120	–	120	120	120
Удельная стоимость массы металла труб, дол./кг	21	21	21	21	–	21	30,6	30,6
Вес труб, т	3,4	5,6	5,9	7,3	–	30,8	72,0	30,3
Площадь поверхности нагрева, м^2	459,2	744,6	788,7	974,4	–	1098,3	2571,3	1081,2
Стоимость подогревателя, тыс. дол.	72,3	117,3	124,2	153,5	–	645,8	2203,1	926,3

Таблица Б.14 – Характеристики конденсатора паровой турбины

Наименование	Максимум КПД		Минимум удельных капиталовложений	
Сплав	10Х16Н16 В2МБР	Haynes 282	10Х16Н16 В2МБР	Haynes 282
Наружный диаметр труб, м	0,028	0,028	0,028	0,028
Внутренний диаметр труб, м	0,026	0,026	0,026	0,026
Расход пара и конденсата, кг/с	263,2	238,2	307,8	274,2
Давление, МПа	0,00353	0,00353	0,00385	0,00353
Энтальпия пара, кДж/кг	2274,7	2344,7	2354,3	2351,2
Температура пара, ^{o}С	26	26	28	26
Энтальпия конденсата, кДж/кг	110,1	110,1	116,4	110,2
Температура конденсата, ^{o}С	26	26	28	26
Удельная стоимость теплообменной поверхности, дол./м^2	200	200	200	200
Удельная стоимость массы металла труб, дол./кг	21	21	21	21
Уд. стоимость каналов и трубопроводов системы технического водоснабжения, дол./(т/ч)	60	60	60	60
Уд. стоимость охладителей, дол./(Гкал/ч)	30	30	30	30
Стоимость материалов, тыс. дол.	443,3	414,2	452,2	477,4
Стоимость трудозатрат, тыс. дол.	24,6	23,3	24,9	25,9
Накладные затраты, тыс. дол.	122,8	116,7	124,6	129,7
Вес труб, т	215,1	201,0	219,4	231,6
Площадь поверхности нагрева, м^2	23191	21679,0	23650,3	24961,8
Стоимость конденсатора, тыс. дол.	4638,2	4335,8	4730,1	4992,4

Таблица Б.15 – Характеристики главных трубопроводов (критерий оптимизации – максимум КПД, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Трубопровод	Острого пара	1 ступени промперегрева	2 ступени промперегрева	Питательной воды
Сплав	10Х16Н16 В2МБР	15Х1М1Ф	10Х16Н16В 2МБР	Ст20
Наружный диаметр, м	0,541	0,723	0,771	0,518
Внутренний диаметр, м	0,341	0,599	0,588	0,338
Толщина, м	0,100	0,062	0,091	0,090
Расход рабочего тела, кг/с	462,0	368,5	368,5	462,0
Давление на входе, МПа	33,21	8,65	7,94	36,14
Давление на выходе, МПа	32,88	8,64	7,93	36,10
Энтальпия, кДж/кг	3554,9	3164,1	3835,7	1439,7
Входная скорость потока, м/с	57,9	21,9	25,2	7,2
Выходная скорость потока, м/с	58,5	21,9	25,3	7,2
Площадь поверхности, $м^2$	51,0	136,4	217,9	32,5
Вес труб, т	32,8	60,4	138,4	19,0
Число труб, шт	1	2	3	1
Стоимость, тыс. дол.	1756,6	1849,6	7403,2	398,1

Таблица Б.16 – Характеристики главных трубопроводов (критерий оптимизации – максимум КПД, вариант со сплавом Haynes 282)

Трубопровод	Острого пара	1 ступени промперегрева	2 ступени промперегрева	Питательной воды
Сплав	Haynes 282	15Х1М1Ф	Haynes 282	Ст20
Наружный диаметр, м	0,767	0,722	0,757	0,492
Внутренний диаметр, м	0,591	0,598	0,598	0,313
Толщина, м	0,088	0,062	0,080	0,089
Расход рабочего тела, кг/с	399,7	326,5	326,5	399,7
Давление на входе, МПа	40,47	7,99	7,33	42,31
Давление на выходе, МПа	40,45	7,97	7,32	42,27
Энтальпия, кДж/кг	3597,8	3124,9	4054,8	1388,3
Входная скорость потока, м/с	14,1	20,4	25,9	7,0
Выходная скорость потока, м/с	14,1	20,5	25,9	7,0
Площадь поверхности, $м^2$	72,3	136,2	214,2	30,9
Вес труб, т	46,7	60,2	126,6	17,8
Число труб, шт	1	2	3	1
Стоимость, тыс. дол.	5598,8	1843,2	15186,8	373,1

Таблица Б.17 – Характеристики главных трубопроводов (критерий оптимизации – минимум удельных капиталовложений, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Трубопровод	Острого пара	1 ступени промперегрева	2 ступени промперегрева	Питательной воды
Сплав	10Х16Н16 В2МБР	15Х1М1Ф	10Х16Н16В 2МБР	Ст20
Наружный диаметр, м	0,642	0,622	0,725	0,456
Внутренний диаметр, м	0,522	0,600	0,600	0,313
Толщина, м	0,060	0,011	0,063	0,072
Расход рабочего тела, кг/с	477,6	409,7	409,7	477,6
Давление на входе, МПа	15,96	4,74	3,89	19,68
Давление на выходе, МПа	15,85	4,71	3,86	19,62
Энтальпия, кДж/кг	3648,2	3267,7	3788,8	1227,3
Входная скорость потока, м/с	56,2	48,3	53,9	8,1
Выходная скорость потока, м/с	56,6	48,6	54,3	8,1
Площадь поверхности, $м^2$	60,5	117,2	205,1	28,7
Вес труб, т	26,1	9,8	92,8	13,6
Число труб, шт	1	2	3	1
Стоимость, тыс. дол.	1396,6	299,6	4964,7	285,6

Таблица Б.18 – Характеристики главных трубопроводов (критерий оптимизации – минимум удельных капиталовложений, вариант со сплавом Haynes 282)

Трубопровод	Острого пара	1 ступени промперегрева	2 ступени промперегрева	Питательной воды
Сплав	Haynes 282	15Х1М1Ф	Haynes 282	Ст20
Наружный диаметр, м	0,517	0,624	0,728	0,493
Внутренний диаметр, м	0,448	0,599	0,600	0,326
Толщина, м	0,034	0,012	0,064	0,084
Расход рабочего тела, кг/с	439,4	369,4	369,4	439,4
Давление на входе, МПа	24,69	5,81	4,82	27,97
Давление на выходе, МПа	24,57	5,79	4,80	27,93
Энтальпия, кДж/кг	3663,6	3217,6	3894,3	1295,4
Входная скорость потока, м/с	45,7	34,3	41,2	7,0
Выходная скорость потока, м/с	45,9	34,4	41,4	7,0
Площадь поверхности, $м^2$	48,7	117,6	205,9	31,0
Вес труб, т	12,9	11,2	99,9	16,9
Число труб, шт	1	2	3	1
Стоимость, тыс. дол.	1549,7	343,6	11984,6	355,5

Приложение В

Результаты схемно-параметрической оптимизации исследуемого энергоблока по критерию минимума цены электроэнергии

Таблица В.1 – Результаты оптимизационных расчётов топки котла исходной и изменённой схемы по критерию минимума цены электроэнергии

Наименование	Минимум цены электроэнергии	
–	Исходный вариант	Изменённый вариант
Сплав	10Х16Н16В2МБР	
Высота, м	44,7	47,1
Внешний диаметр труб НРЧ, м	0,03758	0,03755
Внутренний диаметр труб НРЧ, м	0,03241	0,03241
Шаг экранных труб НРЧ, м	0,07	0,07
Внешний диаметр труб ВРЧ, м	0,03686	0,03677
Внутренний диаметр труб ВРЧ, м	0,03139	0,03139
Шаг экранных труб ВРЧ, м	0,07	0,07
Площадь поверхности, $м^2$	6070,5	6143,4
Масса металла труб, т	198,8	198,3
Расход газа, кг/с	730,2	732,0
Температура газа на выходе, ^oC	926,8	926,8
Давление воды, пара, МПа	18,4	18,3
Энтальпия рабочего тела, кДж/кг:	–	–
-на входе в НРЧ	1325,7	1264,5
-на выходе из НРЧ	1950,4	1951,1
-на входе в ВРЧ	2060,3	2049,4
-на выходе из ВРЧ	3406,1	3397,2
Расход воды, пара, кг/с	467,4	464,4
Удельный расход топлива, г у.т./кВт·ч	274	276
Расход воздуха, кг/с	641,7	642,7
Температура воздуха на входе, ^oC	433,3	452,5
Стоимость, тыс. дол.	10635,0	10606,8

Таблица В.2 – Характеристики конвективных поверхностей нагрева парового котла исходной схемы (критерий оптимизации – минимум цены электроэнергии, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Наименование	Поверхность нагрева									
–	КПП1	КПП3	пПП2	КПП2	пПП1	ПЗ	ВЭ2	ВП2	ВЭ1	ВП1
Сплав	10Х16Н16В2МБР				15Х1М1Ф		Ст20			
Внешний диаметр труб, м	0,04198	0,04190	0,03898	0,04186	0,05893	0,04195	0,03742	0,03905	0,03949	0,03824
Внутренний диаметр труб, м	0,03395	0,03379	0,03193	0,03383	0,05187	0,03394	0,03194	0,03664	0,03353	0,03582
Продольный шаг труб, м	0,06335	0,06830	0,04719	0,06448	0,07142	0,10070	0,06299	0,04483	0,06762	0,04186
Поперечный шаг труб, м	0,12958	0,14167	0,07054	0,12637	0,11053	0,11541	0,07718	0,06974	0,09600	0,06263
Расход газа, кг/с	730,2	730,2	730,2	730,2	730,2	730,2	730,2	730,2	763,9	763,9
Температура газа на входе, ^{o}C	927	855	805	618	614	581	523	460	318	308
Температура газа на выходе, ^{o}C	855	805	618	614	581	523	460	318	308	135
Давление воды, пара, МПа	17,0	16,0	5,5	16,5	5,7	18,5	18,9	–	18,9	–
Энтальпия воды, пара на входе, кДж/кг	3406,1	3561,2	3418,1	3552,3	3344,6	1950,4	1207,6	–	1188,7	–
Энтальпия воды, пара на выходе, кДж/кг	3552,3	3660,9	3846,5	3561,2	3418,1	2060,3	1325,7	–	1207,6	–
Расход воды, пара, кг/с	467,4	467,4	402,3	467,4	402,3	467,4	467,4	–	467,4	–
Расход воздуха, кг/с	–	–	–	–	–	–	–	673,8	–	707,5
Температура воздуха на входе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	258	–	48
Температура воздуха на выходе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	433	–	258
Площадь поверхности нагрева, м^2	3890,9	3999,5	7000,7	3945,2	4126,7	3900,4	4004,0	104669,0	4270,6	88077,6
Вес труб, т	111,6	115,7	177,1	113,1	107,0	110,3	79,9	122,1	92,4	102,9
Стоимость, тыс. дол.	5971,8	6190,0	9476,9	6050,2	3272,8	3373,7	1678,2	2564,3	1940,0	2160,8

Таблица В.3 – Характеристики конвективных поверхностей нагрева парового котла изменённой схемы (критерий оптимизации – минимум цены электроэнергии, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Наименование	Поверхность нагрева										
–	КПП1	КПП3	пПП2	КПП2	пПП1	ПЗ	ВЭ2	ВП2	ВЭ1	ГВ	ВП1
Сплав	10Х16Н16В2МБР				15Х1М1Ф		Ст20				
Внешний диаметр труб, м	0,04199	0,04194	0,03993	0,04199	0,05963	0,04176	0,03774	0,03924	0,03702	0,03725	0,03896
Внутренний диаметр труб, м	0,03399	0,03393	0,03291	0,03398	0,05262	0,03372	0,03236	0,03684	0,03192	0,03218	0,03655
Продольный шаг труб, м	0,06396	0,09524	0,04850	0,09720	0,07525	0,09485	0,08691	0,04446	0,07328	0,08903	0,04243
Поперечный шаг труб, м	0,12638	0,12346	0,07201	0,25186	0,11275	0,13002	0,07639	0,06941	0,07474	0,07899	0,06504
Расход газа, кг/с	732,0	732,0	732,0	732,0	732,0	732,0	732,0	732,0	765,8	765,8	765,8
Температура газа на входе, ^{o}C	927	853	804	620	615	586	535	486	325	310	301
Температура газа на выходе, ^{o}C	853	804	620	615	586	535	486	325	310	301	133
Давление воды, пара, МПа	17,0	16,0	5,8	16,5	6,1	18,4	18,8	–	18,9	18,9	–
Энтальпия воды, пара на входе, кДж/кг	3397,2	3560,4	3420,3	3549,4	3358,4	1951,1	1171,8	–	1144,1	897,5	–
Энтальпия воды, пара на выходе, кДж/кг	3549,4	3659,8	3826,4	3560,4	3420,3	2049,4	1264,5	–	1171,8	941,1	–
Расход воды, пара, кг/с	464,4	464,4	416,9	464,4	416,9	464,4	464,4	–	464,4	196,3	–
Расход воздуха, кг/с	–	–	–	–	–	–	–	674,8	–		708,6
Температура воздуха на входе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	252	–		48
Температура воздуха на выходе, ^{o}C	–	–	–	–	–	–	–	452	–		252
Площадь поверхности нагрева, м^2	3974,9	3859,7	6983,3	3839,9	3895,9	3893,5	3811,8	95663,2	4009,0	1813,8	86193,0
Вес труб, т	113,7	110,4	176,6	109,9	100,2	110,3	74,8	111,1	74,7	33,6	100,2
Стоимость, тыс. дол.	6084,5	5905,2	9448,8	5877,8	3067,4	3375,7	1569,8	2334,1	1568,4	706,4	2104,0

Таблица В.4 – Характеристики отсеков паровой турбины исходной схемы (критерий оптимизации – минимум цены электроэнергии, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Отсек паровой турбины	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Внутренний относительный КПД, %	90	92	94	94,5	95,5	94,5	95	90	90,5	86
Расход пара, кг/с	467,4	463,6	461,5	402,3	374,5	364,2	347,0	333,8	309,4	305,3
Входная энтальпия пара, кДж/кг	3660,9	3610,8	3417,8	3846,5	3449,7	3209,0	3010,4	2838,4	2709,1	2479,9
Выходная энтальпия пара, кДж/кг	3610,8	3417,8	3344,6	3449,7	3209,0	3010,4	2838,4	2709,1	2479,9	2334,8
Входное давление пара, МПа	15,3	13,2	7,3	5,0	1,7	0,8	0,34	0,15	0,073	0,014
Выходное давление пара, МПа	13,2	7,3	5,8	1,7	0,8	0,34	0,15	0,073	0,014	0,0036
Входная температура пара, ^{o}C	630	604	504	678	491	373	272	184	116	52
Выходная температура пара, ^{o}C	604	504	466	491	373	272	184	116	52	27
Мощность, МВт	23,1	88,2	33,3	157,3	88,8	71,3	58,8	42,5	69,9	43,6
Стоимость единицы мощности, дол./кВт	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Стоимость, тыс. дол.	1385,9	5290,2	1996,8	9438,0	5330,2	4277,8	3529,5	2551,2	4193,4	2618,5

Таблица В.5 – Характеристики отсеков паровой турбины изменённой схемы (критерий оптимизации – минимум цены электроэнергии, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Отсек паровой турбины	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Внутренний относительный КПД, %	90	92	94	94,5	95,5	94,5	95	90	90,5	86
Расход пара, кг/с	464,4	460,7	452,3	416,9	384,1	370,7	354,3	332,3	320,5	312,5
Входная энтальпия пара, кДж/кг	3659,8	3636,2	3480,6	3826,4	3457,7	3161,4	2983,1	2815,0	2609,5	2492,9
Выходная энтальпия пара, кДж/кг	3636,2	3480,6	3358,4	3457,7	3161,4	2983,1	2815,0	2609,5	2492,9	2326,4
Входное давление пара, МПа	15,2	14,2	9,0	5,3	1,9	0,7	0,35	0,15	0,042	0,017
Выходное давление пара, МПа	14,2	9,0	6,1	1,9	0,7	0,35	0,15	0,042	0,017	0,0037
Входная температура пара, ^{o}C	630	617	537	670	496	350	259	172	76	56
Выходная температура пара, ^{o}C	617	537	473	496	350	259	172	76	56	27
Мощность, МВт	10,8	70,6	54,5	151,5	112,2	65,1	58,7	67,3	36,9	51,3
Стоимость единицы мощности, дол./кВт	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Стоимость, тыс. дол.	649,9	4237,9	3268,1	9088,1	6729,7	3908,2	3521,1	4037,8	2211,5	3075,8

Таблица В.6 – Характеристики системы регенерации исходной схемы (критерий оптимизации – минимум цены электроэнергии, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Подогреватель	ПНД1	ПНД2	ПНД3	ПНД4	Деаэратор	ПВД6	ПВД7	ПВД8
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Наружный диаметр труб, м	0,016	0,016	0,016	0,016	–	0,032	0,032	0,032
Внутренний диаметр труб, м	0,014	0,014	0,014	0,014	–	0,024	0,024	0,024
Поперечный шаг труб, м	0,022	0,022	0,022	0,022	–	0,036	0,036	0,036
Продольный шаг труб, м	0,019	0,019	0,019	0,019	–	0,036	0,036	0,036
Расход пара, кг/с	4,0	24,5	13,2	17,2	10,3	27,8	59,2	2,1
Давление пара, МПа	0,014	0,073	0,15	0,34	0,8	1,7	5,8	7,3
Энтальпия пара, кДж/кг	2479,9	2709,1	2838,4	3010,4	3209,0	3449,7	3344,6	3417,8
Температура пара, ^{o}C	52	116	184	272	373	491	466	504
Расход воды на входе, кг/с	368,0	368,0	368,0	368,0	368,0	467,4	467,4	467,4
Давление воды на входе, МПа	0,96	0,95	2,5	2,5	2,5	18,9	18,9	18,9
Энтальпия воды на входе, кДж/кг	165,7	214,1	373,6	464,0	580,3	686,9	872,3	1178,6
Температура воды на входе, ^{o}C	39	51	89	110	138	160	203	269
Расход воды на выходе, кг/с	368,0	368,0	368,0	368,0	467,4	467,4	467,4	467,4
Давление воды на выходе, МПа	0,95	0,95	2,5	2,5	0,6	18,9	18,9	18,9
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	214,1	372,1	464,0	580,3	667,0	872,3	1178,6	1188,7
Температура воды на выходе, ^{o}C	51	89	110	138	158	203	269	271
Расход конденсата на входе, кг/с	54,9	30,4	17,2	–	89,1	61,3	2,1	–

Продолжение таблицы В.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Давление конденсата на входе, МПа	0,073	0,13	0,32	–	1,6	5,6	7,1	–
Энтальпия конденсата на входе, кДж/кг	377,1	420,8	511,6	–	733,4	922,6	1188,7	–
Температура конденсата на входе, ^{o}C	90	100	122	–	173	215	271	–
Расход конденсата на выходе, кг/с	58,9	54,9	30,4	17,2	–	89,1	61,3	2,1
Давление конденсата на выходе, МПа	0,014	0,073	0,13	0,32	–	1,6	5,6	7,1
Энтальпия конденсата на выходе, кДж/кг	217,7	377,1	420,8	511,6	–	733,4	922,6	1188,7
Температура конденсата на выходе, ^{o}C	52	90	100	122	–	173	215	271
Концевой температурный напор нагреваемого потока, ^{o}C	1	1	10	12	–	1	5	14
Концевой температурный напор для зоны охлаждения пара, ^{o}C	–	–	1	2	–	8	15	15
Концевой температурный напор для зоны конденсации, ^{o}C	–	–	12	12	–	13	12	2
Удельная стоимость теплообменной поверхности, дол./м^2	120	120	120	120	–	120	120	120
Удельная стоимость массы металла труб, дол./кг	21	21	21	21	–	21	30,6	30,6
Вес труб, т	7,4	9,4	10,7	10,2	–	43,6	45,6	2,8
Площадь поверхности нагрева, м^2	980,8	1250,7	1421,6	1358,5	–	1556,2	1629,9	98,8
Стоимость подогревателя, тыс. дол.	154,5	197,0	223,9	214,0	–	915,0	1396,5	84,6

Таблица В.7 – Характеристики системы регенерации изменённой схемы (критерий оптимизации – минимум цены электроэнергии, вариант со сталью 10Х16Н16В2МБР)

Подогреватель	ПНД1	ПНД2	ПНД3	ПНД4	Деаэратор	ПВД6	ПВД7	ПВД8
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Наружный диаметр труб, м	0,016	0,016	0,016	0,016	–	0,032	0,032	0,032
Внутренний диаметр труб, м	0,014	0,014	0,014	0,014	–	0,024	0,024	0,024
Поперечный шаг труб, м	0,022	0,022	0,022	0,022	–	0,036	0,036	0,036
Продольный шаг труб, м	0,019	0,019	0,019	0,019	–	0,036	0,036	0,036
Расход пара, кг/с	8,1	11,8	22,0	16,3	13,5	32,7	35,4	8,4
Давление пара, МПа	0,017	0,042	0,15	0,35	0,7	1,9	6,1	9,0
Энтальпия пара, кДж/кг	2492,9	2609,5	2815,0	2983,1	3161,4	3457,7	3358,4	3480,6
Температура пара, ^{o}C	56	76	172	259	350	496	473	537
Расход воды на входе, кг/с	374,4	374,4	374,4	374,4	374,4	464,4	268,2	268,2
Давление воды на входе, МПа	0,95	0,95	2,5	2,5	2,5	18,9	18,9	18,9
Энтальпия воды на входе, кДж/кг	168,5	227,8	305,7	455,7	563,0	686,8	897,5	1222,7
Температура воды на входе, ^{o}C	40	54	73	108	134	160	209	278
Расход воды на выходе, кг/с	374,4	374,4	374,4	374,4	464,4	464,4	268,2	268,2
Давление воды на выходе, МПа	0,95	0,94	2,5	2,5	0,6	18,9	18,9	18,9
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	227,8	304,1	455,7	563,0	667,0	897,5	1222,7	1292,7
Температура воды на выходе, ^{o}C	54	73	108	134	158	209	278	292
Расход конденсата на входе, кг/с	50,2	38,4	16,3	–	76,6	43,9	8,4	–

Продолжение таблицы В.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Давление конденсата на входе, МПа	0,042	0,12	0,32	–	1,9	5,9	8,8	–
Энтальпия конденсата на входе, кДж/кг	318,7	362,4	511,9	–	738,9	953,3	1242,7	–
Температура конденсата на входе, ^{o}C	76	87	122	–	175	222	282	–
Расход конденсата на выходе, кг/с	58,2	50,2	38,4	16,3	–	76,6	43,9	8,4
Давление конденсата на выходе, МПа	0,017	0,042	0,12	0,32	–	1,9	5,9	8,8
Энтальпия конденсата на выходе, кДж/кг	235,9	318,7	362,4	511,9	–	738,9	953,3	1242,7
Температура конденсата на выходе, ^{o}C	56	76	87	122	–	175	222	282
Концевой температурный напор нагреваемого потока, ^{o}C	2	4	13	14	–	3	3	14
Концевой температурный напор для зоны охлаждения пара, ^{o}C	–	–	4	5	–	11	10	12
Концевой температурный напор для зоны конденсации, ^{o}C	–	–	14	14	–	14	13	3
Удельная стоимость теплообменной поверхности, дол./м^2	120	120	120	120	–	120	120	120
Удельная стоимость массы металла труб, дол./кг	21	21	21	21	–	21	30,6	30,6
Вес труб, т	6,1	5,1	9,8	6,4	–	40,1	32,3	10,2
Площадь поверхности нагрева, м^2	811,6	684,4	1310,4	859,3	–	1433,1	1153,3	365,4
Стоимость подогревателя, тыс. дол.	127,8	107,8	206,4	135,3	–	842,6	988,2	313,1

Таблица В.8 – Характеристики конденсатора паровой турбины исходной и изменённой схемы по критерию минимума цены электроэнергии

Наименование	Минимум цены электроэнергии	
–	Исходный вариант	Изменённый вариант
Сплав	10Х16Н16В2МБР	
Наружный диаметр труб, м	0,028	0,028
Внутренний диаметр труб, м	0,026	0,026
Расход пара и конденсата, кг/с	305,3	312,5
Давление, МПа	0,0036	0,0037
Энтальпия пара, кДж/кг	2334,8	2326,4
Температура пара, ^{o}С	27	27
Энтальпия конденсата, кДж/кг	112,5	113,7
Температура конденсата, ^{o}С	27	27
Удельная стоимость теплообменной поверхности, дол./м^2	200	200
Удельная стоимость массы металла труб, дол./кг	21	21
Уд. стоимость каналов и трубопроводов системы технического водоснабжения, дол./(т/ч)	60	60
Уд. стоимость охладителей, дол./(Гкал/ч)	30	30
Стоимость материалов, тыс. дол.	493,1	487,0
Стоимость трудозатрат, тыс. дол.	26,6	26,3
Накладные затраты, тыс. дол.	132,9	131,7
Вес труб, т	239,2	236,3
Площадь поверхности нагрева, м^2	25773,6	25461,3
Стоимость конденсатора, тыс. дол.	5154,7	5092,3

Таблица В.9 – Характеристики главных трубопроводов (критерий оптимизации – минимум цены электроэнергии, исходный вариант схемы)

Трубопровод	Острого пара	1 ступени промпере-грева	2 ступени промпере-грева	Питатель-ной воды
Сплав	10Х16Н16 В2МБР	15Х1М1Ф	10Х16Н16В 2МБР	Ст20
Наружный диаметр, м	0,640	0,555	0,763	0,755
Внутренний диаметр, м	0,529	0,532	0,587	0,570
Толщина, м	0,056	0,011	0,088	0,092
Расход рабочего тела, кг/с	467,4	402,3	402,3	467,4
Давление на входе, МПа	15,36	5,77	5,01	18,93
Давление на выходе, МПа	15,26	5,73	4,98	18,92
Энтальпия, кДж/кг	3662,7	3346,2	3848,3	1189,3
Входная скорость потока, м/с	56,1	52,4	44,2	2,3
Выходная скорость потока, м/с	56,5	52,8	44,4	2,3
Площадь поверхности, $м^2$	60,3	104,6	215,8	47,4
Вес труб, т	24,2	9,1	133,0	30,1
Число труб, шт	1	2	3	1
Стоимость, тыс. дол.	1296,4	279,7	7114,9	632,9

Таблица В.10– Характеристики главных трубопроводов (критерий оптимизации – минимум цены электроэнергии, изменённый вариант схемы)

Трубопровод	Острого пара	1 ступени промпере-грева	2 ступени промпере-грева	Питатель-ной воды
Сплав	10Х16Н16 В2МБР	15Х1М1Ф	10Х16Н16В 2МБР	Ст20
Наружный диаметр, м	0,622	0,619	0,741	0,689
Внутренний диаметр, м	0,515	0,586	0,595	0,539
Толщина, м	0,054	0,016	0,073	0,075
Расход рабочего тела, кг/с	464,4	416,9	416,9	464,4
Давление на входе, МПа	15,36	6,09	5,36	18,87
Давление на выходе, МПа	15,25	6,06	5,33	18,86
Энтальпия, кДж/кг	3661,6	3360,0	3828,2	1144,7
Входная скорость потока, м/с	58,8	42,7	41,2	2,6
Выходная скорость потока, м/с	59,2	43,0	41,4	2,6
Площадь поверхности, $м^2$	58,6	116,6	209,5	43,3
Вес труб, т	22,7	14,4	108,8	22,7
Число труб, шт	1	2	3	1
Стоимость, тыс. дол.	1213,1	440,8	5821,3	476,9