

**НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ
«МЭИ»**

УДК: **Институт:** Энергомашиностроения и механики (ЭнМи)
Кафедра: Паровых и Газовых Турбин им. А.В.Щегляева
Направление: 130403, «Энергетическое машиностроение»

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Программа: Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели

Тема: Мощная ПГУ и парогазовые технологии в паровых турбинах на примере блока К-800-240 ЛМЗ

Студент	С-04м-18 <i>группа</i>	<i>подпись</i>	Постникова М.С. <i>фамилия, и., о.,</i>
Научный Руководитель:	профессор, д.т.н. <i>должность звание</i>	<i>подпись</i>	Зарянкин А.Е. <i>фамилия, и., о.,</i>
Консультант	_____	<i>подпись</i>	<i>фамилия, и., о.,</i>
Консультант	_____	<i>подпись</i>	<i>фамилия, и., о.,</i>

Магистерская диссертация допущена к защите

Зав.кафедрой:	профессор, д.т.н. <i>должность звание</i>	_____	Грибин В.Г. <i>фамилия, и., о.,</i>
		<i>подпись</i>	

Дата _____

МОСКВА

2020 г.

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

«МЭИ»

Институт ЭнМИ Кафедра Паровых и Газовых Турбин

Направление Энергетическое машиностроение, 130403

ЗАДАНИЕ НА МАГИСТЕРСКУЮ ДИССЕРТАЦИЮ

по программе подготовки магистров Газотурбинные и паротурбинные
установки и двигатели

Тема Мощная ПГУ и парогазовые технологии в паровых турбинах на при-
мере блока К-800-240 ЛМЗ

Время выполнения работы с сентября 2018 г. по июнь 2020 г.

Студент	Постникова М.С.	С-04м-08	
	<i>Фамилия, и., о.</i>	<i>группа</i>	<i>подпись</i>

Научный руководитель	профессор, д.т.н.	Зарянкин А.Е.
	<i>должность, звание</i>	<i>фамилия, и., о.</i>

Консультант _____
должность, звание, фамилия, и., о.

Консультант _____
должность, звание, фамилия, и., о.

Зав. Кафедрой д.т.н. Грибин В.Г. _____
звание, фамилия, и., о., подпись, дата утверждения задания

Место выполнения научной работы Национальный исследовательский
университет "МЭИ"

Москва « _____ » _____ 2020 г.

1.Обоснование выбора темы диссертационной работы

Рассматривая мировую тенденцию увеличения единичных мощностей энергетических установок, актуальной является разработка новых технологий увеличения мощностей уже работающих паротурбинных и парогазовых установок путём перехода к гибридным ПГУ и присоединения к работающим паротурбинным блокам новых высокотемпературных установок, использующих для своего функционирования добавочно перегретый пар, покидающий цилиндр среднего давления мощных паровых турбин, является актуальной. Естественно, при высоких единичных мощностях таких установок удельная стоимость электроэнергии и удельная металлоемкость минимальны.

В предложенной диссертационной работе должны быть разработаны ПГУ на базе ГТУ V94.3А с дополнительным энергетическим котлом и полным паротурбинным приводом компрессора и энергетическая установка, работающая по альтернативному циклу с тройным перегревом пара.

Научный руководитель проф., д.т.н. / Зарянкин А.Е. дата _____

Студент Постникова М.С. дата _____

2.Консультации по разделу

Подпись консультанта _____ **дата** _____

3.Консультации по разделу

Подпись консультанта _____ **дата** _____

4. План работы над магистерской диссертацией

№ п/п	Содержание разделов	Срок выполнения	Трудоёмкость в %
I.	<p align="center">Теоретическая часть</p> <p>1. Анализ всех возможных способов повышения единичной мощности ПГУ на базе одной газовой турбины</p> <p>2. Расчёт тепловой схемы ПГУ-515 с дополнительным энергетическим котлом и полным паротурбинным приводом компрессора</p> <p>3. Разработка тепловую схему новой паро-паровой установки с высокотемпературной утилизационной турбиной и системой высокотемпературного перегрева пара, покидающего цилиндр среднего давления основной турбины работающего паротурбинного блока</p> <p>4. Провести подробный расчёт разработанной тепловой схемы нового энергетического комплекса с оценкой его мощности и КПД, а также определить КПД выработки мощности на базе присоединенного паротурбинного блока</p>	<p>02.2019</p> <p>03-04. 2019</p> <p>05-10. 2019</p> <p>01-04. 2020</p>	<p>6</p> <p>6</p> <p>7</p> <p>8</p>
II.	<p align="center">Экспериментальная часть</p> <p>1. Для присоединенной турбины разработать конструкцию выносной системы парораспределения с использованием стопорно-регулирующего клапана, обладающего низким гидравлическим сопротивлением</p> <p>2. Разработать новый сопловой аппарат для последней ступени ЦНД, исключая образование крупнодисперсной влаги в проточной части ступени, являющейся причиной эрозионного износа лопаточного аппарата последней ступени ЦНД утилизационной турбины</p>	<p>10-12. 2019</p> <p>01. 2020</p>	<p>6</p> <p>5</p>
III.	<p align="center">Графическая часть</p> <p>1. Тепловая схема ПГУ-515 с дополнительным энергетическим котлом и полным паротурбинным приводом</p> <p>2. Продольный разрез газовой турбины V94.3A с угловым входным патрубком компрессора с противопомпажным гасителем неравномерности</p>	<p>02-04. 2019</p> <p>03.2019</p>	<p>4</p> <p>5</p>

	3. Продольный разрез паровой турбины для ПГУ-515	04.2019	5
	4. Тепловая схема энергетической установки, работающей по альтернативному циклу	05.2019	5
	5. Продольный разрез паровой турбины присоединенного блока	12.2019	7
	6. 3D модель разработанного стопорно-регулирующего клапана паровой турбины присоединенного блока	01-02.2020	6
	7. 3D модель соплового аппарата последней ступени турбины присоединенного блока с равномерным распределением пара по высоте лопатки	02.2020	4
IV.	Публикации		
	1. М.С. Постникова , Д.Б. Куроптев, Т. Падашмоганло, А.Е. Зарянкин, Гасители неравномерности полей скоростей во входных и выходных патрубках турбомашин // Тезисы докладов XXV Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика». 14-15 марта 2019. С. 935.	03.2019	3
	2. М.С. Постникова , А.Е. Зарянкин, Разработка и исследование углового входного патрубка осевого компрессора ГТУ// Сборник тезисов докладов Научно-технической конференции студентов "Энергетика. Технологии будущего"/ 28-29 мая 2019. С.15	05.2019	3
	3. М.С. Постникова , А.Е. Зарянкин, Пути повышения единичных мощностей паротурбинных блоков и парогазовых установок// Сборник тезисов докладов II Научно-технической конференции студентов "Энергетика. Технологии будущего"/ 19-21 ноября 2019. С.11	11.2019	3
	4. А.Е. Зарянкин, Т. Падашмоганло, М.С. Постникова , Исследование способов выравнивания параметров потока во входных патрубках осевых компрессоров// Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019;21(6):72-83.	11-12.2019	3
	5. М.С. Постникова , Д.Б. Куроптев, Исследование эффективности высокотемпературных циклов А.Е. Зарянкина // VI Всероссийский конкурс «Новая идея» на лучшую научно-техническую разработку предприятий и организаций ТЭК. 20 декабря 2019.	12.2019	3

	<p>6. М.С. Постникова, В.И. Крутицкий, А.Е. Зарянкин, Утилизационная паровая турбина на базе турбины К-200–130 для энергетической установки с добавочным перегревом пара после ЦСД основного блока // Тезисы докладов XXVI Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика». 12-13 марта 2020. С. 961.</p> <p>7. М.С. Постникова, А.Е. Зарянкин, Утилизационная паровая турбина для энергетической установки с третьим высокотемпературным перегревом пара// Сборник тезисов докладов III Научно-технической конференции студентов "Энергетика. Технологии будущего"/ 20-22 мая 2020. С.31-36</p>	<p>03.2020</p> <p>05.2020</p>	<p>3</p> <p>3</p>
<p>V.</p>	<p>Оформление диссертации Написание текста и подготовка презентации</p>	<p>03-05. 2020</p>	<p>5</p>

5. Рекомендуемая литература

1. Трухний, А.Д. Парогазовые установки электростанций// А.Д. Трухний// Учебное пособие для вузов – М.: Издательство МЭИ, 2017.
2. Костюк, А.Г. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний // Учебное пособие для вузов - М.: Издательство МЭИ, 2016.
3. Зарянкин, А.Е. Парогазовые установки с дополнительным энергетическим котлом и паротурбинным приводом компрессора/ А.Е. Зарянкин, В.А. Зарянкин, А.С. Магер, М.А. Носкова// Газотурбинные технологии. – 2015. - №3. – С. 40-45.
4. Зарянкин, А.Е. Парогазовые установки с паротурбинным приводом компрессора/ А.Е. Зарянкин, С.В. Арианов, В.А. Зарянкин, С.К. Сторожук// Газотурбинные технологии. – 2007. - №7. – С. 18-24.
5. Зарянкин, А.Е. Термодинамические основы перехода к ПГУ с паротурбинным приводом компрессора / А.Е. Зарянкин, А.Н. Рогалев, С.В. Арианов, С.К. Сторожук // Тяжелое машиностроение. – 2010. - №12. – С. 2-6.
6. Разработка научных основ проектирования электростанций с высокотемпературными паровыми турбинами: Сборник статей. – М.: Издательство МГТУ им. Баумана, 2009. – 300 с.
7. Зарянкин, А.Е., Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин/ А.Е. Зарянкин, Б.П. Симонов // Москва: изд-во МЭИ, 2005. - 359 с.

6. Краткие сведения о студенте:

Домашний адрес г. Брянск, ул. Орловская д. 30, кв. 224

Телефон служебный +79003644884 **домашний**

Примечание: задание брошюруется вместе с диссертацией и с отзывами руководителя и рецензентов.

Аннотация

В магистерской диссертации рассчитана тепловая схема парогазовой установки с полным паротурбинным приводом компрессора и энергоблок, работающий по паропаровому циклу с третьим высокотемпературным перегревом пара.

Структура диссертационной работы состоит из введения, основной части, состоящей из 6 глав, заключения и списка использованной литературы.

Во введении обоснована актуальность темы, поставлена цель написания диссертации, определены объект и предмет исследования.

В главе 1 приведён анализ газотурбинных технологий и предложены пути повышения единичных мощностей ПГУ.

В главе 2 произведён расчет тепловой схемы ПГУ, работающей по параллельной схеме. В добавок предлагается установка в угловой входной патрубков компрессора ГТУ противоположного гасителя неравномерности.

В главе 3 приведен расчёт тепловой схемы паротурбинной установки основного блока, которая является частью энергетической установки, выполненной по тепловой схеме А.Е. Зарянкина, и описана её конструкция.

В главе 4 представлен тепловой и аэродинамический расчёт присоединенного паротурбинного блока на суперсверхкритические параметры пара. Спроектирована проточная часть паровой турбины.

Глава 5 включает в себя технико-экономическое обоснование эффективности энергоустановки.

В главе 6 представлена конструкция паровой турбины присоединенного блока, предложены оригинальные технические решения - новая система парораспределения, равномерное распределение пара на входе в последнюю ступень, приведены их 3D модели.

В заключении сделаны общие выводы по магистерской диссертации.

Annotation

The thermal circuit of the combined-cycle plant with a full steam-turbine compressor drive and an power unit operating on a steam-steam cycle with a third high-temperature steam superheat was calculated in the master's thesis.

The structure of the master's thesis consists of an introduction, the main part, divided into six chapters, conclusions and a list of used literature.

The introduction substantiates the relevance of the topic, sets the writing goal of the master's thesis, identifies the object and the subject of the study.

Chapter 1 gives the analysis of the gas-turbine technology and offers the ways to increase single capacity of the combined-cycle plant.

Chapter 2 shows the thermal circuit calculation of the combined-cycle plant, operating on parallel circuit. In addition, it is proposed to build in the anti-surge absorber dampener of nonuniformity in the corner inlet pipe of the GTU compressor.

Chapter 3 provides the thermal circuit calculation of the base steam turbine plant, which is the part of power unit, made on Zaryankin cycle and describes its construction.

The thermal and aerodynamic calculation of additional unit, operating on ultra-supercritical steam parameters, is shown in chapter 4. The steam turbine flow part is designed.

Chapter 5 consists feasibility study of the efficiency of the power plant.

Chapter 6 shows the turbine construction of the additional plant, offers a new technical solutions - a new steam distribution system, uniform distribution of steam at the entrance to the last stage, their 3D models ares shown.

There are general conclusions in the master's thesis.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	12
Обозначения	13
Глава 1. Анализ газотурбинных технологий в современной теплоэнергетике.....	14
1.1. Увеличение единичной мощности утилизационных ПГУ путём увеличения мощности ГТУ.....	15
1.2. Увеличение единичной мощности ПГУ за счёт перехода к гибридным ПГУ с дополнительным энергетическим котлом.....	19
Глава 2. Расчёт тепловой схемы ПГУ-515 с одним генератором и дополнительным энергетическим котлом.....	22
2.1. Анализ возможных схем с паротурбинным приводом компрессора.....	22
2.2. Расчёт тепловой схемы.....	24
2.3. Разработка противопомпажного гасителя неравномерности поля скоростей при входе в компрессор ПГУ.....	30
Глава 3. Паропаровой цикл с третьим высокотемпературным перегревом пара. Основной блок новой энергоустановки с паровой турбиной К-800-240 ЛМЗ.....	38
3.1. Разработка альтернативного принципиально нового паротурбинного энергоблока с третьим высокотемпературным перегревом пара.....	38
3.2. Блок К-800-240 ЛМЗ в качестве основного блока для новой энергетической установки с третьим высокотемпературным перегревом пара.....	41
3.2.1. Расчёт тепловой схемы паровой турбины К-800-240 с третьим высокотемпературным перегревом пара.....	41
3.2.1.1. Расчёт подогревателей.....	45

3.2.1.2. Техничко-экономические показатели.....	48
3.2.2. Описание конструкции паровой турбины основного блока К-800-240.....	49
Глава 4. Присоединенный паротурбинный блок, рассчитанный на суперсверхкритические параметры пара, для энергетической установки с третьим высокотемпературным перегревом пара.....	55
4.1. Расчёт тепловой схемы присоединенного блока.....	55
4.1.1. Расчёт подогревателей.....	59
4.1.2. Техничко-экономические показатели.....	62
4.2. Тепловой и аэродинамический расчёт проточной части паровой турбины присоединенного блока.....	64
4.2.1. Цилиндр высокого давления.....	64
4.2.2. Цилиндр среднего давления.....	70
4.2.3. Цилиндр низкого давления.....	77
4.2.3.1. Расчёт последней ступени ЦНД по пяти сечениям.....	84
Глава 5. Техничко-экономическое обоснование эффективности разработанного энергетического блока.....	95
Глава 6. Основное оборудование, необходимое для создания энергетической установки с третьим перегревом пара, и его конструктивные особенности.....	100
6.1. Паровая турбина К-250-300, её конструкция и примененные технические решения.....	100
6.1.1. Система парораспределения паровой турбины присоединенного блока.....	104
6.1.2. Равномерное распределение пара по высоте соплового аппарата последней ступени турбины.....	110
6.2. Водородный пароперегреватель.....	114
Основные выводы и результаты.....	115
Список использованной литературы.....	117

ВВЕДЕНИЕ

В России свыше 60% оборудования электростанций работают за пределом расчётного времени эксплуатации с КПД на уровне 36-38% и в скором времени неизбежно возникнет дефицит электроэнергии, покрыть который на основе старых технологий даже теоретически окажется невозможно.

В этих условиях разработка новых технологических решений приобретает уже стратегическую актуальность.

В работе предлагается рассмотреть как повышение мощности парогазовых установок, так и повышение мощности паротурбинных установок на базе парогазовых технологий.

Однако, главным приоритетом здесь безусловно является переход к высокотемпературным паротурбинным циклам, которые интенсивно реализуются при строительстве новых энергетических блоков в мире.

Фирмы Siemens, Skoda и GE уже ввели в эксплуатацию паротурбинные блоки с начальными параметрами пара, равными по давлению $p_0=30$ МПа и по температуре $t_0=650^\circ\text{C}$.

На этом фоне наши достижения оказываются значительно скромнее даже при оптимистической оценке. В настоящее время в России расчётная температура свежего пара не превышает 580°C , хотя в 60-х годах прошлого века впервые в мире была выпущена высокотемпературная турбина Р-100-300 с начальной температурой $t_0=650^\circ\text{C}$, которая находилась в эксплуатации 15 лет.

В этих условиях только на основе новых технологических решений, не имеющих аналогов в мировом турбиностроении, можно вновь оказаться в лидерах современной теплотехники.

Поэтому в данном исследовании представлен один из вариантов паротурбинного цикла, с помощью которого в будущем будет возможным покрыть неизбежный дефицит электроэнергии, а также разработанная конструкция паровой турбины присоединенного блока.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

ПГУ	Парогазовая установка
ГТУ	Газотурбинная установка
ГТ	Газовая турбина
КПД	Коэффициент полезного действия
ПТУ	Паротурбинная установка
ПТ	Паровая турбина
ПСУ	Паросиловая установка
ТЭС	Тепловая электростанция
ЦВД	Цилиндр высокого давления
ЦСД	Цилиндр среднего давления
ЦНД	Цилиндр низкого давления
КУ	Котёл-утилизатор
ПВД	Подогреватель высокого давления
ПНД	Подогреватель низкого давления
Д	Деаэратор
ЭК	Энергетический котёл
ТО	Теплообменник
ВП	Водородный пароперегреватель
ЭГ	Электрогенератор
ОК	Осевой компрессор
КС	Камера сгорания
ППВД	Пароперегреватель высокого давления
ППНД	Пароперегреватель низкого давления
ИВД	Испаритель высокого давления
ИНД	Испаритель низкого давления
ЭВД	Экономайзер высокого давления
ЭНД	Экономайзер низкого давления
ГПК	Газовый подогреватель конденсата
ПЭН	Питательный электронасос
КЭН	Конденсатный электронасос
ЭНРК	Электронасос рециркуляции конденсата
ДН	Дренажный насос
К	Конденсатор
СК	Стопорный клапан
СРК	Стопорно-регулирующий клапан

Глава 1. Анализ газотурбинных технологий в современной теплоэнергетике.

В настоящее время парогазовая установка среди всех существующих:

- наиболее экологична;
- обладает высокой экономичностью;
- является достаточно маневренной, что объясняется наличием газотурбинной установки в её составе;
- имеет небольшую цену установленной мощности;
- возводится в небольшие сроки.

Как очевидно из вышеперечисленного, необходимо увеличивать единичную мощность ПГУ, чтобы снизить удельную металлоёмкость (показатель материалоемкости, характеризующий расход металла, необходимый для получения единицы полезной мощности – кг/кВт) такой установки. Снижение металлоёмкости позволит уменьшить стоимость при возведении нового или модернизации уже работающего энергоблока.

Существует ряд способов, с помощью которых можно увеличить единичную мощность ПГУ, и в данной работе предлагается рассмотреть такие из них, как:

1. Увеличение мощности ПГУ за счёт увеличения мощности ГТУ, при этом увеличение мощности ГТУ будем рассматривать как за счёт повышения параметров газа перед непосредственно газовой турбиной, так и за счёт перехода к двухпоточным компрессорам и газовым турбинам;
2. Увеличение мощности ПГУ путём перехода к гибридным ПГУ с дополнительным энергетическим котлом.

Далее рассмотрим указанные способы.

1.1. Увеличение единичной мощности утилизационных ПГУ путём увеличения мощности ГТУ

Рассмотрим увеличение единичной мощности утилизационных ПГУ (рис. 1) путём увеличения мощности ГТУ.

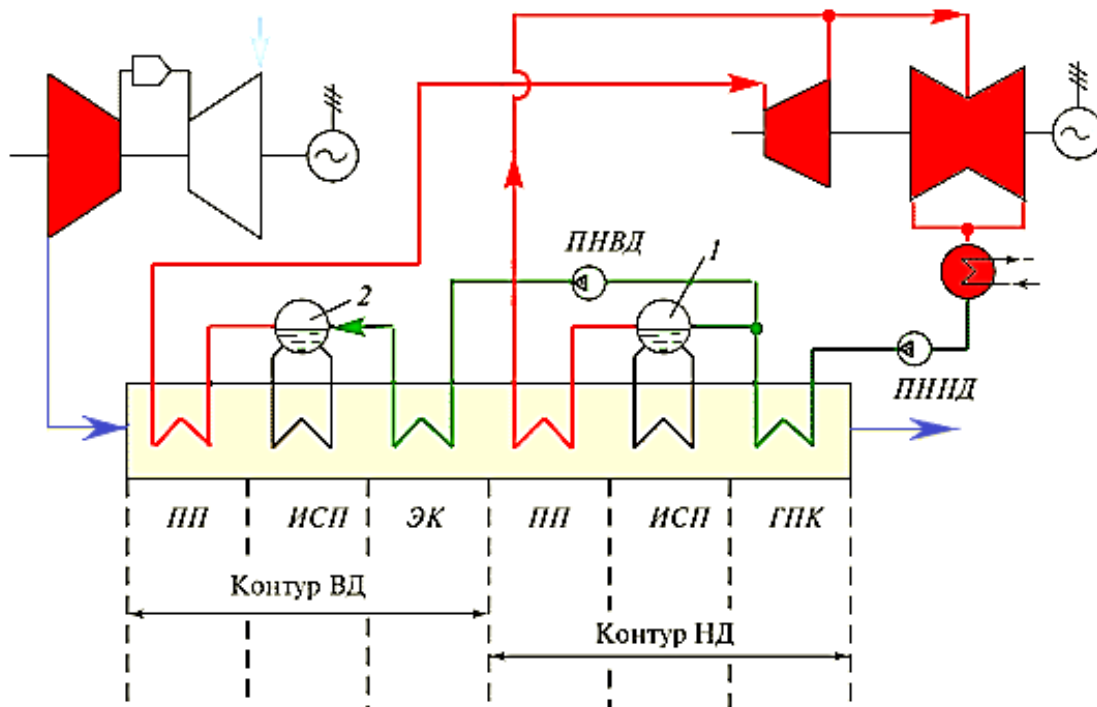


Рис. 1. Принципиальная схема двухконтурной утилизационной ПГУ

При рассмотрении проблемы повышения мощности газотурбинных установок установлено, что это может быть достигнуто за счет аэродинамического совершенствования проточной части ГТУ, модернизации их тепловых схем и изменением параметров цикла, а именно, повышением температуры газов перед газовой турбиной, поскольку именно она оказывает наибольшее влияние.

Из перечисленного заострим внимание именно на повышении параметров перед газовой турбиной, поскольку увеличение аэродинамических характеристик в настоящее время практически исчерпало свой ресурс (КПД проточной части ГТУ на данный момент находится на уровне 91-92%, что близко к теоретическим величинам), а усложнение тепловой схемы всегда ведет к снижению надежности установки и увеличению её стоимости [1].

В рамках данного проекта было рассчитано три утилизационных парогазовых установки с двухконтурным котлом-утилизатором (КУ) на базе

ГТУ фирмы Siemens, имеющих мощности 255 МВт (V94.3A), 450 МВт (SGT5-8000H) и 593 МВт (SGT5-9000HL), параметры которых представлены в табл. 1. Последняя из указанных ГТУ еще находится на стадии разработки [2-5].

Таблица 1

Модель	V94.3A	SGT5-8000H	SGT5-9000HL
Мощность ГТУ, МВт	255	450	593
КПД ГТУ, %	38,5	41,0	42,8
Температура выхлопных газов ГТУ, °С	577	630	670
Мощность ПТУ, МВт	120,0	209,9	266,7
Мощность ПГУ, МВт	375,0	659,9	859,7
КПД ПГУ, %	56,6	60,1	62,1

Чтобы оценить уровень не только зарубежных достижений, но и уровень освоенной мощности ПГУ в России, построим график зависимости мощности ПГУ от мощности ГТУ (рис. 2). На графике стоит отметить максимально возможную мощность ПГУ, которая будет достигнута после создания блока на базе ГТУ SGT5-9000HL ($N_{ПГУ}^{max}$) с температурой газов перед ГТУ $t_3=1670^\circ\text{C}$, и мощность ПГУ, освоенную в России ($N_{ПГУ}^{RU}$), считая, что Россией налажено производство ГТУ мощностью 160 МВт (ГТЭ-160 по лицензии фирмы Siemens на ГТУ V94.2).

Можно заметить, что Россия еще не скоро выйдет на мировой уровень мощностей.

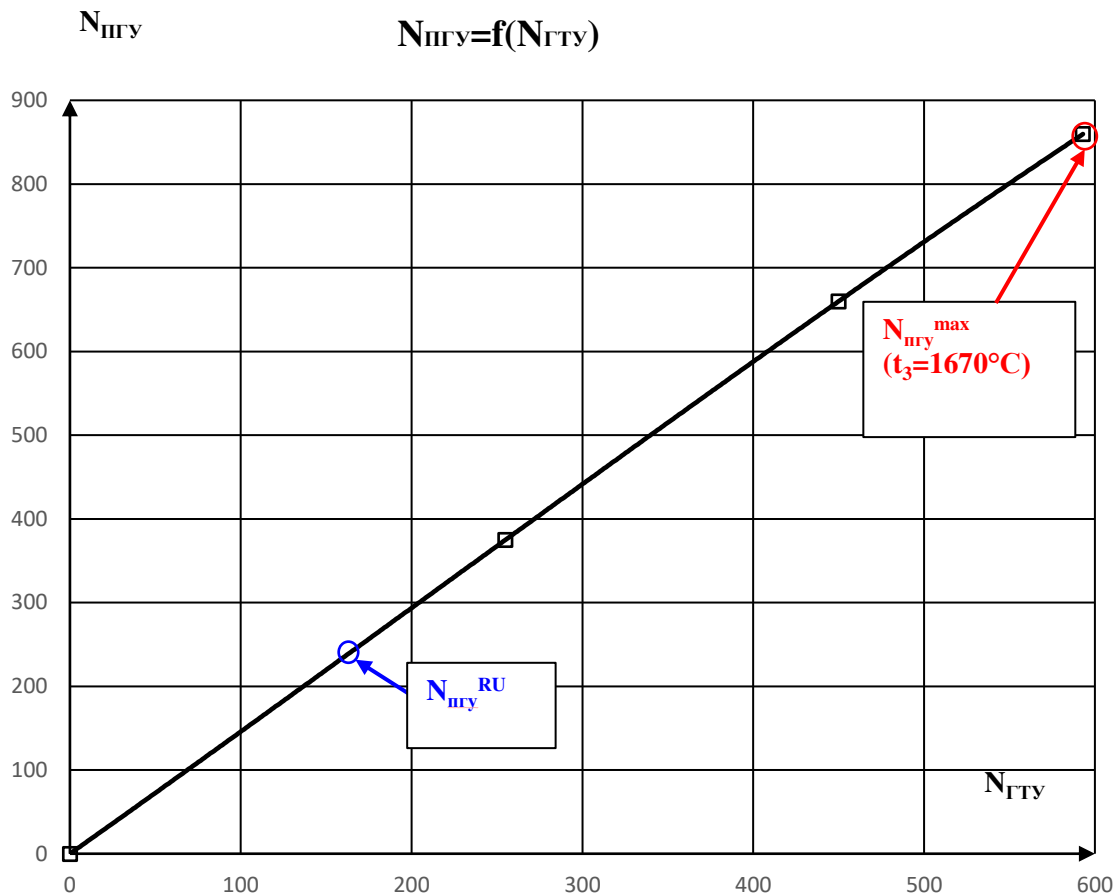


Рис. 2. Зависимость мощности ПГУ от мощности ГТУ

Также, исходя из табл. 1, можно оценить, что мощность утилизационной ПГУ в каждом случае увеличивалась приблизительно на 47% относительно мощности ГТУ.

$$N_{ПГУ} = N_{ГТУ} + N_{ПГУ} = N_{ГТУ} + 0,47 \cdot N_{ГТУ} = 1,47 \cdot N_{ГТУ}.$$

Дальнейшее увеличение мощности ГТУ и соответствующее увеличение мощности ПГУ за счёт увеличения параметров газа перед газовой турбиной ограничивается с точки зрения надёжности, а именно, долговечности первой ступени газовой турбины, и в ближайшем будущем стремительного роста мощности ГТУ не будет.

Таким образом, повышение мощности ПГУ с использованием традиционных технологий ограничено сложностью дальнейшего повышения параметров газов перед газовой турбиной. Стоит также отметить переход к двухпоточным ГТУ (рис. 3).

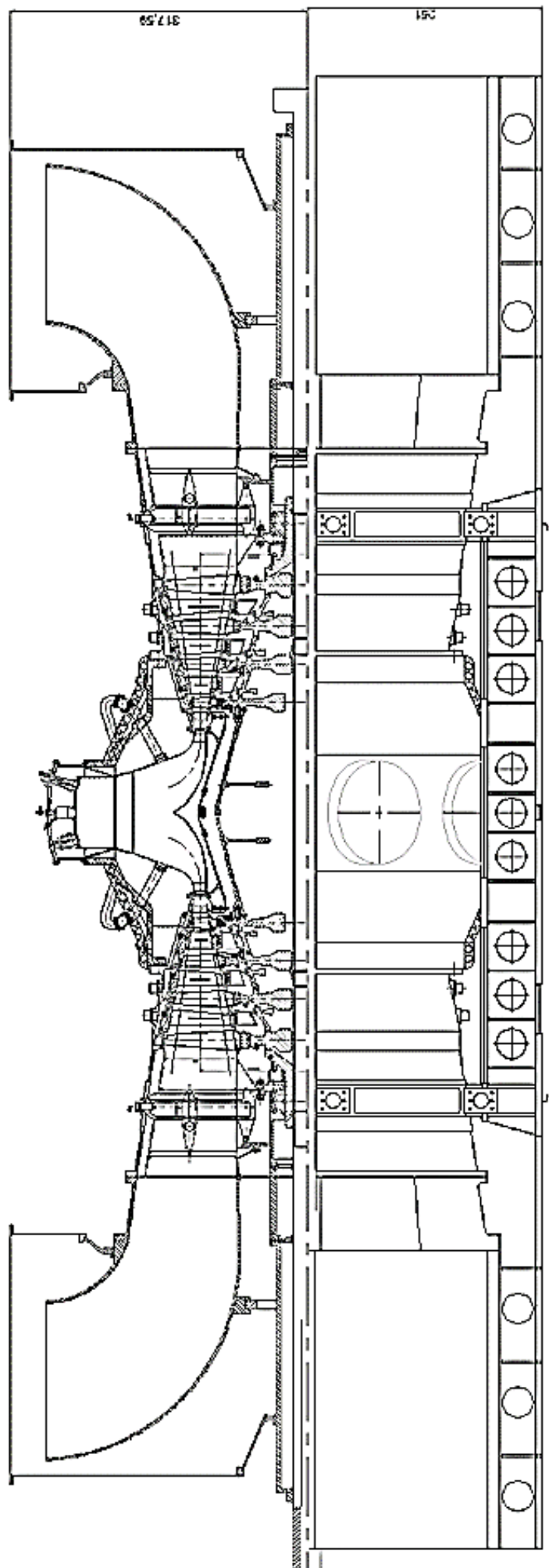


Рис. 3. Двухпоточная газовая турбина

Таким способом можно увеличить мощность ГТУ и ПГУ в два раза, при этом столкнувшись с такими сложностями, как усложнение и удорожание конструкции ГТУ.

Дальнейшее увеличение единичной мощности ПГУ рассмотрим с точки зрения модернизации тепловой схемы ПГУ, а именно, перехода к гибридной ПГУ с дополнительным энергетическим котлом.

1.2. Увеличение единичной мощности ПГУ за счёт перехода к гибридным ПГУ с дополнительным энергетическим котлом

Модернизация действующих паротурбинных ТЭС путем их надстройки газотурбинной установкой - простой и экономичный способ увеличения эффективности использования топлив при производстве электроэнергии.

Переход к ПГУ с параллельной схемой (рис. 4) позволяет поднять мощность в 1,8-2 раза относительно мощности утилизационной ПГУ [2]. Это можно объяснить тем, что ПТУ, обладая регенерацией при такой схеме, имеет бóльшую экономичность, чем ГТУ, и именно поэтому её мощность может достигать до $2/3$ мощности ПГУ. Как известно, в ПГУ наибольшей мощностью должна обладать установка, имеющая наибольшую эффективность.

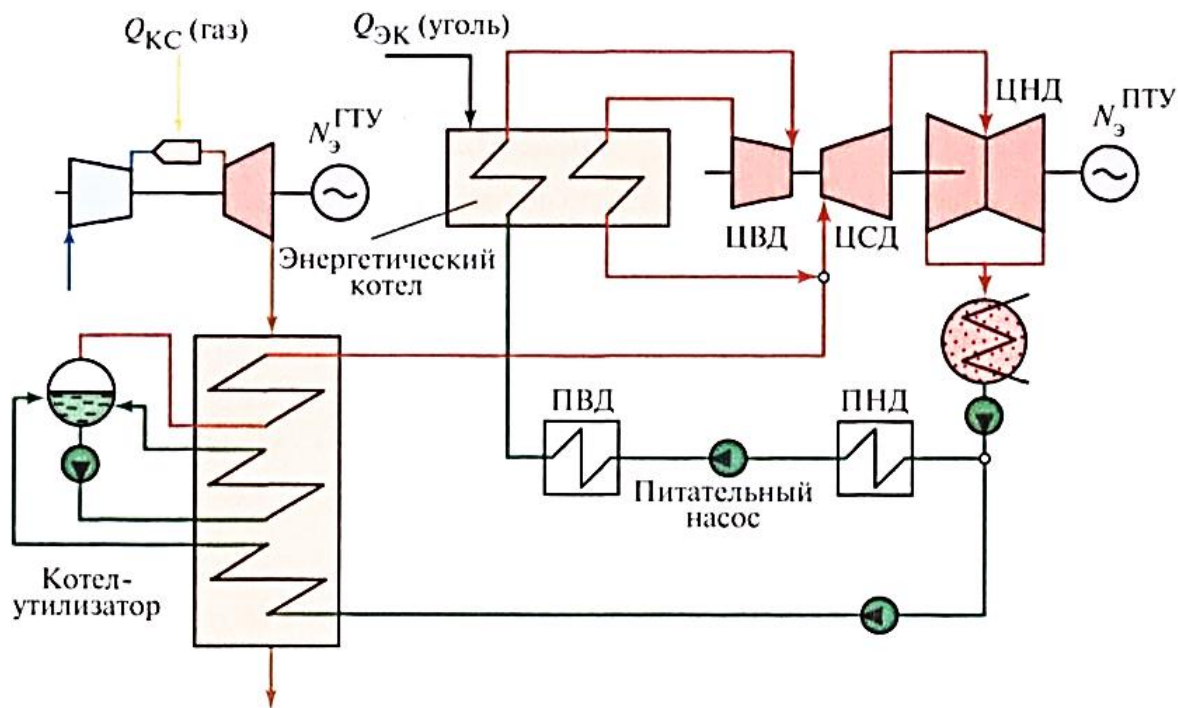


Рис. 4. Принципиальная схема ПГУ с параллельной схемой

Помимо указанного увеличения мощности, применение гибридной ПГУ с дополнительным энергетическим котлом также позволяет:

- увеличить КПД энергоблока;
- работать энергетическому котлу на любом виде топлива (жидкое, газообразное, твердое), что очень важно, например, в условиях отсутствия привычного вида топлива в определенный момент времени;
- повысить надежность (относительно утилизационной ГТУ), поскольку ПТУ и ГТУ обладают автономностью, и при выходе из строя одной из установок, блок может продолжать генерировать электроэнергию, что ведет лишь к частичному простоям станции;
- иметь большую маневренность на частичных режимах работы;
- увеличить экологические показатели блока за счёт снижения удельных выбросов;
- снизить капитальные затраты на строительство станции, поскольку чаще всего такие схемы применяются в качестве надстройки существующей ПТУ;

- добиться значительной экономии топлива на станции относительно ПТУ той же мощности, так как часть энергии будет вырабатываться за счёт использования технологии утилизации тепла ГТУ. [2]

В сравнении со способом увеличения мощности ПГУ за счёт увеличения мощности ГТУ, данный способ не ограничен повышением температуры газов перед газовой турбиной. Более того, паровая турбина имеет значительный ресурс в освоении более высоких температур пара перед паровой турбиной, ведь материалы для такого уровня температур уже освоены. Повышение параметров паровой турбины может не только увеличить экономичность ПТУ и, соответственно, ПГУ, но и значительно снизить удельную металлоемкость.

Во второй главе диссертации рассмотрен расчёт тепловой схемы ПГУ с параллельной схемой с полным паротурбинным приводом компрессора.

Глава 2. Расчёт тепловой схемы ПГУ-515 с одним генератором и дополнительным энергетическим котлом.

2.1. Анализ возможных схем с паротурбинным приводом компрессора

Прежде чем перейти к результатам расчёта ПГУ-515 с одним генератором и дополнительным энергетическим котлом, рассмотрим возможные варианты паротурбинного привода компрессора ГТУ в ПГУ с параллельной схемой.

Увеличить единичную мощность ПГУ на базе одной ГТУ можно с помощью частичного или полного снижения затрат мощности газовой турбины на привод компрессора. При этом нужно учитывать, что мощности утилизационной турбины будет недостаточно для полного привода компрессора, поэтому существуют следующие варианты установок:

1) ПГУ с полным паротурбинным приводом компрессора на сниженной степени сжатия воздуха в компрессоре.

Преимущества:

- увеличение электрической мощности на 10-15% (в зависимости от номинальной температурой газа перед газовой турбиной);
- возможность количественного регулирования за счёт изменения частоты вращения паровой турбины;
- снижение удельной металлоёмкости, а, следовательно, и стоимости ПГУ;
- возможность увеличения оборотов компрессора до 6000 об/мин, что резко снизит габариты турбокомпрессорного блока;
- возможность резкого увеличения расхода воздуха через компрессор за счёт уменьшения частоты вращения утилизационной турбины до 1500 об/мин.

Недостатки:

- снижение КПД ГТУ, и, соответственно, ПГУ.

2) ПГУ с разрезным валом воздушного компрессора.

Преимущества:

- независимость частоты вращения утилизационной турбины от частоты вращения газовой турбины;
- снижение пусковой мощности;
- возможность количественного регулирования мощности ПГУ;
- сохранение всех экономических показателей ПГУ при сохранении неизменным всего паротурбинного и газотурбинного оборудования;
- увеличение маневренности.

Недостатки:

- более сложная конструкция.

3) ПГУ предельно больших единичных мощностей на базе одной двухпоточной ГТУ при сохранении линейной компоновки оборудования.

Преимущества:

- резкое снижение удельной металлоёмкости;
- снятие проблемы вибрационной надежности ротора за счёт независимого привода ступеней низкого давления от утилизационной турбины и все вышеуказанные преимущества паротурбинного привода.

Недостатки:

- недостатки, как очевидно, аналогичны недостаткам перехода к двухпоточным ГТУ, которые указывались в п. 1.1.

4) ПГУ с дополнительным энергетическим котлом.

Преимущества:

- резкое увеличение единичной мощности ПГУ при сохранении всего исходного оборудования;
- возможность эффективного использования ПГУ при модернизации ТЭС при минимальных капитальных затратах;

- остальные преимущества ПГУ с параллельной схемой указаны ранее в п. 1.2.

Недостатки:

- наибольшая эффективность ПГУ с параллельной схемой будет достигаться при проектировании новых блоков, поскольку тогда КПД определяется лишь долей топлива, сжигаемого в энергетическом котле. При модернизации же старых блоков придётся работать на сниженной нагрузке котла [6-10].

2.2. Расчёт тепловой схемы

Цель данного расчёта - показать целесообразность использования гибридных технологий, обеспечивающих повышение мощностей ПГУ без увеличения исходных мощностей существующих газовых турбин.

ПГУ предназначена для модернизации паротурбинного блока К-300-240 ЛМЗ со снижением её мощности до 260 МВт путём замены на этом блоке генератора воздушным компрессором газовой турбины мощностью 255 МВт (V94.3A). В этом случае существующая паровая турбина обеспечивает возможность полностью использовать мощность газовой турбины для привода генератора мощностью 515 МВт, сохранив при этом весь существующий энергоблок. На рис. 5 представлена принципиальная схема установки.

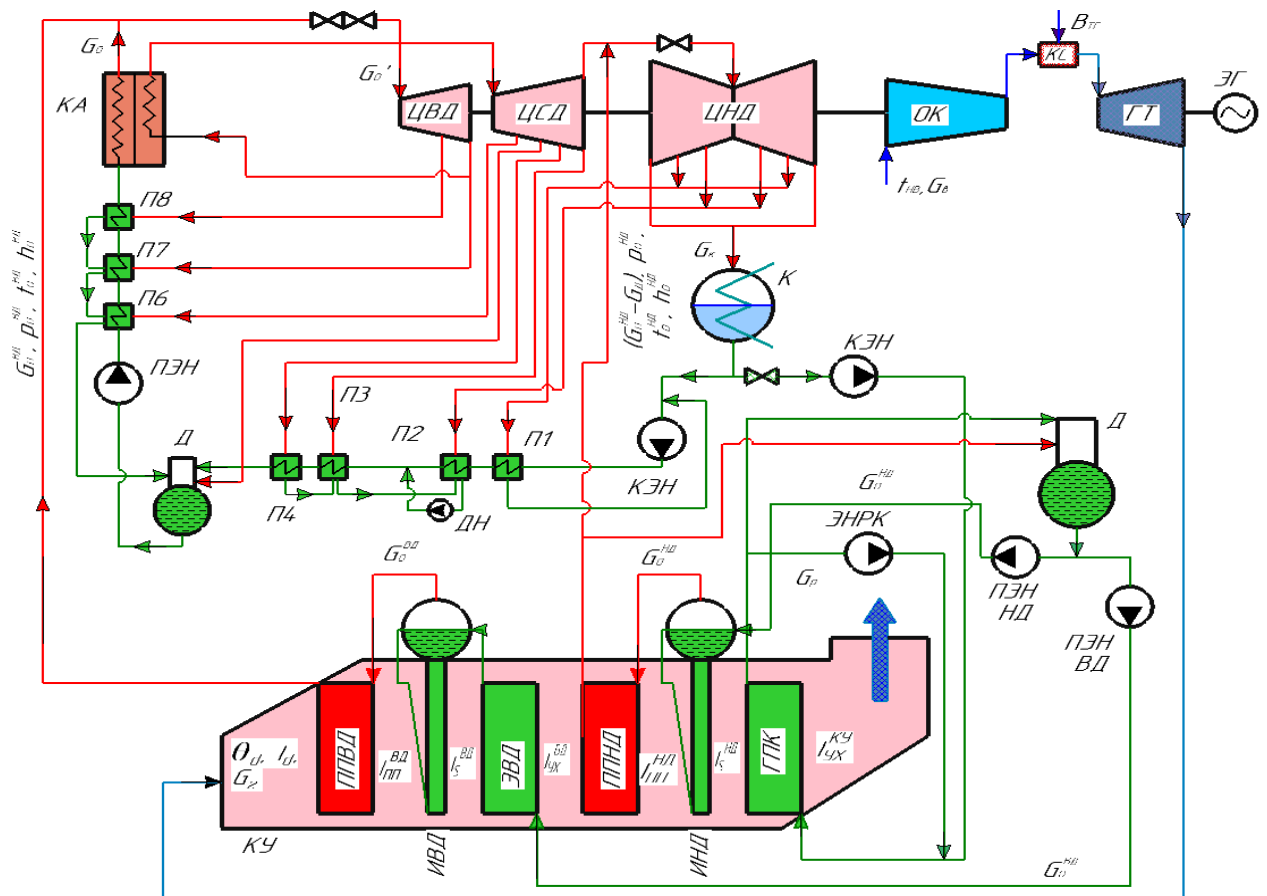


Рис. 5. Принципиальная схема гибридной ПГУ с дополнительным энергетическим котлом с полным паротурбинным приводом:

КА – котельный агрегат, КУ- котёл-утилизатор, ЦВД -цилиндр высокого давления, ЦСД -цилиндр высокого давления, ЦНД -цилиндр высокого давления, ОК -осевой компрессор, КС – камера сгорания, ГТ -газовая турбина, ЭГ – электрогенератор, К – конденсатор, КЭН – конденсатный электронасос, ПЭН – питательный электронасос насос КА, ПЭН НД и ПЭН ВД – питательный электронасос НД и ВД КУ, Д – деаэрактор, П1..П8 – регенеративные подогреватели, ДН – дренажный насос, ГПК – газовый подогреватель конденсата, ЭНРК – электронасос рециркуляции конденсата, ЭВД – экономайзер ВД, ППНД и ППВД – пароперегреватель НД и ВД, ИНД и ИВД – испаритель НД и ВД.

Исходными данными для расчёта являлись основные показатели ГТУ (табл. 2):

Таблица 2

Параметр	Значение
Электрическая мощность ГТУ $N_3^{ГТУ}$, МВт	255
Мощность компрессора N_K , МВт	260
Частота вращения n , c^{-1}	50
Расход газов за ГТУ G_T , кг/с	641
Температура газов на выходе θ_d , °C	577
Электрический КПД ГТУ $\eta_3^{ГТУ}$, %	38,5
Температура наружного воздуха $t_{нв}$, °C	15
Давление наружного воздуха $p_{нв}$, кПа	101,3

Параметр	Значение
Давление в конденсаторе p_k , кПа	4
Давление перед стопорным клапаном ВД $p_0^{ВД}$, МПа	13
Давление перед НД $p_0^{НД}$, МПа	0,63
КПД электрогенератора $\eta_{эГ}$, %	98
КПД механический $\eta_{мех}$, %	99

В газотурбинной установке V94.3A (SGT5-4000F) на привод компрессора затрачивается $N_k=260$ МВт (более чем $\frac{1}{2}$ от мощности ГТ). Значит, необходимо иметь паровую турбину мощностью $N_{пт}=260$ МВт. Увеличение ее мощности будет происходить за счёт увеличения расхода, подаваемого добавочным энергетическим котлом.

Таблица 3

Название параметра	Размерность	Обозначение	Значение
Параметры цикла ПСУ:			
Температура свежего пара	°С	t_0	552
Давление свежего пара перед проточной частью высокого давления	МПа	p_0	12,35
Температура пара промперегрева	°С	$t_{пп}$	550
Давление пара перед цилиндром среднего давления (ЦСД) после промперегрева	МПа	$p_{пп}$	2,6
Давление пара перед ЦНД	МПа	$p_0^{ЦНД}$	0,157
Расход свежего пара, поступающий из ЭК	кг/с	G_0'	132
Суммарный расход пара перед СК ВД	кг/с	G_0	220
Расход пара, поступающего на промперегрев	кг/с	$G_{пп}$	196
Расход пара, поступающего в конденсатор	кг/с	G_k	148
Давление в конденсаторе	кПа	p_k	4
Относительные расходы пара, отбираемого в систему регенерации:			
- П1	-	α_1	0,0344
- П2	-	α_2	0,0356
- П3	-	α_3	0,0415
- П4	-	α_4	0,0324
- Д (П5)	-	α_5	0,0396
- П6	-	α_6	0,0366
- П7	-	α_7	0,0561

Название параметра	Раз- мер- ность	Обозна- чение	Значе- ние
- П8	-	α_8	0,0505
Параметры КУ:			
Расход газов за ГТУ	кг/с	G_T	641
Температура газов за ГТУ	°С	θ_d	577
Температура уходящих газов КУ	°С	$\theta_{yx}^{КУ}$	106
Контур высокого давления:			
Расход пара ВД, поступающий из контура ВД КУ	кг/с	$G_0^{ВД}$	78
Температура пара, генерируемого контуром ВД КУ	°С	$t_0^{ВД}$	552
Давление пара, генерируемого контуром ВД КУ	МПа	$p_0^{ВД}$	13
Тепловая мощность ППВД	МВт	$Q_{ППВД}$	64,1
Тепловая мощность ИВД	МВт	$Q_{ИВД}$	99,5
Тепловая мощность ЭВД	МВт	$Q_{ЭВД}$	55,6
Контур низкого давления:			
Расход пара, поступающий из контура НД КУ	кг/с	$G_0^{НД}$	28
Температура пара, генерируемого контуром НД КУ	°С	$t_0^{НД}$	247
Давление пара, генерируемого контуром НД КУ	МПа	$p_0^{НД}$	0,63
Расход на деаэратор	кг/с	G_d	0,5
Расход рециркуляции ГПК	кг/с	G_p	35
Тепловая мощность ППНД	МВт	$Q_{ППНД}$	5,5
Тепловая мощность ИНД	МВт	$Q_{ИНД}$	58,7
Тепловая мощность ГПК	МВт	$Q_{ГПК}$	55,5
Технико-экономические показатели всей установки			
Мощность ПТ, затрачиваемая на привод компрессора	МВт	$N_э^{ПТ}$	260
Полезная мощность ПГУ (мощность ГТ, затрачиваемая на привод ЭГ)	МВт	$N_э^{ГТ}$	515
Абсолютный электрический КПД брутто паросилового цикла	%	$\eta_э^{псу}$	42,1
Абсолютный электрический КПД брутто газотурбинного цикла	%	$\eta_э^{гту}$	38,5
КПД КУ	%	$\eta_{ку}$	85,3
Абсолютный электрический КПД брутто парогазотурбинного цикла	%	$\eta_э^{пгу}$	48,7
Экономия топлива для ЭК в сравнении с классическим циклом ПТУ для той же ПТ	%	ΔB	15,7

Название параметра	Размерность	Обозначение	Значение
Прирост мощности	МВт	ΔN_3	260

По результатам расчёта тепловой схемы построен процесс расширения пара в турбине в h - S координатах (рис. 7) и тепловая диаграмма котла-утилизатора (рис. 6).

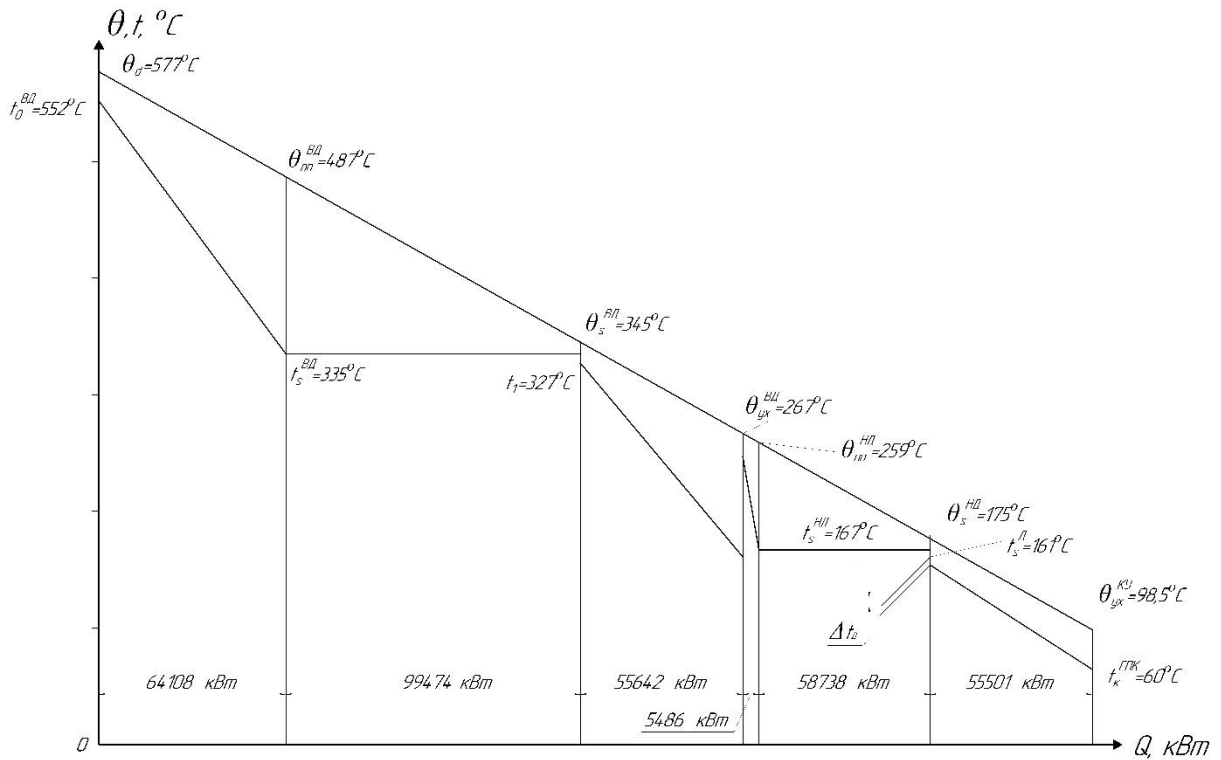


Рис. 6. Тепловая диаграмма котла-утилизатора

h , кДж/кг

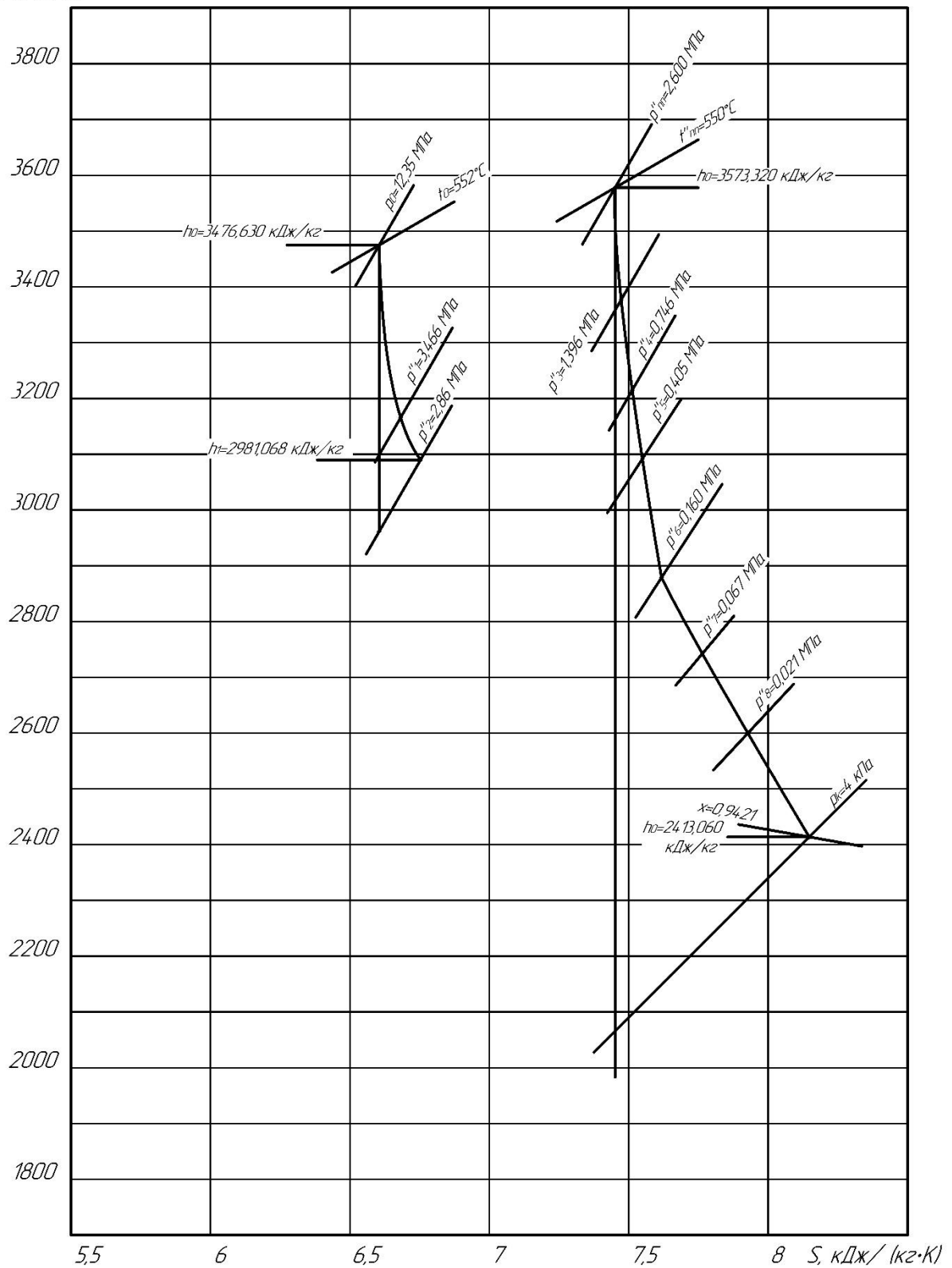


Рис. 7. Расширение пара в турбине К-260-130 в h, s - диаграмме

В результате расчёта тепловой схемы ПГУ с параллельной схемой и полным паротурбинным приводом КПД установки составил 48,7%, экономия топлива – 15,7%, мощность ПГУ – 515 МВт, а также по приближительной оценке экономия удельной металлоёмкости составит 20%.

2.3. Разработка противопомпажного гасителя неравномерности поля скоростей при входе в компрессор ПГУ

В рамках данной работы предлагается модернизация входного патрубка ГТУ.

Одним из важных факторов, влияющих на экономичность и надёжность паровых и газовых турбин, являются системы подвода рабочих сред к соответствующим лопаточным проточным частям, а также системы их отвода от последних ступеней этих машин.

В газовых турбинах основные сложности возникают при угловом подводе воздуха компрессору, а в паровых турбинах такая сложность возникает в системе отвода пара от последней ступени турбомшины при подвальном расположении конденсатора.

Таким образом, в угловых патрубках паровых и газовых турбин имеет место крайне неравномерное поле скоростей в поперечных сечениях их проточных частей, что ведет к снижению экономичности и вибронадёжности роторов указанных турбин.

В качестве исходного для исследования патрубка был принят входной патрубок ГТУ фирмы Siemens SGT5-2000E (рис. 8) [11].

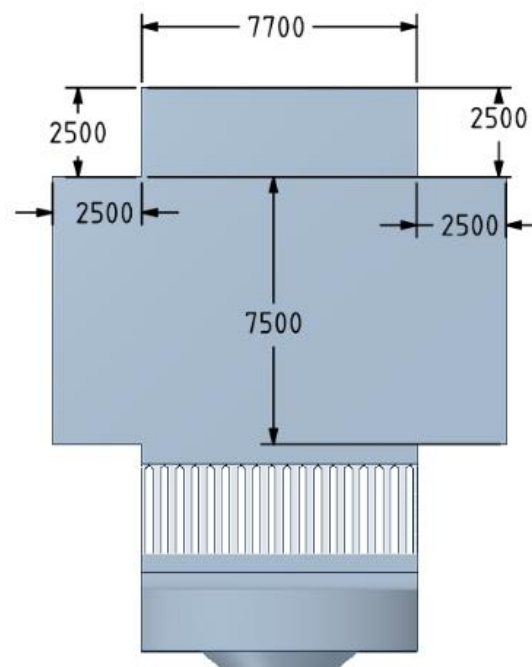
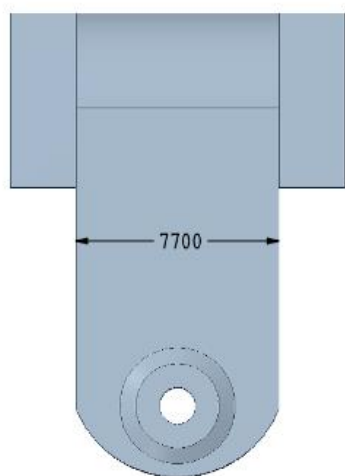
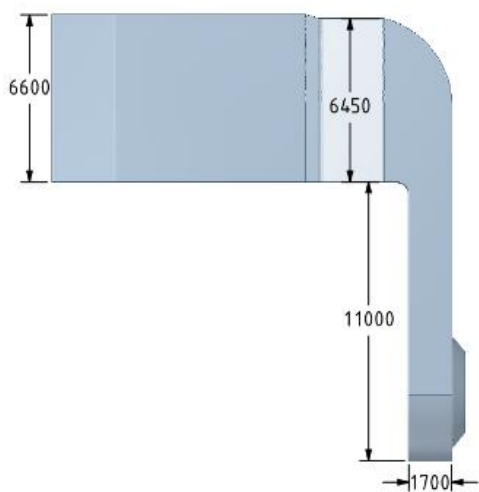
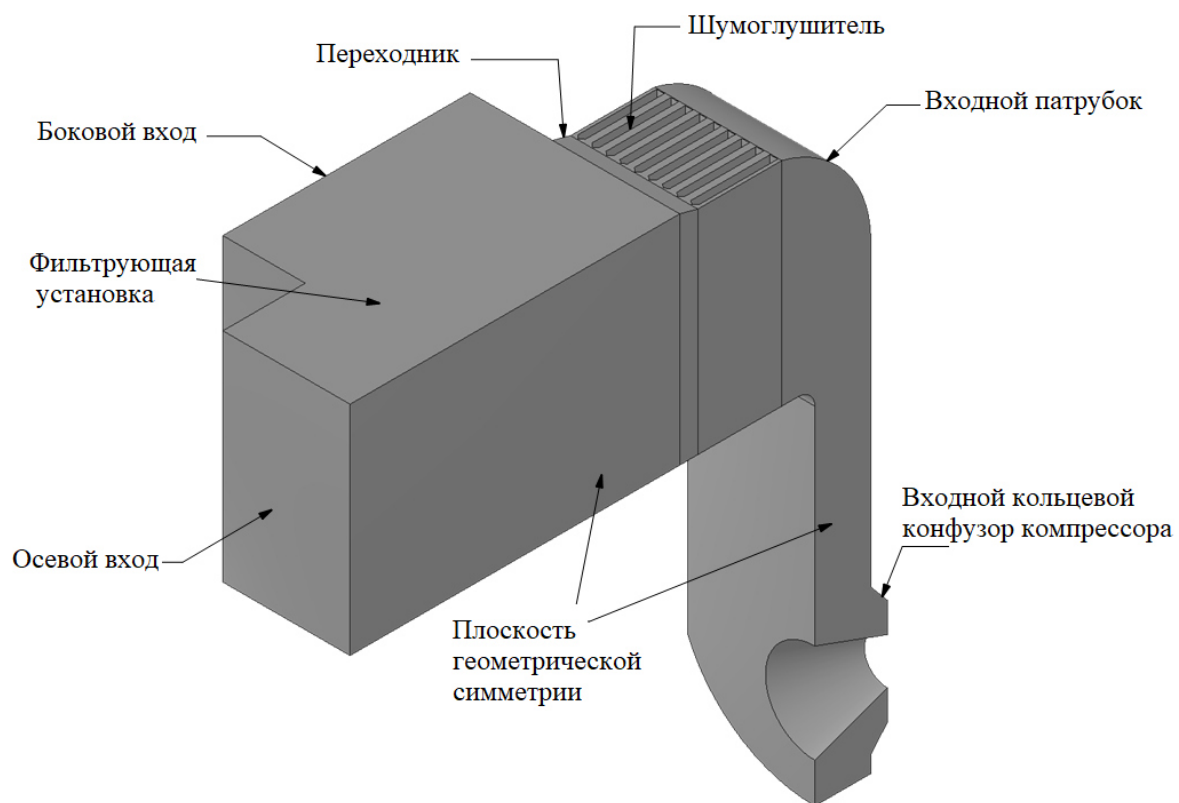


Рис. 8. Входной патрубок ГТУ фирмы Siemens SGT5-2000E

Проведенное совместно с Т. Падашмоганло (к.т.н. НИУ «МЭИ») математическое моделирование течения воздуха (рис. 9) в указанном патрубке показало, что по всему входному тракту имеет место очень сложное вихревое течение и в его выходном сечении присутствует крайне неравномерное поле скоростей, которое отрицательно влияет на устойчивость работы компрессора при сниженных расходах воздуха.

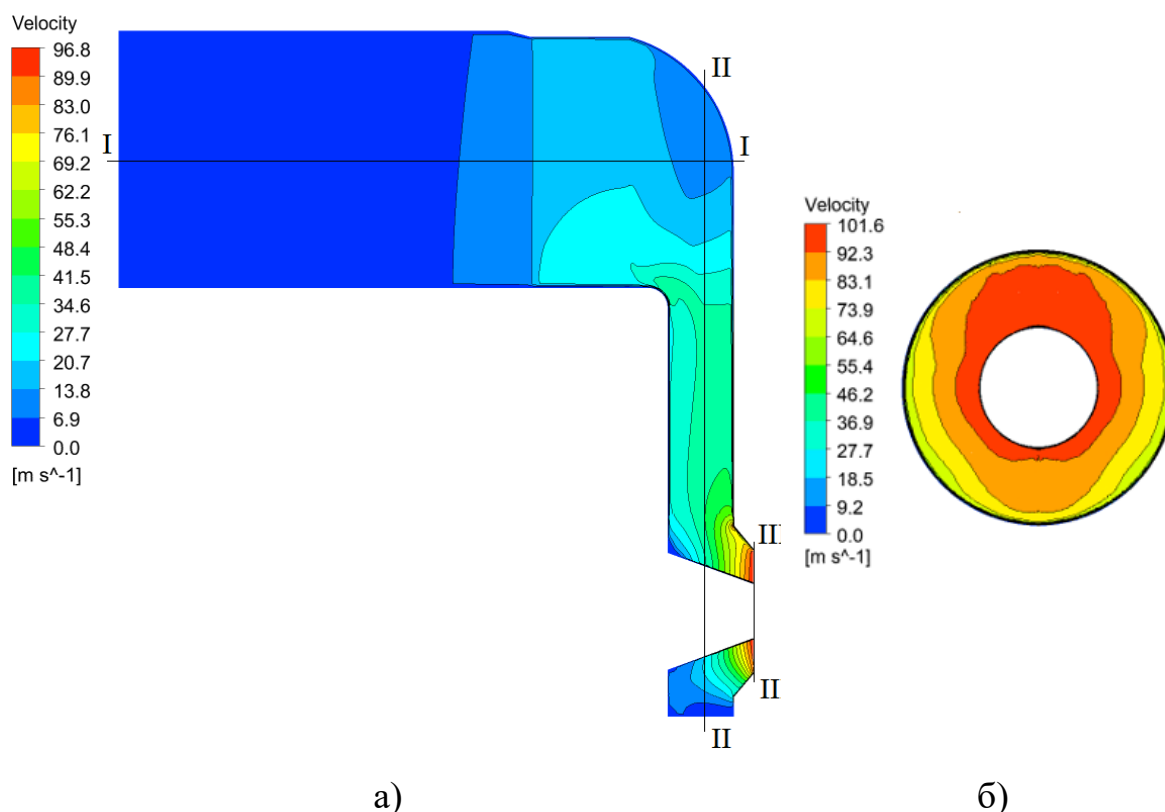


Рис. 9. Поля скоростей исходного входного патрубка ГТУ SGT5-2000E Siemens: а – в проточной части патрубка; б – в сечении на выходе из патрубка при входе воздуха в компрессор

Можно заметить, что суммарный перепад давления $\Delta P_0=996$ Па, а степень неравномерности потока в выходном сечении $=1,36$ (36%).

Для устранения неравномерности поля скоростей была проведена модернизация самого патрубка. В модернизированном патрубке увеличена проходная площадь патрубка в области поворота потока в осевое направление (рис. 10), а в его осевой части был установлен новый весьма эффективный объемный гаситель неравномерности.

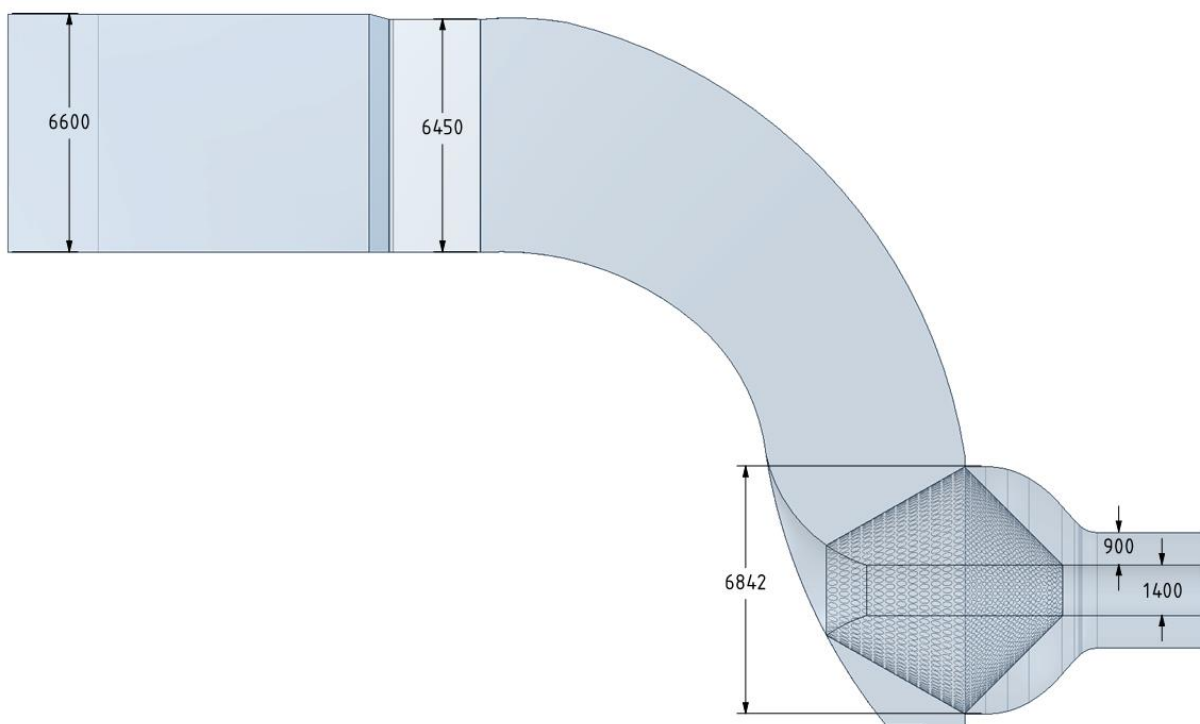


Рис. 10. Модернизированный патрубок

Этот гаситель – 3^{го} поколения. Это означает, что была проделана серьезная работа на пути создания именно такого варианта гасителя. Нижняя часть входного конуса частично закрыта. Гаситель имеет горизонтальный разъем для монтажа (рис. 11).

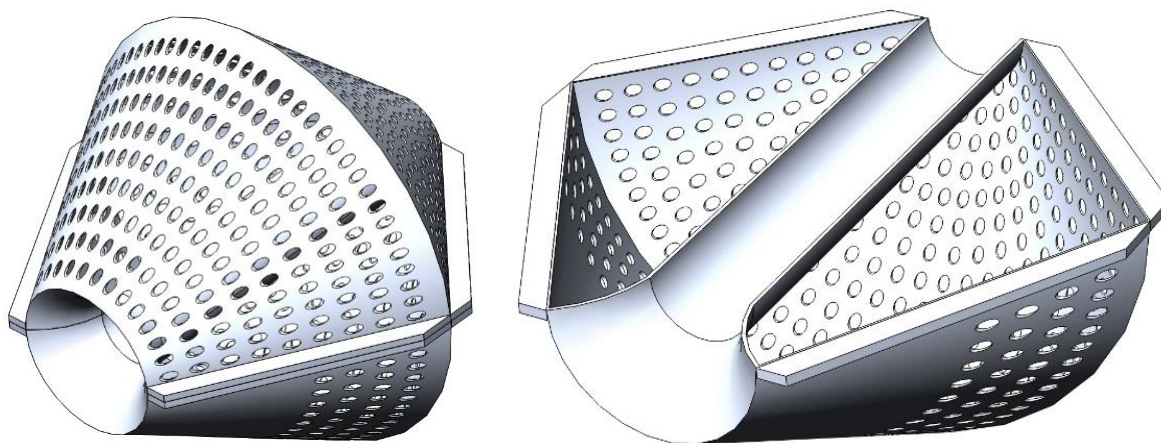


Рис. 11. Объёмный гаситель неравномерности 3^{го} поколения

На рисунке 12 представлен объёмный гаситель применительно непосредственно к ГТУ.

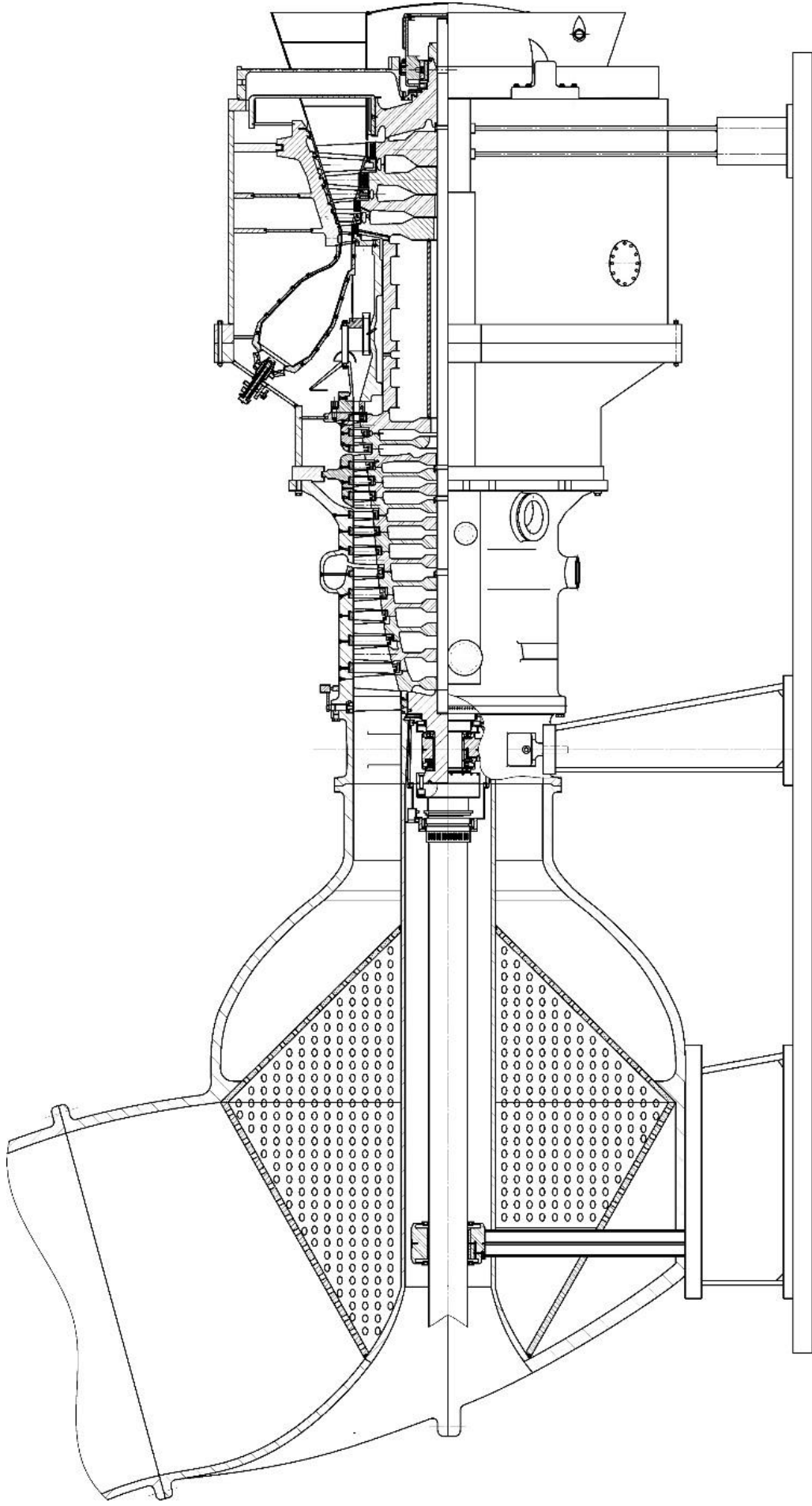


Рис. 12. Объёмный гаситель неравномерности применительно к ГТУ

При проведении математического моделирования была получена трехмерная картина течения в модернизированном входном патрубке (рис. 13) с кольцевым объемным гасителем 3^{го} поколения. Анализируя картину линий тока, следует заметить, что в течении практически отсутствует неравномерность в радиальном и окружном направлении.

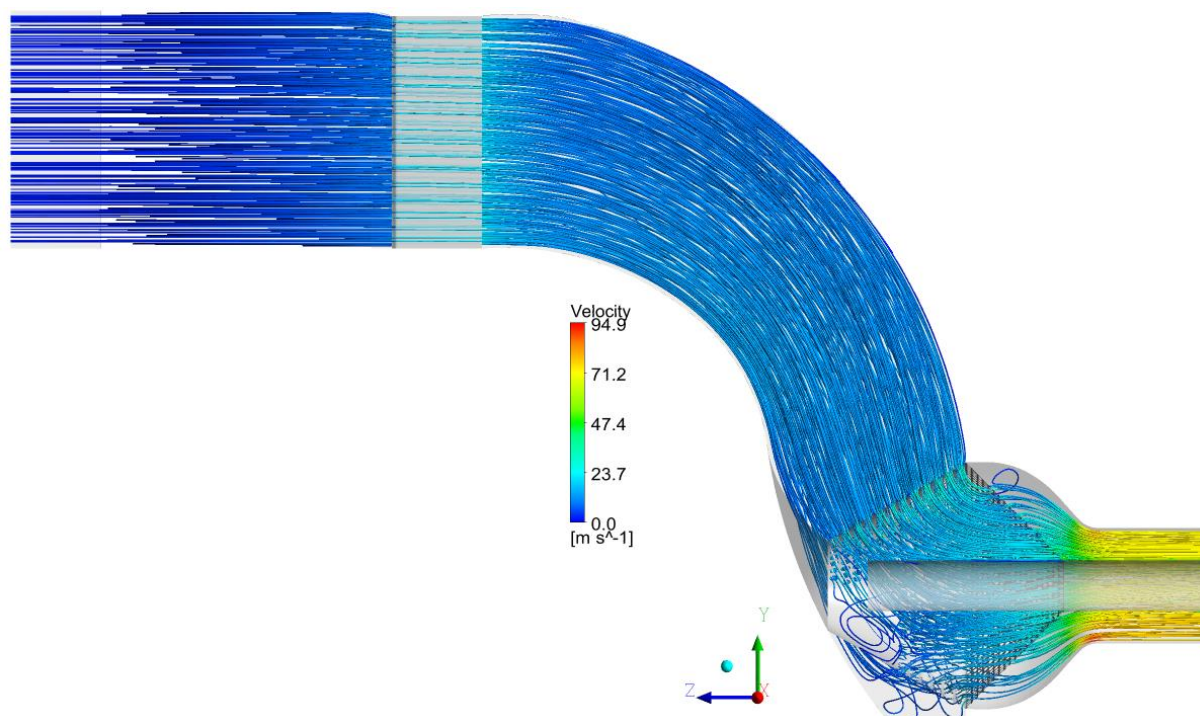


Рис. 13. Трехмерная картина течения в модернизированном входном патрубке

Анализируя поля скоростей (рис. 14) в контрольных сечениях модернизированного входного патрубка с кольцевым объемным гасителем 3-го типа, обратим внимание, что неравномерность в сечении сразу за объемным гасителем минимальна.

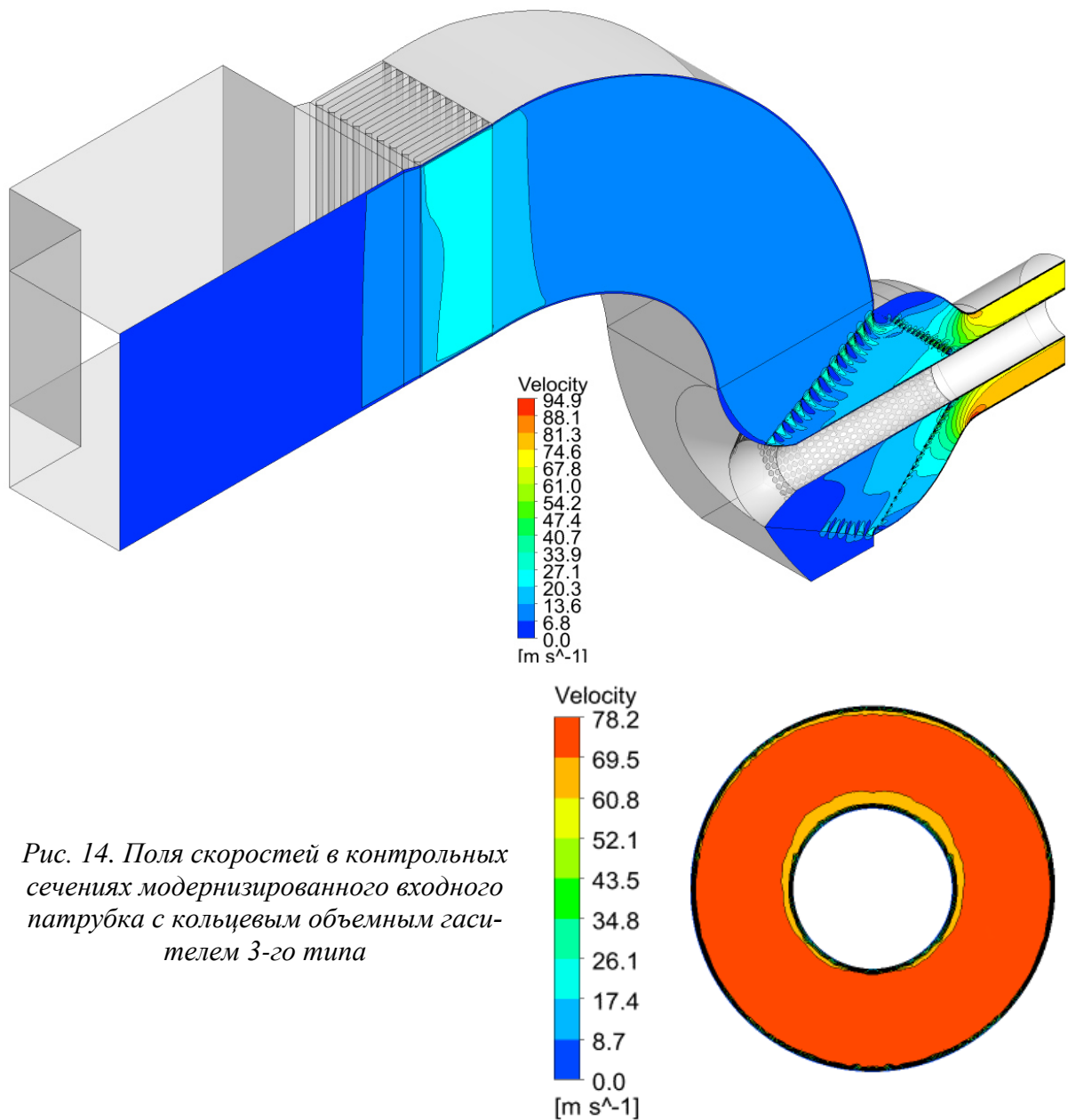


Рис. 14. Поля скоростей в контрольных сечениях модернизированного входного патрубка с кольцевым объемным гасителем 3-го типа

По результатам расчёта получены следующие результаты: суммарный перепад давления $\Delta P_0 = 1639$ Па, а степень неравномерности потока в выходном сечении $= 1,057$ (примерно 6%)

1. Установка разработанного объемного гасителя неравномерности полей скоростей в угловой патрубке осевого компрессора ГТУ позволила снизить степень неравномерности поля скоростей с 36% до 6% несмотря на то, что увеличился перепад давления во входном патрубке;
2. Полученное в результате проведённых исследований практически равномерное поле скоростей при входе в компрессор обеспечивает:

- повышение вибрационной надежности первых ступеней компрессора;
 - расширяет диапазон устойчивой работы компрессора (отодвигает границу помпажа);
 - позволяет повысить КПД компрессора, а, следовательно, и всей ГТУ.
3. Перепад давления в модернизированном входном патрубке при установке объемного гасителя увеличился (с 996 Па до 1639 Па) (но если сравнивать с Отечественным производителем, то на Ивановских ПГУ суммарный перепад давления во входном патрубке составляет 2000 Па). Но поскольку данный объемный гаситель служит также глушителем шума, это позволяет убрать шумоглушитель, установленный в воздухозаборном устройстве, а, следовательно, снизить потери давления на 300 Па (по данным Siemens). [12-14]

То, что исследование проводилось для патрубка ГТУ SGT5-2000E во-все не означает, что данная разработка применима только к данной ГТУ. На самом деле по законам моделирования не имеет значения, какая мощность у ГТУ при соблюдении условий подобия. Характеристики остаются те же при сохранении числа Re в патрубке на большие мощности, как в исследуемом патрубке. Но, так как число M не учитывалось, поскольку оно меньше 0,3..0,35, а число Re больше автомодельного, то скорости можно даже менять в некотором диапазоне.

Глава 3. Паропаровой цикл с третьим высокотемпературным перегревом пара. Основной блок новой энергоустановки с паровой турбиной К-800-240 ЛМЗ

3.1. Разработка альтернативного принципиально нового паротурбинного энергоблока с третьим высокотемпературным перегревом пара

Предлагается на основе парогазовых технологий создать принципиально новый энергетический блок путём присоединения к действующей паротурбинной установке нового высокотемпературного блока, использующего для своего функционирования теплоту пара, покидающего цилиндр среднего давления, после его перегрева теплотой сгорания водородного топлива [15].

Суть альтернативного цикла состоит в следующем. Пар после ЦСД основного блока, имеющего мощность и параметры известного блока К-800-240 (начальное давление $p_0=24$ МПа, начальная температура и температура промперегрева $t_0=t_{\text{пп}}=540^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $p_k=3,5$ кПа), нагревается до температуры 680°C в водородном перегревателе. Далее отдаёт тепло в присоединённый блок (начальное давление $p_0=30$ МПа, начальная температура и температура промперегрева $t_0=t_{\text{пп}}=650^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $p_k=3,5$ кПа), а затем поступает в ЦНД основной турбины с параметрами $0,3$ МПа и 260°C . Важно понимать, что для увеличения технико-экономических показателей цикла необходимо, чтобы параметры рабочего тела присоединённого блока были выше параметров основного. Так, например, в рассматриваемом случае основной блок К-800-240 имеет сверхкритические параметры пара, а присоединённый – суперсверхкритические.

Ожидаемый результат такого решения состоит в увеличении на 20-25% суммарной мощности предлагаемого энергетического комплекса, со-

стоящего из действующего и присоединенного паротурбинных блоков с одновременным увеличением на 1-1,5% его КПД по отношению к действующему паротурбинному блоку.

При этом оказывается возможным достичь на присоединенном блоке выработку электроэнергии с КПД на уровне 50%.

На рис. 15 представлена тепловая схема предлагаемого альтернативного цикла.

В таблице 4 представлена упрощенная спецификация тепловой схемы.

Таблица 4

Позиция	Наименование	Количество
Блок I		
1	Паровая турбина К-800-240	1
2	Электродгенератор ТВВ-800-2 818 МВт	1
3	Конденсатор	1
4	Конденсатный электронасос	3
5	Регенеративный подогреватель низкого давления	4
6	Регенеративный подогреватель высокого давления	3
7	Деаэратор	1
8	Питательный электронасос	2
9	Паровой котёл ТПП-804	1
Блок II		
10	Паровая турбина К-250-300	1
11	Электродгенератор 253 МВт	1
12	Конденсатор	1
13	Конденсатный электронасос	3
14	Регенеративный подогреватель низкого давления	4
15	Регенеративный подогреватель высокого давления	3
16	Деаэратор	1
17	Питательный электронасос	2
18	Паропаровой теплообменник	1
19	Водородный пароперегреватель	1

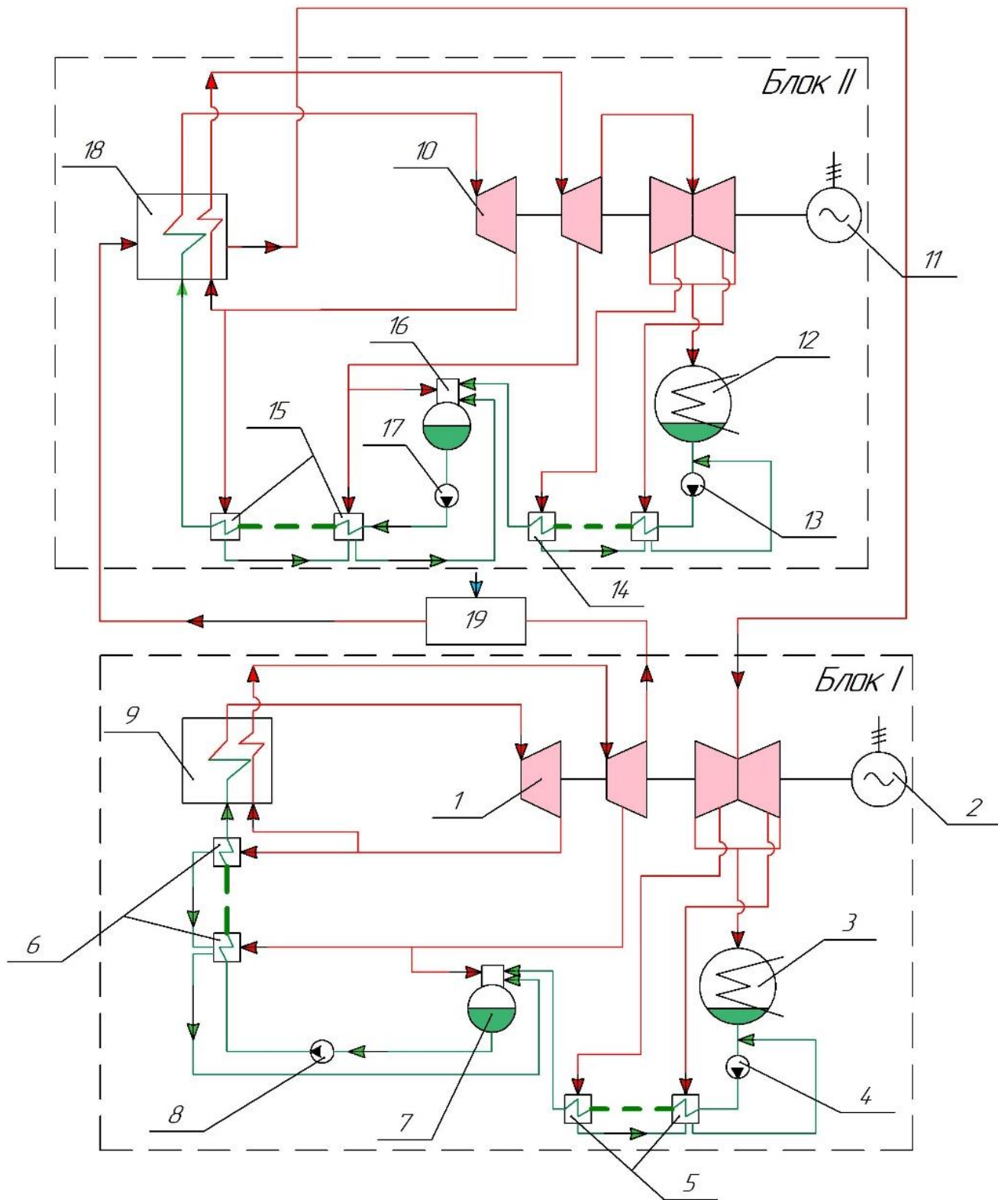


Рис. 15. Тепловая схема паропарового цикла с третьим высокотемпературным перегревом пара

3.2. Блок К-800-240 ЛМЗ в качестве основного блока для новой энергетической установки с третьим высокотемпературным перегревом пара

3.2.1. Расчёт тепловой схемы паровой турбины К-800-240 с третьим высокотемпературным перегревом пара

В соответствии с принятым вариантом тепловой схемы (рис. 16) суммарное повышение энтальпии питательной воды от h_k в конденсаторе до $h_{пв}$ перед парогенератором распределяется по подогревателям, исходя из принципа равномерного подогрева в ПНД и ПВД по ступеням, и выбираются параметры греющего пара в подогревателях и в отборах турбины.

Схема паровой турбины К-800-240 имеет следующие особенности: наличие петлевой схемы в цилиндр высокого давления (ЦВД), двухпоточный ЦСД и три двухпоточных ЦНД.

Параметры свежего пара перед стопорными клапанами $p_0=24$ МПа, $t_0=540^\circ\text{C}$. По этим параметрам найдем энтальпию и энтропию пара $h_0=3317,400$ кДж/кг, $S_0=6,1723$ кДж/кг·К.

Давление после клапанов с учетом потерь в них равно:

$$p'_0 = p_0(1 - \zeta_{кл}) = 24(1 - 0,05) = 22,80 \text{ МПа.}$$

Найдем параметры пара на входе в турбину при неизменной энтальпии $h_0=const=3317,400$ кДж/кг, $S'_0 = 6,1905$ кДж/кг.

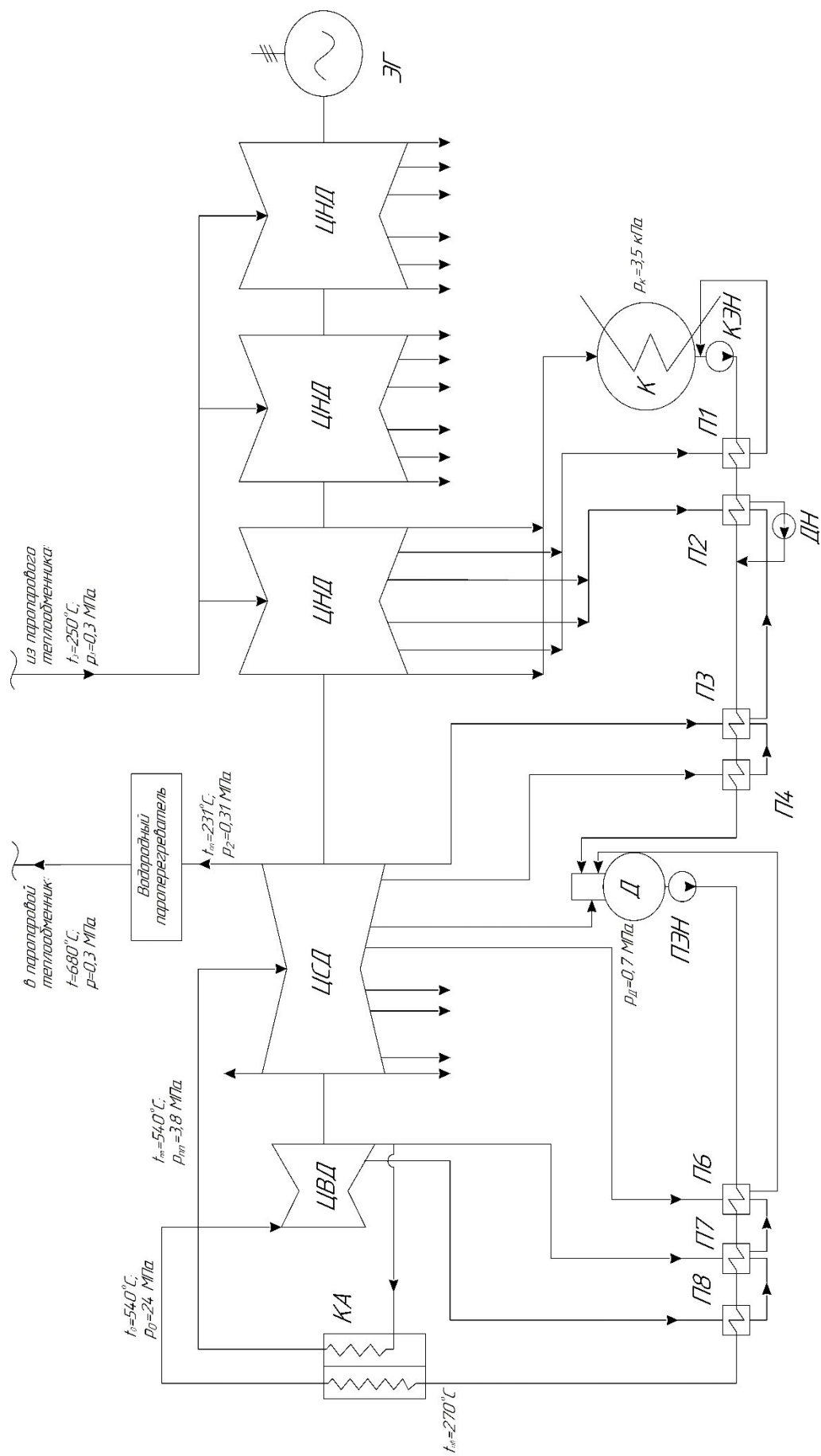


Рис. 16. Принципиальная схема К-800-240

КА – котельный агрегат, ЦВД –цилиндр высокого давления, ЭГ – электрогенератор, К – конденсатор, КЭН – конденсатный электронасос, ПЭН – питательный электронасос, Д – деаэрактор, П1..П8 – регенеративные подогреватели, ДН – дренажный насос.

Определим давление пара за ЦВД, учитывая, что давление после промперегрева $p_{mn} = 3,8$ МПа, а потери давления в тракте промежуточного перегрева $\Delta p / p_{mn} = 0,1$:

$$p_1 = 1,1 \cdot 3,8 = 4,18 \text{ МПа.}$$

Найдем значение энтальпии за ЦВД:

$$h_1 = h_0 - (h_0 - h_{1t})\eta_{oi}^{ЦВД} = 3317,400 - (3317,400 - 2874,600) \cdot 0,88 = 2927,736 \text{ кДж/кг,}$$

где h_{1t} – энтальпия пара при изоэнтропийном расширении;

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,85 \dots 0,9 - \text{КПД ЦВД ориентировочный. Принимаем } \eta_{oi}^{ЦВД} = 0,88.$$

Параметры пара после промперегрева $p_{mn} = 3,8$ МПа, $t_{mn} = 540^\circ\text{C}$, $h_{mn} = 3538,538$ кДж/кг, $S_{mn} = 7,2328$ кДж/кг·К.

Давление пара за ЦСД выбираем $P_2 = 0,31$ МПа и с учётом потерь в тракте третьего высокотемпературного перегрева пара давление на входе в цилиндр низкого давления (ЦНД) оказывается равным $P_{0ЦНД} = 0,30$ МПа, для того чтобы обеспечить размеры ЦНД приемлемыми по конструктивным соображениям (4 ступени в одном потоке).

Найдем величину энтальпии за ЦСД:

$$h_2 = h_{mn} - (h_{mn} - h_{2t})\eta_{oi}^{ЦСД} = 3538,538 - (3538,538 - 2861,010) \cdot 0,90 = 2928,768 \text{ кДж / кг,}$$

где h_{2t} – энтальпия пара при изоэнтропийном расширении;

$$\eta_{oi}^{ЦСД} = 0,9 \dots 0,93 - \text{КПД ЦСД ориентировочный. Принимаем } \eta_{oi}^{ЦСД} = 0,90.$$

Определим параметры пара перед ЦНД $p_3 = 0,30$ МПа, $t_3 = 260^\circ\text{C}$ (температура после ТО), $h_3 = 2988,021$ кДж/кг, $S_3 = 7,5181$ кДж/кг·К.

Найдем энтальпию пара за ЦНД:

$$h_k = h_3 - (h_3 - h_{kt})\eta_{oi}^{ЦНД} = 2988,021 - (2988,021 - 2248,800) \cdot 0,8 = 2396,644 \text{ кДж/кг,}$$

где h_{kt} – энтальпия пара при изоэнтропийном расширении;

$$\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,75 \dots 0,8 - \text{КПД ЦНД ориентировочный. Принимаем } \eta_{oi}^{ЦНД} = 0,80.$$

На рис. 17. представлен процесс расширения пара в h,s – диаграмме.

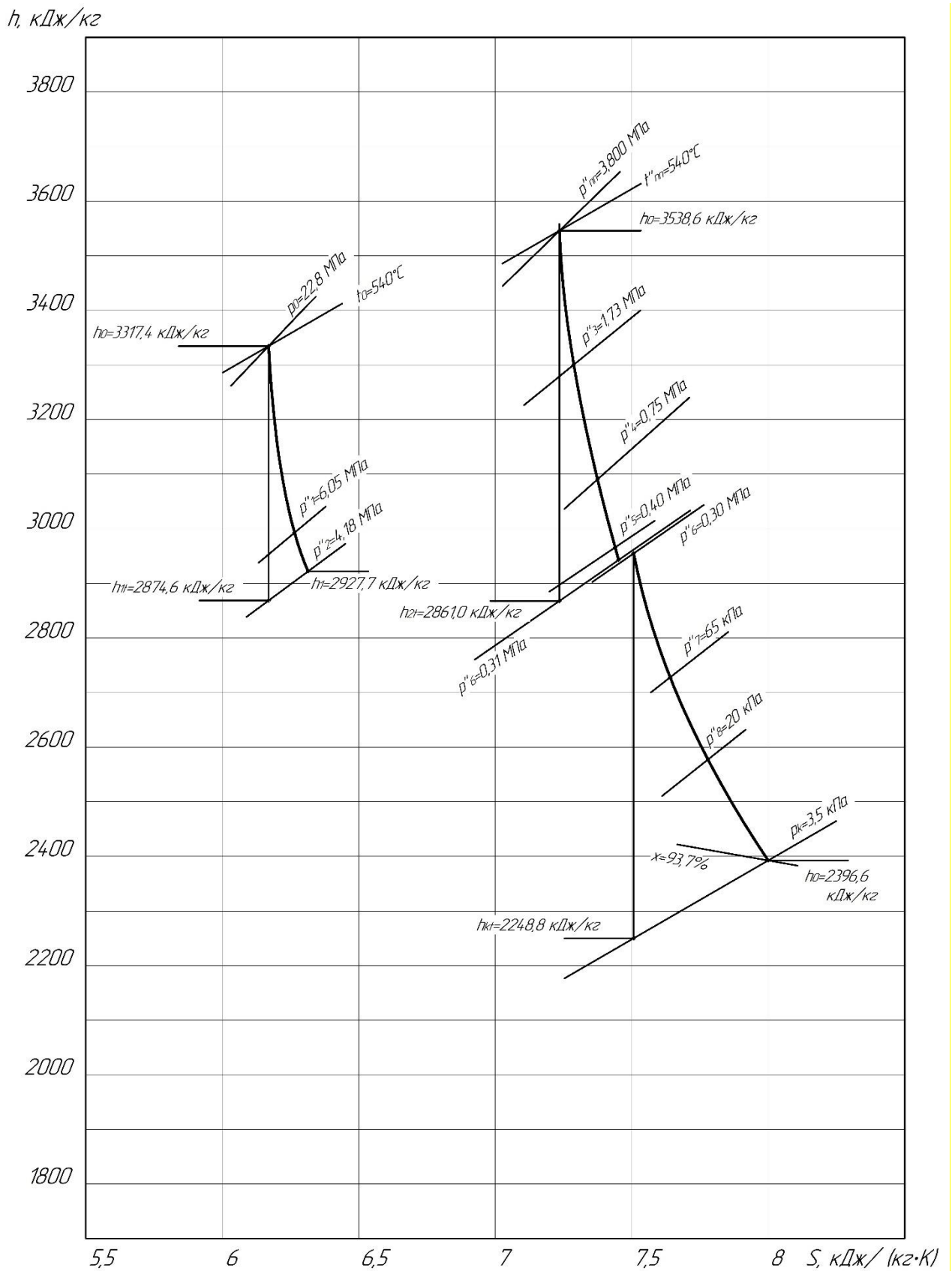


Рис.17. Расширение пара в турбине К-800-240 с третьим высокотемпературным перегревом пара в h,s – диаграмме

3.2.1.1. Расчет подогревателей

Принимаем деаэратор повышенного давления $p_{\partial}=0,7$ МПа и температурой насыщения $t_{\partial}=165$ °С.

Исходя из тепловой схемы, найдем температуры конденсата и питательной воды, выходящих из деаэратора, ПНД (4шт.) и ПВД (3шт.) соответственно. Температуру питательной воды примем $t_{пв}=270$ °С.

$$\Delta t_{ПВД} = \frac{t_{н.в} - t_{\partial}}{n_{ПВД}} = \frac{270 - 165}{3} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_{ПНД} = \frac{t_{\partial} - t_{к}}{n_{ПНД} + 1} = \frac{165 - 26,72}{4 + 1} = 27,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Найдем температуры воды, выходящей из подогревателей. Результаты представлены в табл. 5.

Таблица 5

П-8	П-7	П-6	Д	П-4	П-3	П-2	П-1
$t_8 = t_{п.в}$	t_7	t_6	t_{∂}	t_4	t_3	t_2	t_1
270	235	200	165	137,4	109,8	82,2	54,6

Учитывая, что недогрев конденсата греющего пара присутствует в ПНД и ПВД. Найдем температуры конденсата греющего пара с учетом недогрева. Примем $\Delta t'_{ПВД} = 2$ °С и $\Delta t'_{ПНД} = 4$ °С. Результаты представлены в табл. 6.

Таблица 6

П-8	П-7	П-6	Д	П-4	П-3	П-2	П-1
$t_8 = t_{п.в}$	t_7	t_6	t_{∂}	t_4	t_3	t_2	t_1
272	237	202	165	141,4	113,8	86,2	58,6

Этим температурам соответствует энтальпия и давление конденсата греющего пара (по параметрам насыщения). Значение указаны в табл. 7.

Таблица 7

П-8	П-7	П-6	Д	П-4	П-3	П-2	П-1
О-1	О-2	О-3	О-4	О-5	О-6	О-7	О-8
h'_1	h'_2	h'_3	h'_4	h'_5	h'_6	h'_7	h'_8
1195,490	1023,344	861,609	697,274	594,888	477,042	360,845	245,635
p'_1	p'_2	p'_3	p'_4	p'_5	p'_6	p'_7	p'_8
5,683	3,176	1,621	0,700	0,376	0,163	0,061	0,019

При транспортировке греющего пара из камеры отбора турбины до соответствующего подогревателя на преодоление путевых и местных сопротивлений затрачивается от 5 до 8% давления в отборе. Принимая, что затрачивается 6,5%. В отборах турбины должны быть соответственно давления $p_j'' = 1,065 \cdot p_j'$. Принимая что затрачивается 6,5%. Давления представлены в табл. 8.

Таблица 8

О-1	О-2	О-3	О-4	О-5	О-6	О-7	О-8
p''_1	p''_2	p''_3	p''_4	p''_5	p''_6	p''_7	p''_8
6,052	3,382	1,726	0,746	0,400	0,173	0,065	0,020

По конструктивным соображениям делаем 2 и 6 отбор за ЦВД и ЦСД.

При этом давление $p_2'' = 4,180$ МПа, $p_2' = 3,925$ МПа, $h_2' = 1081,919$ кДж/кг, $h_7 = 1023,944$ кДж/кг -энтальпия воды на выходе из П-7 (при температуре 237°C). Для подогревателя номер 3 $p_6'' = 0,310$ МПа, $p_6' = 0,291$ МПа, $h_6' = 551,985$ кДж/кг, $h_3 = 477,042$ кДж/кг (при температуре 113,8°C).

Отложим давления отборов на процессе турбины в h,s – диаграмме. Этим давления соответствуют энтальпии отбора пара из турбины, представленные в табл. 9.

Таблица 9

Номер отбора	Энтальпия греющего пара из турбины h_j , кДж/кг
1	2991,325
2	2927,736
3	3300,126
4	3088,032
5	2954,868
6	2928,768
7	2722,633
8	2576,969

Найдем коэффициенты отбора пара из турбины на регенеративный подогрев в каждом подогревателе по формуле:

$$\alpha_m = \frac{\beta_m (h_{n.г}^{ex} - h_{n.г}^{ex}) - (h_{m+1}' - h_m') \sum_{m+1}^z \alpha_j}{h_m - h_m'}$$

где β_m - коэффициент, указывающий количество питательной воды, протекающей через рассматриваемый подогреватель, отнесенное к количеству питательной воды на входе в котел, h_m, h_m' - энтальпии отбираемого пара и его конденсата, α_j - относительные расходы пара на регенеративные подогреватели, расположенные выше по давлению, и через них организован «каскадный» слив конденсата.

Расчет представлен в табл. 10.

Таблица 10

Номер подогревателя	Обозначение	Отбор	$(1 - \sum \alpha) H_{iz}$, кДж/кг
-	Теплоперепад от состояния свежего пара до верхнего отбора	0	326,075
8	α_8	0,0902	57,856
7	α_7	0,0818	197,447
6	α_6	0,0481	165,402
5(Д)	α_5	0,0349	99,203
4	α_4	0,0371	18,475
3	α_3	0,0335	165,287
2	α_2	0,0328	93,449
1	α_1	0,0322	112,360

Приведенный использованный теплоперепад равен:

$$\overline{H}_i = \sum (1 - \sum \alpha) H_{iz} = 1558,368 \text{ кДж/кг.}$$

Найдем расход свежего пара с учетом отборов:

$$G_1 = \frac{N_9}{H_i \eta_m \eta_{9,2}} = \frac{800000}{1235,533 \cdot 0,996 \cdot 0,987} = 658,646 \text{ кг/с.}$$

3.2.1.2. Технико-экономические показатели

Количество теплоты q_1 , затрачиваемой в котле на получение 1 кг пара с учетом того, что в промежуточном перегревателе протекает $1 - \alpha_8 - \alpha_7 = 0,828$ кг пара, составляет:

$$q_1 = h_0 - h'_8 + (1 - \sum_7^8 \alpha)(h_m - h_1) - \left(\frac{B_{H_2} + B_{O_2}}{G_0} \right) (h_3 - h_k) = 3317,400 - 1178 + \\ + 0,928 \cdot (3538,538 - 2927,736) - \left(\frac{3,490 + 27,922}{652,846} \right) (2988,021 - 2396,644) = 2593,467 \text{ кДж/кг.}$$

Абсолютный внутренний КПД равен:

$$\eta_{ip} = \frac{\overline{H}_i}{q_1} = \frac{1235,533}{2593,467} = 0,480.$$

Удельный расход теплоты:

$$q_i = \frac{1}{\eta_{ip}} = \frac{1}{0,480} = 2,081 \frac{\text{кДж}}{\text{кДж}} = 7489 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

Абсолютный электрический КПД равен:

$$\eta_{\varepsilon} = \eta_{ip} \cdot \eta_{\varepsilon z} \cdot \eta_m = 0,480 \cdot 0,987 \cdot 0,996 = 0,471.$$

Результаты расчёта (п. 3.2.1.1 и 3.2.1.2) представлены в сводной таблице 11.

Таблица 11

Название параметра	Размерность	Обозначение	Значение
Параметры цикла ПТУ с К-800-240:			
Температура свежего пара	°С	t_0	540
Давление свежего пара перед СК ВД	МПа	p_0	24
Температура пара промперегрева	°С	$t_{пп}$	540
Давление пара перед ЦСД после промперегрева	МПа	$p_{пп}$	3,80
Давление пара перед ЦНД	МПа	$p_0^{\text{ЦНД}}$	0,3
КПД ЦВД	%	$\eta_{\text{цвд}}$	88
КПД ЦСД	%	$\eta_{\text{цсд}}$	90
КПД ЦНД	%	$\eta_{\text{цнд}}$	80

Название параметра	Размерность	Обозначение	Значение
Расход свежего пара	кг/с	G_0	652,846
Расход пара, поступающего на промперегрев	кг/с	$G_{пп}$	540,558
Расход пара, поступающего в конденсатор	кг/с	G_k	429,316
Давление в конденсаторе	кПа	p_k	3,5
Температура питательной воды	°С	$t_{пв}$	270
Давление в деаэраторе	МПа	p_d	0,7
Относительные расходы пара, отбираемого в систему регенерации:			
- П1	-	α_1	0,0322
- П2	-	α_2	0,0328
- П3	-	α_3	0,0335
- П4	-	α_4	0,0371
- Д (П5)	-	α_5	0,0349
- П6	-	α_6	0,0481
- П7	-	α_7	0,0818
- П8	-	α_8	0,0902
Технико-экономические показатели К-800-240			
Мощность ПСУ	МВт	$N_{э}^{пт_1}$	818,3
Удельный расход теплоты	кДж/(кВт·ч)	q_i	7489
Абсолютный электрический КПД брутто ПСУ	%	$\eta_{э}^{псу_1}$	47,1

3.2.2. Описание конструкции паровой турбины основного блока К-800-240

Паровая турбина К-800-240 ЛМЗ имеет номинальную мощность 818 МВт с начальным абсолютным давлением 24 МПа, предназначена для привода двухполюсного генератора переменного тока ТВВ-800-2, для работы в блоке с прямоточным котлом ТПП-804, использующим органическое топливо.

Турбина имеет 8 нерегулируемых отборов пара (рис. 18), предназначенных для подогрева питательной воды в ПВД, основного конденсата – в ПНД,

деаэраторе повышенного давления. Кроме регенеративных отборов, допускаются отборы пара без снижения номинальной мощности на подогрев сетевой воды и на собственные нужды станции.

Турбина представляет собой одновальный пятицилиндровый агрегат, выполненный по схеме 1ПВД+1ЦСДx2+3ЦНДx2.

Свежий пар из котла по двум трубопроводам подводится к двум коробкам стопорных клапанов, установленных впереди ЦВД. Каждая коробка стопорного клапана заблокирована с двумя коробками регулирующих клапанов, от которых пар по четырем трубам подводится к ЦВД.

ЦВД имеет внутренний корпус, в патрубки которого вварены сопловые коробки. Паропроводящие штуцера имеют сварные соединения с наружным корпусом цилиндра и подвижные – с горловинами сопловых коробок.

После промежуточного перегрева пар по двум паропроводам подводится к двум стопорным клапанам ЦСД, установленным по обе стороны цилиндра, и от них – к четырем регуливающим клапанам, расположенным непосредственно на корпусе ЦСД. ЦСД выполнен двухпоточным, причем первые три ступени каждого потока размещены в общем внутреннем корпусе. Из выхлопных патрубков ЦСД пар по четырем трубам поступает в водородный пароперегреватель, где нагревается, а затем отдает тепло в паропаровом теплообменнике и возвращается в ЦНД. В случае работы только основного блока пар из ЦСД сразу поступает к трем ЦНД через переходные патрубки.

Все ЦНД – двухпоточные, по пять ступеней в каждом потоке. По трем выхлопам ЦНД присоединены к каждому конденсатору.

Роторы частей высокого и среднего давления – цельнокованные, роторы ЦНД – с насадными дисками. Длина рабочей лопатки последней ступени ЦНД – 1200 мм, средний диаметр этой ступени – 3000 мм. Все роторы имеют жесткие соединительные муфты и по две опоры. Фикспункт валопровода (упорный подшипник) расположен между ЦВД и ЦСД.

Турбина снабжена паровыми лабиринтными уплотнениями. Из концевых каминных камер уплотнений всех цилиндров паровоздушная смесь отсасывается водоструйным эжектором через вакуумный охладитель.

Максимальный расход пара, на который при указанных начальных параметрах спроектирована турбина, составляет 730 кг/с. При этом турбоагрегат может развивать мощность, измеряемую на зажимах генератора, равную 850 МВт.

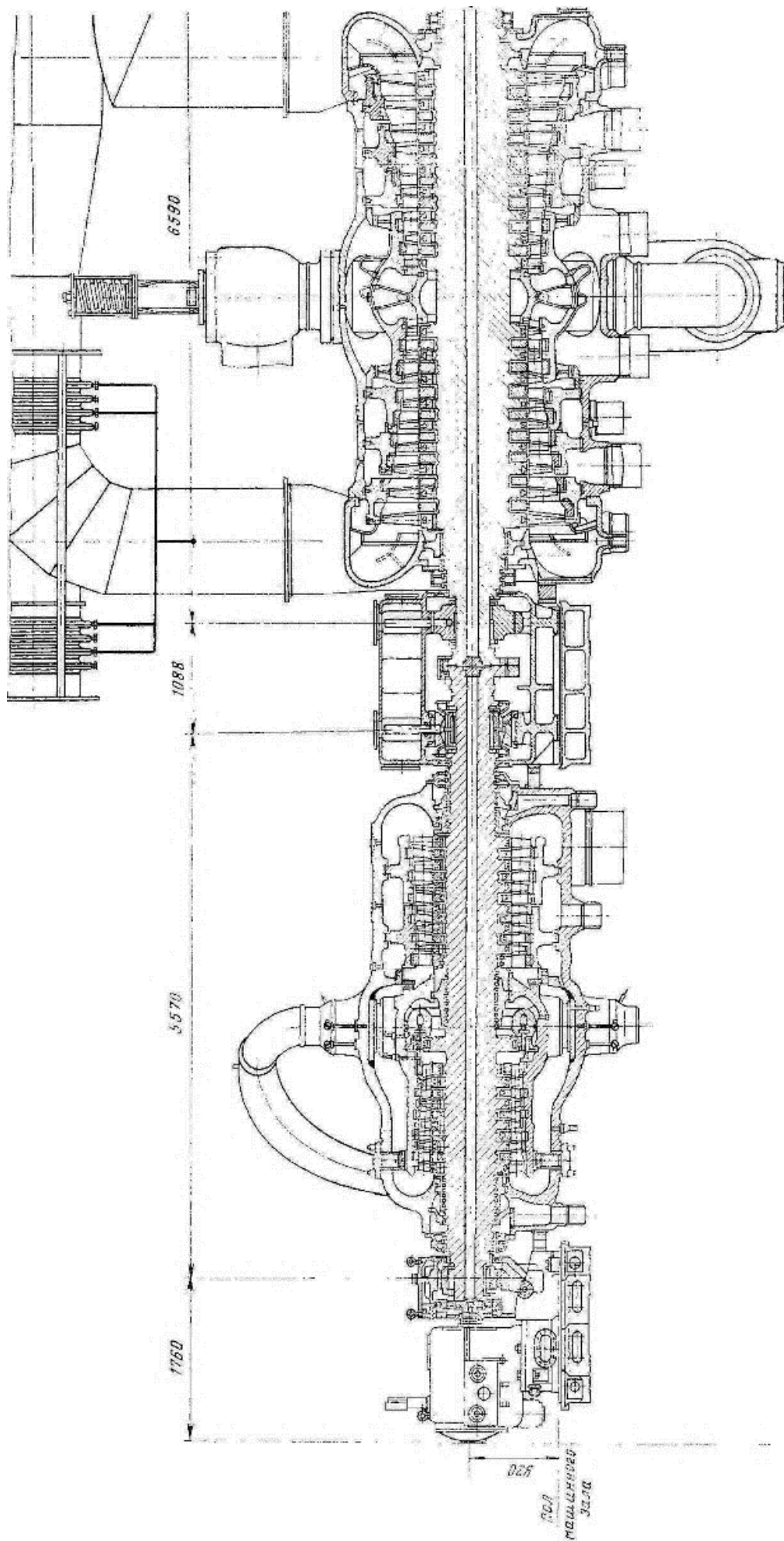


Рис. 18а – Продольный разрез ЦВД и ЦСД турбины К-800-240

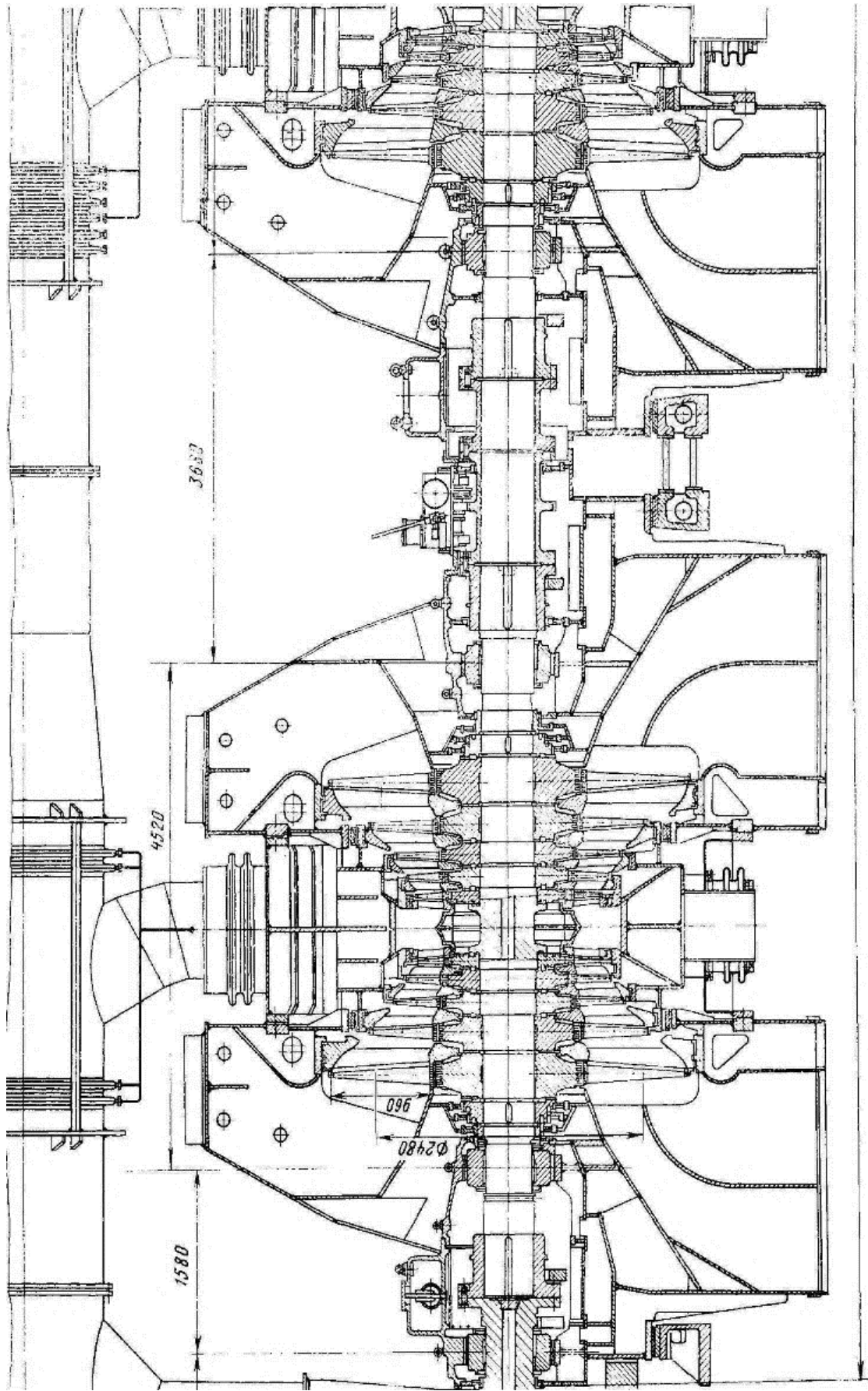


Рис. 186 – Продольный разрез ЦНД турбины К-800-240

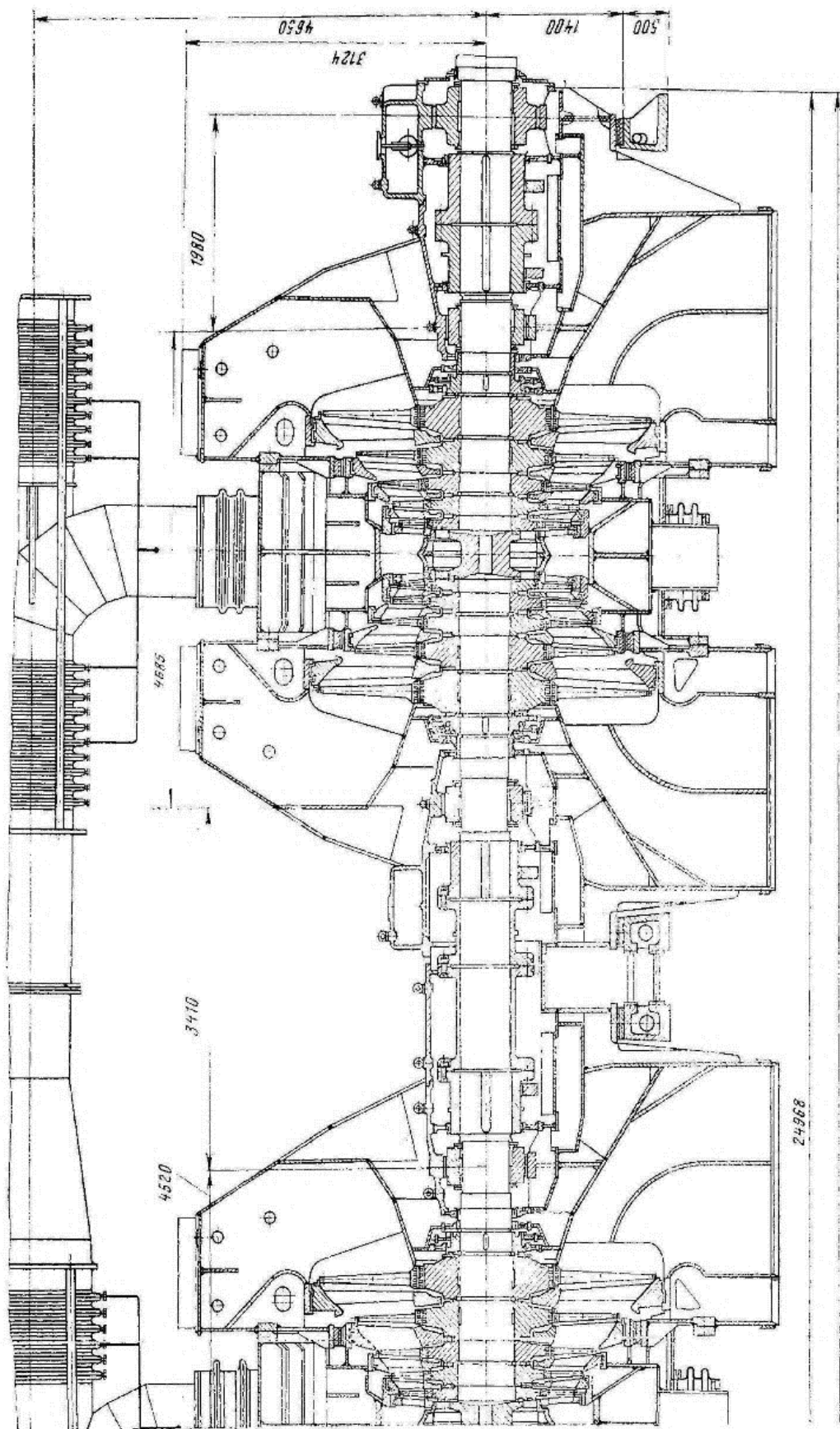


Рис. 18в – Продольный разрез ЦНД турбины К-800-240 (продолжение)

Глава 4. Присоединенный паротурбинный блок, рассчитанный на суперсверхкритические параметры пара, для энергетической установки с третьим высокотемпературным перегревом пара

4.1. Расчёт тепловой схемы присоединенного блока

В качестве турбины для присоединенного паротурбинного блока была разработана паровая турбина с применением новых технических решений (п. 6.1) и повышением давления свежего пара до 30 МПа. Новая турбина будет иметь маркировку К-250-300.

На рис. 19 представлена принципиальная схема принятой паротурбинной установки.

Параметры свежего пара перед стопорными клапанами $p_0=30$ МПа, $t_0=650^\circ\text{C}$. По этим параметрам найдем энтальпию и энтропию пара $h_0=3595,440$ кДж/кг, $S_0=6,4077$ кДж/кг·К.

Давление после клапанов с учетом потерь в них равно (потери составляют 2,2%, поскольку разработана новая система парораспределения (п. 6.1.1)):

$$p'_0 = p_0(1 - \zeta_{\text{кл}}) = 30 \cdot (1 - 0,022) = 29,40 \text{ МПа.}$$

Найдем параметры пара на входе в турбину при неизменной энтальпии $h_0 = \text{const} = 3595,440$ кДж/кг, $S'_0 = 6,4113$ кДж/кг.

Определим давление пара за ЦВД, учитывая, что давление после промперегрева $p_{\text{mn}} = 6$ МПа, а потери давления в тракте промежуточного перегрева $\Delta p / p_{\text{mn}} = 0,1$:

$$p_1 = 1,1 \cdot 6 = 6,6 \text{ МПа.}$$

Найдем значение энтальпии за ЦВД:

$$h_1 = h_0 - (h_0 - h_{1t}) \eta_{oi}^{\text{ЦВД}} = 3595,440 - (3595,440 - 3117,180) \cdot 0,88 = 3174,571 \text{ кДж/кг,}$$

где h_{1t} – энтальпия пара при изоэнтропийном расширении;

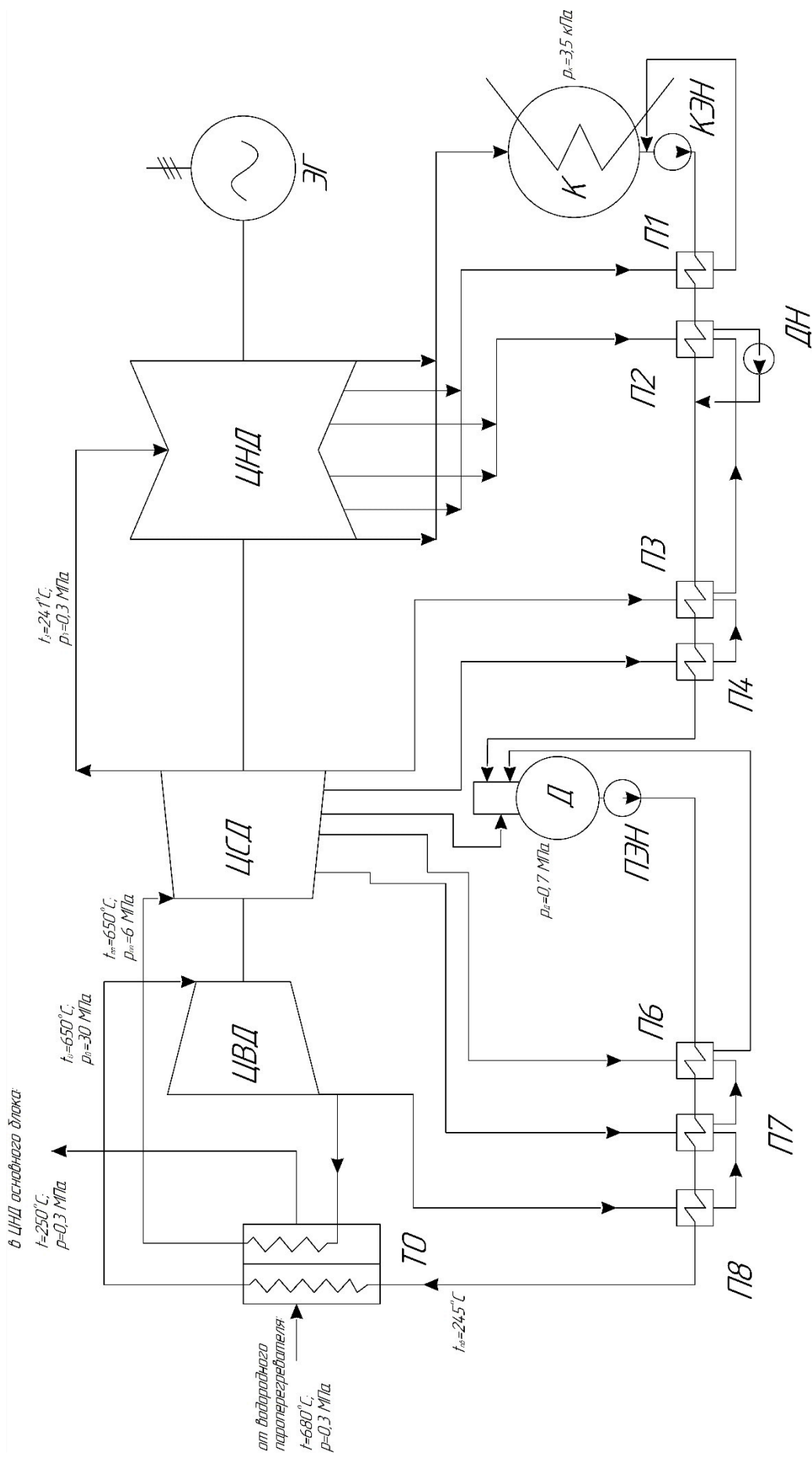


Рис. 19. Принципиальная схема К-250-300:

ТО – паропаровой теплообменник, ЦВД – цилиндр высокого давления, ЦСД – цилиндр среднего давления, ЦНД – цилиндр высокого давления, ЭГ – электрогенератор, К – конденсатор, КЭН – конденсатный электронасос, ПЭН – питательный электронасос, Д – деаэрактор, П1..П8 – регенеративные подогреватели, ДН – дренажный насос.

$\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,85 \dots 0,9$ - КПД ЦВД ориентировочный. Принимаем $\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,88$.

Параметры пара после промперегрева $p_m = 3,8$ МПа, $t_m = 540^\circ\text{C}$,
 $h_m = 3774,782$ кДж/кг, $S_m = 7,2985$ кДж/кг·К.

Давление пара за ЦСД выбираем $P_2 = 0,30$ МПа для того, чтобы обеспечить размеры ЦНД приемлемыми по конструктивным соображениям (4 ступени в одном потоке).

Найдем величину энтальпии за ЦСД:

$$h_2 = h_m - (h_m - h_{2t})\eta_{oi}^{ЦСД} = 3774,782 - (3774,782 - 2859,030) \cdot 0,90 = 2950,605 \text{ кДж/кг},$$

где h_{2t} – энтальпия пара при изоэнтропийном расширении;

$\eta_{oi}^{ЦСД} = 0,9 \dots 0,93$ - КПД ЦСД ориентировочный. Принимаем $\eta_{oi}^{ЦСД} = 0,90$.

Оценим потери в перепускном патрубке между ЦСД и ЦНД по формуле:

$$\Delta p_{пер} = 0,02 \cdot p_2 = 0,02 \cdot 0,30 = 0,006 \text{ МПа}.$$

Давление пара перед ЦНД:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{пер} = 0,30 - 0,006 = 0,294 \text{ МПа}.$$

Определим параметры пара перед ЦНД $p_3 = 0,294$ МПа, $t_3 = 241,37^\circ\text{C}$,
 $h_3 = 2950,605$ кДж/кг, $S_3 = 7,4939$ кДж/кг·К.

Найдем энтальпию пара за ЦНД:

$$h_k = h_3 - (h_3 - h_{kt})\eta_{oi}^{ЦНД} = 2950,605 - (2950,605 - 2241,550) \cdot 0,85 = 2347,908 \text{ кДж/кг},$$

где h_{kt} – энтальпия пара при изоэнтропийном расширении;

$\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,85$ - КПД ЦНД с учетом установленных распределительных решеток на входе в сопловой аппарат последней ступени ЦНД.

На рис. 20 представлен процесс расширения пара в h,s – диаграмме.

h , кДж/кг

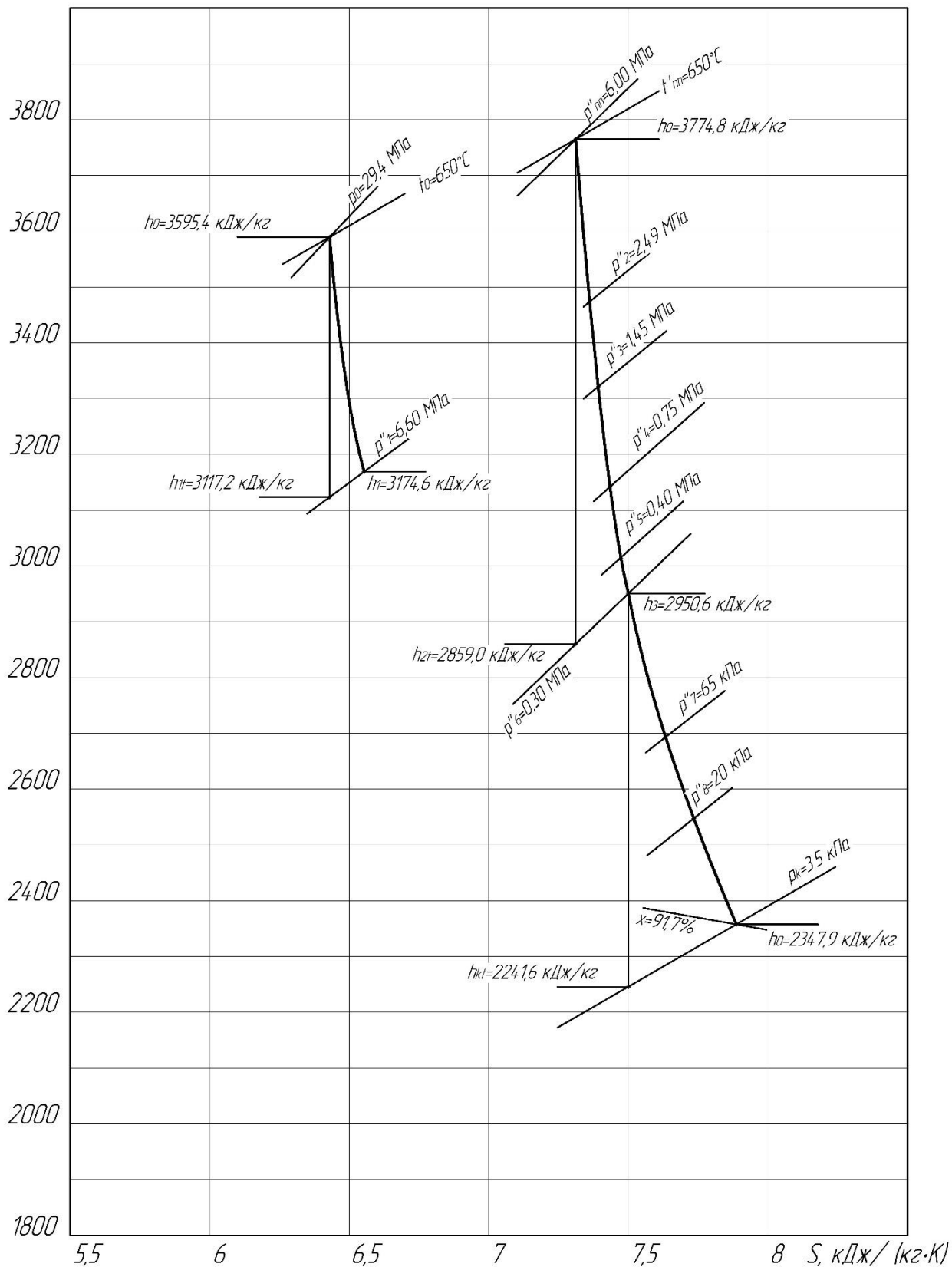


Рис.20. Расширение пара в модернизированной паровой турбине присоединенного блока в h, s - диаграмме

4.1.1. Расчет подогревателей

В соответствии с принятым вариантом тепловой схемы суммарное повышение энтальпии питательной воды от h_k в конденсаторе до $h_{пв}$ перед паропаровым теплообменником распределяется по подогревателям, исходя из принципа равномерного подогрева в ПНД и ПВД по ступеням, и выбираются параметры греющего пара в подогревателях и в отборах турбины.

Принимаем деаэратор повышенного давления $p_d=0,7$ МПа и температурой насыщения $t_d=165$ °С.

Исходя из тепловой схемы, найдем температуры конденсата и питательной воды, выходящих из деаэратора, ПНД (4шт.) и ПВД (3шт.) соответственно. Температуру питательной воды примем $t_{пв}=245$ °С.

$$\Delta t_{ПВД} = \frac{t_{п.в} - t_d}{n_{ПВД}} = \frac{245 - 165}{3} = 26,7 \text{ } ^\circ\text{С.}$$

$$\Delta t_{ПНД} = \frac{t_d - t_k}{n_{ПНД} + 1} = \frac{165 - 26,72}{4 + 1} = 27,6 \text{ } ^\circ\text{С.}$$

Найдем температуры воды, выходящей из подогревателей. Результаты представлены в табл. 12.

Таблица 12

П-8	П-7	П-6	Д	П-4	П-3	П-2	П-1
$t_8 = t_{п.в}$	t_7	t_6	t_d	t_4	t_3	t_2	t_1
245	218,33	191,67	165	137,4	109,8	82,2	54,6

Учитывая, что недогрев конденсата греющего пара присутствует в ПНД и ПВД. Найдем температуры конденсата греющего пара с учетом недогрева. Примем $\Delta t'_{ПВД} = 2$ °С и $\Delta t'_{ПНД} = 4$ °С. Результаты представлены в табл. 13.

Таблица 13

П-8	П-7	П-6	Д	П-4	П-3	П-2	П-1
$t_8 = t_{п.в}$	t_7	t_6	t_d	t_4	t_3	t_2	t_1
247	220,33	193,67	165	141,4	113,8	86,2	58,6

Этим температурам соответствует энтальпия и давление конденсата греющего пара (по параметрам насыщения). Значение указаны в табл. 14.

Таблица 14

П-8	П-7	П-6	Д	П-4	П-3	П-2	П-1
О-1	О-2	О-3	О-4	О-5	О-6	О-7	О-8
h'_1	h'_2	h'_3	h'_4	h'_5	h'_6	h'_7	h'_8
1071,206	945,354	824,112	697,274	594,888	477,042	360,845	245,635
p'_1	p'_2	p'_3	p'_4	p'_5	p'_6	p'_7	p'_8
3,782	2,335	1,359	0,700	0,376	0,163	0,061	0,019

При транспортировке греющего пара из камеры отбора турбины до соответствующего подогревателя на преодоление путевых и местных сопротивлений затрачивается от 5 до 8% давления в отборе. Принимая, что затрачивается 6,5%. В отборах турбины должны быть соответственно давления $p''_j = 1,065 \cdot p'_j$. Принимая что затрачивается 6,5%. Давления представлены в табл. 15.

Таблица 15

О-1	О-2	О-3	О-4	О-5	О-6	О-7	О-8
p''_1	p''_2	p''_3	p''_4	p''_5	p''_6	p''_7	p''_8
4,027	2,487	1,447	0,746	0,400	0,173	0,065	0,020

По конструктивным соображениям делаем 1 и 6 отбор за ЦВД и ЦСД. При этом давление $p_1'' = 6,60$ МПа, $p_1' = 6,197$ МПа, $h_1' = 1224,749$ кДж/кг, $h_8 = 1071,206$ кДж/кг -энтальпия воды на выходе из П-8 (при температуре 247°C). Для подогревателя номер 3 $p_6'' = 0,300$ МПа, $p_6' = 0,282$ МПа, $h_6' = 551,985$ кДж/кг, $h_3 = 477,042$ кДж/кг (при температуре 113,8°C).

Отложим давления отборов на процессе турбины в h,s – диаграмме. Этим давления соответствуют энтальпии отбора пара из турбины, представленные в табл. 16.

Таблица 16

Номер отбора	Энтальпия греющего пара из турбины h_j , кДж/кг
1	3174,571
2	3473,766
3	3315,159
4	3145,491
5	3007,746
6	2950,605
7	2697,301
8	2543,128

Найдем коэффициенты отбора пара из турбины на регенеративный подогрев в каждом подогревателе по формуле:

$$\alpha_m = \frac{\beta_m (h_{n.в}^{вх} - h_{n.в}^{вх}) - (h_{m+1}' - h_m') \sum_{m+1}^z \alpha_j}{h_m - h_m'}$$

где β_m - коэффициент, указывающий количество питательной воды, протекающей через рассматриваемый подогреватель, отнесенное к количеству питательной воды на входе в котел, h_m, h_m' - энтальпии отбираемого пара и его конденсата, α_j - относительные расходы пара на регенеративные подогреватели, расположенные выше по давлению, и через них организован «каскадный» слив конденсата.

Расчет представлен в табл. 17.

Таблица 17

Номер подогревателя	Обозначение	Отбор	$(1 - \sum \alpha) H_{из}$, кДж/кг
-	Теплоперепад от состояния свежего пара до верхнего отбора	0	420,869
8	α_8	0,0596	283,076
7	α_7	0,0579	139,978
6	α_6	0,0416	142,681
5(Д)	α_5	0,0406	110,242
4	α_4	0,0390	43,503

<i>Номер подогревателя</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Отбор</i>	$(1 - \sum \alpha) H_{iz}$, кДж/кг
3	α_3	0,0357	183,813
2	α_2	0,0357	106,368
1	α_1	0,0351	127,837

Приведенный использованный теплоперепад равен:

$$\overline{H}_i = \sum (1 - \sum \alpha) H_{iz} = 1558,368 \text{ кДж/кг.}$$

Расход пара, генерируемого паропаровым теплообменником пара, для присоединенного блока определим из теплового баланса:

$$G_0'' = \frac{(G_0' \cdot (1 - \alpha_8' - \alpha_7') + B_{H_2} + B_{O_2}) \cdot (h_0^{TO} - h_{0ЦНД}^I)}{(1 - \alpha_8'')(h_{ГПП}'' - h_{ХПП}'' + (h_0'' - h_{ПВ}''))} =$$

$$= \frac{(658,646 \cdot (1 - 0,0902 - 0,0818) + 3,490 + 27,922) \cdot (3882,760 - 2967,725)}{(1 - 0,0596)(3774,782 - 3174,571) + (3595,440 - 1065,360)} = 165,142 \text{ кг/с,}$$

где $B_{H_2} = 3,490 \text{ кг/с}$ и $B_{O_2} = 27,922 \text{ кг/с}$ - расход водорода и кислорода для реализации третьего высокотемпературного перегрева (см. гл.5).

4.1.2. Технико-экономические показатели

Количество теплоты q_1 , затрачиваемой в котле на получение 1 кг пара составляет:

$$q_1 = h_0 - h_8' + (1 - \alpha_8)(h_m - h_1) = 3595,440 - 1061,561 +$$

$$+ (1 - 0,0596) \cdot (3774,782 - 3174,571) = 3098,319 \text{ кДж/кг.}$$

Абсолютный внутренний КПД равен:

$$\eta_{ip} = \frac{\overline{H}_i}{q_1} = \frac{1558,368}{3098,319} = 0,503.$$

Удельный расход теплоты:

$$q_i = \frac{1}{\eta_{ip}} = \frac{1}{0,503} = 1,988 \frac{\text{кДж}}{\text{кДж}} = 7157 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

Абсолютный электрический КПД равен:

$$\eta_{э} = \eta_{ip} \cdot \eta_{эс} \cdot \eta_{м} = 0,530 \cdot 0,987 \cdot 0,996 = 0,494.$$

Мощность присоединенного паротурбинного блока:

$$N_{э} = \eta_{м} \eta_{эс} \cdot G_0 \cdot \bar{H}_i = 0,996 \cdot 0,987 \cdot 165,142 \cdot 1558,368 = 252,990 \text{ МВт.}$$

Результаты расчёта (п. 4.1.1 и 4.1.2) представлены в сводной таблице 18.

Таблица 18

Название параметра	Размерность	Обозначение	Значение
Параметры цикла ПТУ присоединенного блока:			
Температура свежего пара	°С	t_0	650
Давление свежего пара перед СК ВД	МПа	p_0	30
Температура пара промперегрева	°С	$t_{пп}$	650
Давление пара перед ЦСД после промперегрева	МПа	$p_{пп}$	6,00
Давление пара перед ЦНД	МПа	$p_0^{\text{ЦНД}}$	0,294
КПД ЦВД	%	$\eta_{\text{цвд}}$	88
КПД ЦСД	%	$\eta_{\text{цсд}}$	90
КПД ЦНД	%	$\eta_{\text{цнд}}$	85
Расход свежего пара	кг/с	G_0	165,142
Расход пара, поступающего на промперегрев	кг/с	$G_{пп}$	155,299
Расход пара, поступающего в конденсатор	кг/с	$G_{к}$	108,141
Давление в конденсаторе	кПа	$p_{к}$	3,5
Температура питательной воды	°С	$t_{пв}$	245
Давление в деаэраторе	МПа	$p_{д}$	0,7
Относительные расходы пара, отбираемого в систему регенерации:			
- П1	-	α_1	0,0351
- П2	-	α_2	0,0357
- П3	-	α_3	0,0357
- П4	-	α_4	0,0390
- Д (П5)	-	α_5	0,0406
- П6	-	α_6	0,0416
- П7	-	α_7	0,0579

Название параметра	Размерность	Обозначение	Значение
- П8	-	α_8	0,0596
Технико-экономические показатели К-800-240			
Мощность ПСУ	МВт	$N_3^{пт_1}$	253,0
Удельный расход теплоты	кДж/(кВт·ч)	q_i	7157
Абсолютный электрический КПД брутто ПСУ	%	$\eta_3^{псу_1}$	49,4

4.2. Тепловой и аэродинамический расчет проточной части паровой турбины присоединенного блока

4.2.1. Цилиндр высокого давления

В таблице 19 представлены основные параметры первой и последней ступеней ЦВД.

Таблица 19

Параметр	Формула	Значение
Степень реактивности по всему ЦВД, ρ	Принимаем	0,5
Коэффициент скорости сопловой решетки φ	Принимаем	0,96
Коэффициент расхода сопловой решетки первой ступени μ	Принимаем	0,97
Перекрыша между высотами первой ступени Δ , м	Принимаем	0,002
Внутренний КПД ЦВД $\eta_{oi}^{ЦВД}$	Принимаем	0,88
Корневой диаметр первой ступени d_k , м	Принимаем	0,87
Средний диаметр первой ступени d_1 , м	Принимаем (в первом приближении)	0,885
Эффективный угол выхода из сопловой решетки α_{13}	Принимаем	20,0
Энтропия перед первой ступенью S_0 , кДж/(кг·К)	h,s-диаграмма	6,4113
Температура перед первой ступенью t_0 , °С	h,s-диаграмма	647
Оптимальное значение u/c_ϕ , м/с	$X = \frac{\varphi \cos \alpha_{13}}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,638
Окружная скорость первой ступени u_1 , м/с	$u = \pi dn$	139,056
Фиктивная скорость c_ϕ , м/с	$c_\phi = u/X$	217,996

Параметр	Формула	Значение
Располагаемый теплоперепад сопловой решетки первой ступени H_{01}^* , кДж/кг	$H_{01}^* = \frac{c_{\phi}^2}{2}(1-\rho)$	11,881
теоретическая скорость c_{1t} , м/с	$c_{1t} = \sqrt{2H_{01}^*}$	154,146
Теоретическая энтальпия за сопловым аппаратом первой ступенью h_{1t} , кДж/кг	$h_{1t} = h_0^* - H_{01}^*$	3583,559
Удельный объем пара за первой ступенью при изоэнтропийном процессе расширения v_{1t} , м ³ /кг	h,s-диаграмма	0,013142
Высота первой ступени l_{11} , м	$l_{11} = \frac{G_0 v_{1t}}{c_{1t} \mu_1 \pi d_1}$	0,015
Средний диаметр первой ступени d_1 , м	$d_1 = d_k + l_{11}$	0,885
Погрешность Δ , %	$\Delta = \frac{d_1 - d_1'}{d_1}$	0,000
Высота рабочей лопатки первой ступени l_{21} , м	$l_{21} = l_{11} + \Delta$	0,017
Параметры пара за последней ступенью ЦВД:		
Энтальпия пара при изоэнтропийном расширении пара в ЦВД h_{zt} , кДж/кг	h,s-диаграмма	3117,18
Теоретический перепад на ЦВД H_0^* , кДж/кг	$H_0^* = h_0^* - h_{zt}$	478,260
Теплоперепад перепад на ЧВД ЦВД H_{0i} , кДж/кг	$H_i = H_0^* \eta_{oi}^{ЦВД}$	420,869
Объем за ЦВД v_{2z} , м ³ /кг	h,s-диаграмма	0,042964
Высота рабочей лопатки последней ступени l_{2z} при линейно изменяющемся удельном объеме и постоянном корневом диаметре ЦВД	$l_{2z}^2 + l_{2z} d_k = l_{21} d_{21} \frac{v_{2z}}{v_{2t}}$	0,05406
Средний диаметр последней ступени ЦВД d_{2z} , м	$d_{2z} = d_k + l_{2z}$	0,924

Произведем разбивку теплоперепадов, предположив, что диаметр ступеней и высота лопаток изменяются вдоль ЦВД линейно. Далее определяем по формулам для каждой ступени:

- обратную веерность $\theta_i = \frac{l_{2i} + d_k}{l_{2i}}$;

- степень реактивности $\rho_i = \rho_k + \frac{1,8}{1,8 + \theta_i}$;

- характеристическое отношение $X_i = \frac{\varphi \cos \alpha_{12}}{2\sqrt{1-\rho_i}}$;

- теплоперепад по статическим параметрам $H_i = 12,3 \cdot \left(\frac{d_i}{X_i}\right)^2 \cdot \left(\frac{n}{50}\right)^2 K_0$, где

$K_0=1$ для первой ступени, $K_0=0,95$ для последующих ступеней;

Определяем среднее значение теплоперепадов:

$$H_{0cp} = \frac{\sum_{i=1}^z H_i}{z} = 24,743 \text{ кДж/кг},$$

где $z=20$ – принятое число ступеней.

Коэффициент возврата теплоты:

$$q_t = 4,8 \cdot 10^{-4} \cdot (1 - \eta_{oi}^{ЦВД}) \cdot H_0^* \frac{z-1}{z} = 4,8 \cdot 10^{-4} \cdot (1 - 0,88) \cdot 478,260 \frac{20-1}{20} = 0,026.$$

Новое значение количества ступеней ЦВД:

$$z_{\text{новое}} = \frac{H_0^*(1+q_t)}{H_{0cp}} = \frac{478,260(1+0,026)}{24,743} = 20.$$

Невязка после разбивки теплоперепадов:

$$\Delta = \frac{H_0^*(1+q_t) - \sum_{i=1}^z H_i}{z} = -0,205 \text{ кДж/кг}.$$

Уточняем значение теплоперепадов на каждую ступень с учётом невязок:

$$H_i^{\text{новое}} = H_i + \Delta.$$

Результаты расчётов представлены в табл. 20 и на рис. 21-27.

Таблица 20

№ ступени	d_i , м	l_i , м	θ	ρ_i	X_i	H_i , кДж/кг	$H_i^{\text{новое}}$, кДж/кг
1	0,885	0,017	51,291	0,534	0,661	23,690	23,485
2	0,887	0,019	46,223	0,537	0,663	23,799	23,594
3	0,889	0,021	42,084	0,541	0,666	23,909	23,704
4	0,891	0,023	38,639	0,545	0,668	24,019	23,814
5	0,893	0,025	35,728	0,548	0,671	24,129	23,924
6	0,895	0,027	33,236	0,551	0,673	24,239	24,035
7	0,898	0,029	31,078	0,555	0,676	24,350	24,145
8	0,900	0,031	29,191	0,558	0,679	24,461	24,256
9	0,902	0,033	27,527	0,561	0,681	24,572	24,367
10	0,904	0,035	26,049	0,565	0,684	24,684	24,479
11	0,906	0,037	24,728	0,568	0,686	24,795	24,590
12	0,908	0,039	23,539	0,571	0,689	24,907	24,702
13	0,910	0,040	22,464	0,574	0,691	25,019	24,815
14	0,912	0,042	21,487	0,577	0,694	25,132	24,927
15	0,914	0,044	20,595	0,580	0,696	25,245	25,040
16	0,916	0,046	19,778	0,583	0,699	25,357	25,153
17	0,918	0,048	19,026	0,586	0,701	25,471	25,266
18	0,920	0,050	18,332	0,589	0,704	25,584	25,379
19	0,922	0,052	17,69	0,592	0,706	25,698	25,493
20	0,924	0,054	17,094	0,595	0,709	25,812	25,607

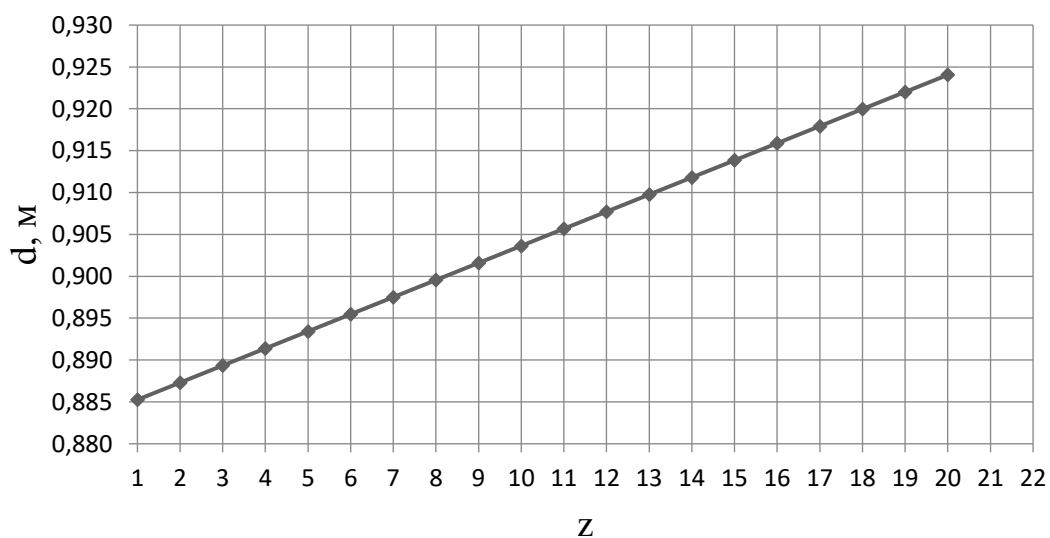


Рис. 21. Распределение средних диаметров по проточной части ЧВД ЦВД

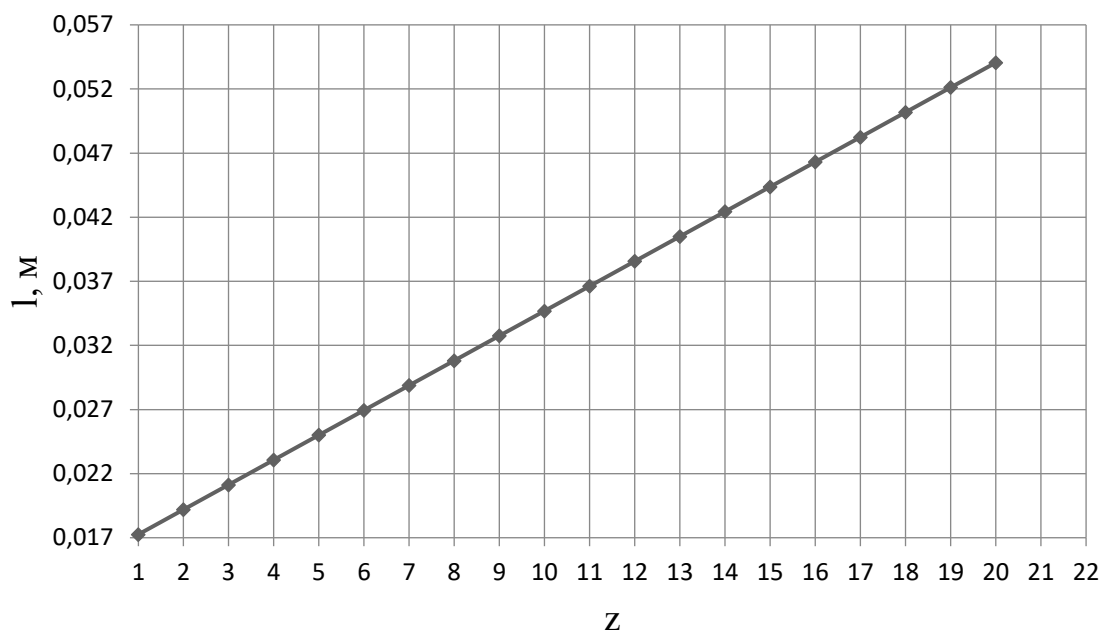


Рис. 22. Распределение высот лопаток по проточной части ЧВД ЦВД

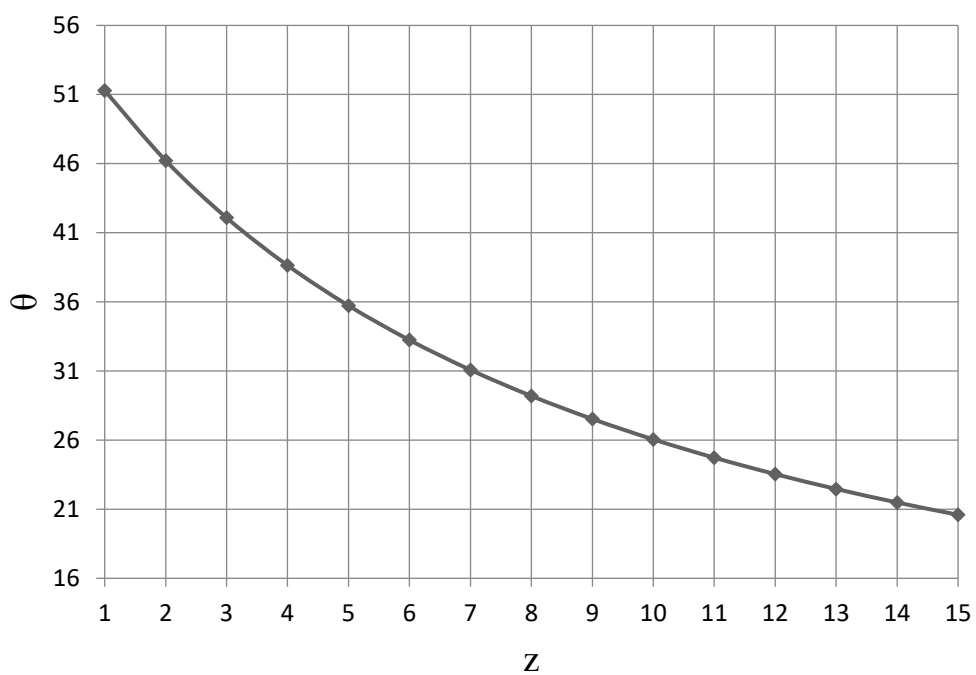


Рис. 23. Распределение обратной веерности по проточной части ЧВД ЦВД

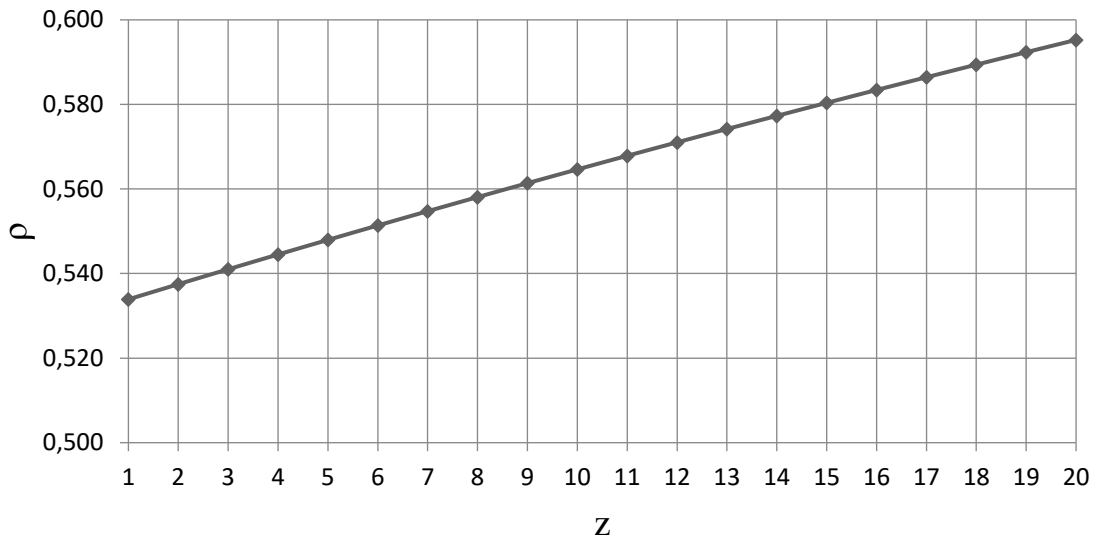


Рис. 24. Распределение степени реактивности по проточной части ЧВД ЦВД

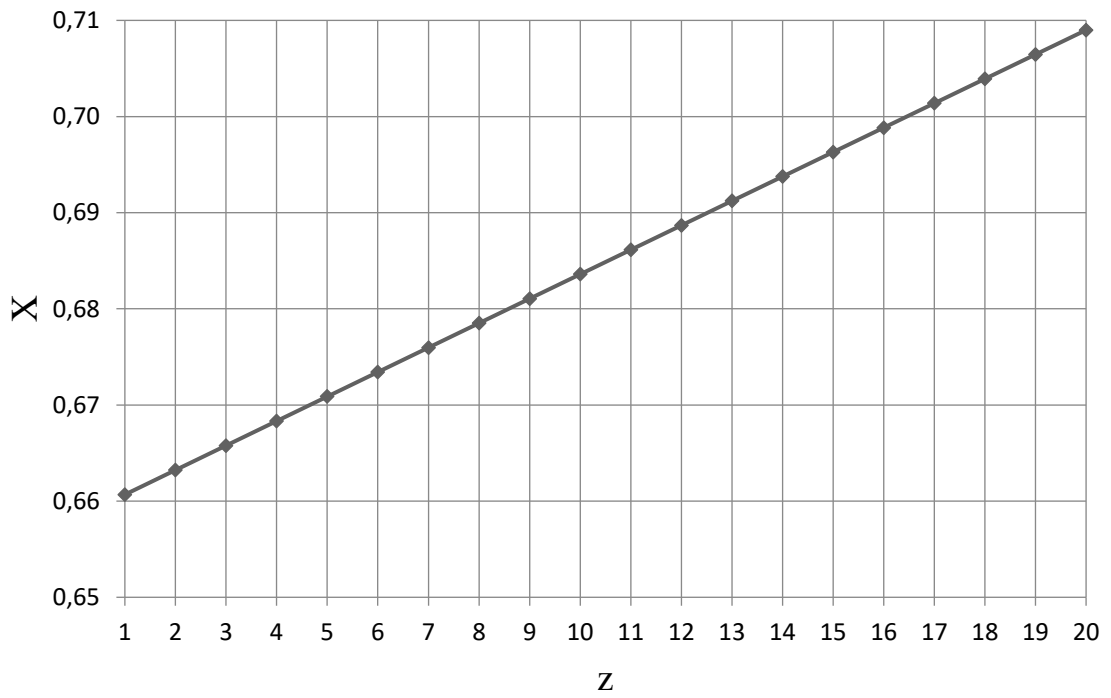


Рис. 25. Распределение ω/c_ϕ по проточной части ЧВД ЦВД

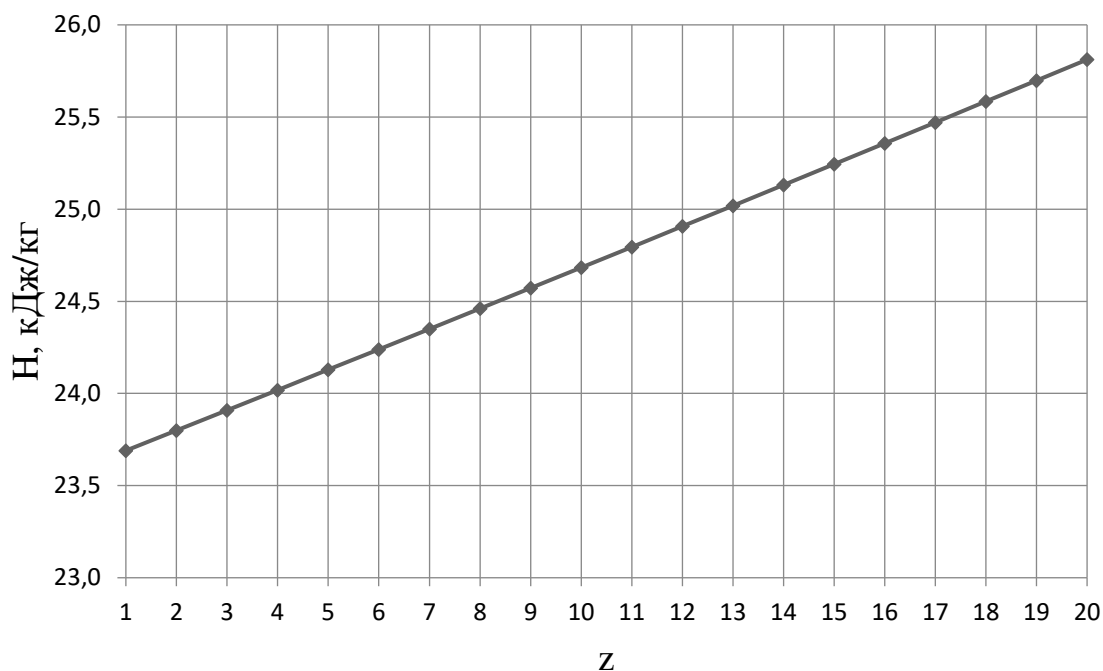


Рис. 26. Распределение теплоперепадов по проточной части ЧВД ЦВД

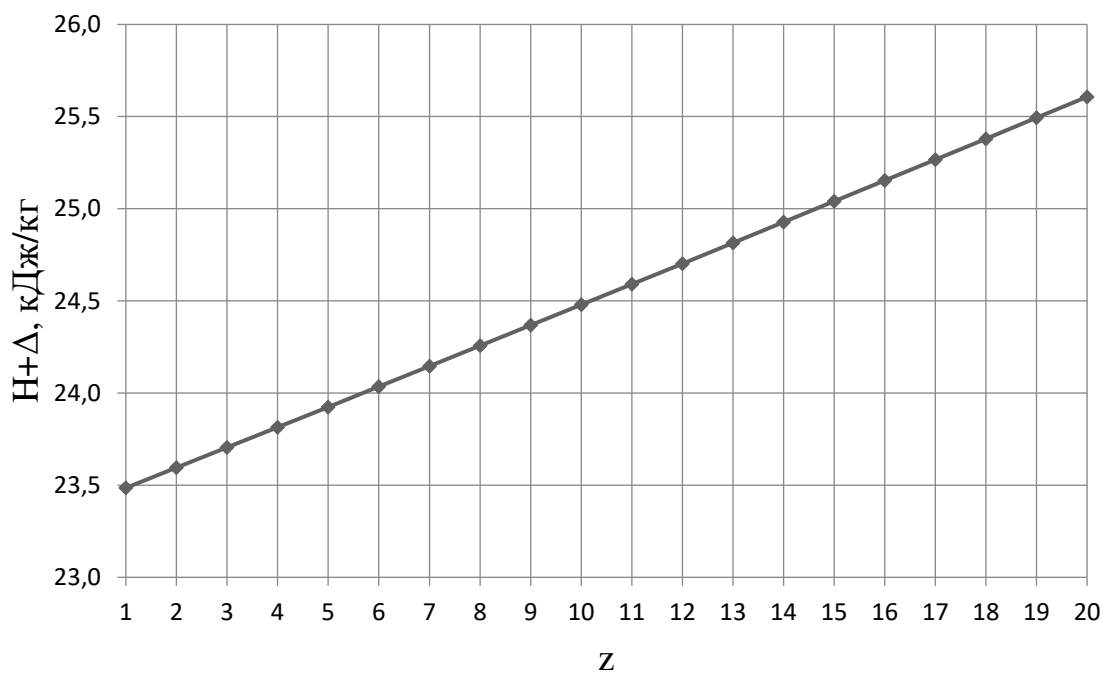


Рис. 27. Распределение теплоперепадов с учётом невязки по проточной части ЧВД ЦВД

4.2.2. Цилиндр среднего давления

Для определения высоты последней лопатки ЦСД зададимся следующими величинами $d_k=1,15$ м – корневой диаметр ЦСД (постоянный), $\rho_{kz}=0,1$ – корневая степень реактивности, $c_{2z}=82$ м/с – выходная скорость из последней ступени, $\varphi=0,97$ – коэффициент скорости сопловой решетки.

Запишем уравнение неразрывности для сечения за рабочей решеткой и соотношение для среднего диаметра рабочего колеса последней ступени:

$$\pi c_{az} l_{2z}^2 + \pi d_{\kappa} c_{az} l_{2z} = G_z v_z,$$

где $G_z = 134,409$ кг/с – расход пара перед последней ступенью ЦСД;

$v_z = 0,783$ м³/кг (по $p_{\kappa} = 0,3$ МПа, $h_{\kappa} = 2950,605$ кДж/кг) – удельный объем в конце ЦСД.

Решая квадратное уравнение, получаем положительный корень, который определяет значение высоты рабочей лопатки последней ступени ЦСД $l_z = 0,286$ м. Принимая перекрышу в последней ступени ЦНД $\Delta = 5$ мм. Тогда высота сопловой лопатки последней ступени ЦСД $l_{1z} = 0,281$ м.

Средний диаметр рабочего колеса последней ступени ЦСД:

$$d_{2z} = d_{\kappa} + l_{2z} = 1,15 + 0,286 = 1,436 \text{ м.}$$

Окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса последней ступени ЦНД:

$$u_{2z} = \pi d_{2z} n = \pi \cdot 1,436 \cdot 50 = 225,566 \text{ м/с.}$$

Зададимся углом выхода потока из сопловой лопатки $\alpha_1 = 16^\circ$.

Степень реактивности на среднем диаметре последней ступени ЦНД:

$$p_{cp2z} = 1 - (1 - \rho_{\kappa}) \left(\frac{d_{cp2}}{d_{\kappa}} \right)^{-2 \cdot \varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = 1 - (1 - 0,10) \left(\frac{1,436}{1,15} \right)^{-2 \cdot 0,97^2 \cos^2 16^\circ} = 0,388.$$

Оптимальное характеристическое отношение определяется по формуле:

$$X = \left(\frac{u_{cp2}}{c_{\phi}} \right)_{opt} = \frac{\varphi^2 \cos \alpha_1}{2 \sqrt{1 - \rho_{cp}}} = \frac{0,97^2 \cos 16^\circ}{2 \sqrt{1 - 0,388}} = 0,578.$$

Тогда:

$$c_{\phi} = \frac{u_{cp2}}{X} = \frac{224,566}{0,578} = 390,103 \text{ м/с.}$$

Располагаемый теплоперепад на ступень:

$$H_{0z} = \frac{c_{\phi z}^2}{2} = \frac{390,103^2}{2} = 76,090 \text{ кДж/кг.}$$

Для нахождения высот лопаток первой ступени ЦСД зададимся следующими параметрами: $d_k=1,15$ м (т.к. корневой диаметр не изменяется по проточной части ЦНД, $\rho_{kz}=0,15$ – корневая степень реактивности, $\alpha_1=12,3^\circ$ – угол входа потока в рабочую решетку первой ступени, $\varphi=0,97$ – коэффициент скорости сопловой решетки. В первом приближении примем $d_{1cp}=1,195$ м.

Степень реактивности на среднем диаметре первой ступени:

$$p_{cp2} = 1 - (1 - \rho_k) \left(\frac{d_{cp2}}{d_k} \right)^{-2 \cdot \varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = 1 - (1 - 0,15) \left(\frac{1,195}{1,15} \right)^{-2 \cdot 0,97^2 \cos^2 12,3^\circ} = 0,207.$$

Характеристическое отношение скоростей u/c_ϕ первой ступени ЦСД:

$$X = \frac{u}{c_\phi} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} = \frac{0,97 \cos 12,3^\circ}{2\sqrt{1-0,207}} = 0,517.$$

Окружная скорость на среднем диаметре первой ступени ЦСД:

$$u_{21} = \pi d_{21} n = \pi \cdot 1,195 \cdot 50 = 187,749 \text{ м/с.}$$

Фиктивная скорость первой ступени ЦСД:

$$c_{\phi 1} = \frac{u_1}{X} = \frac{187,749}{0,517} = 363,313 \text{ м/с.}$$

Располагаемый теплоперепад на первую ступень ЦСД:

$$H_{01} = \frac{c_{\phi 1}^2}{2} = \frac{363,313^2}{2} = 65,998 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоперепад на сопловой аппарат первой ступени ЦНД:

$$H_{0c1} = (1 - \rho) H_{01} = (1 - 0,207) \cdot 65,998 = 52,333 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретическая абсолютная скорость на выходе из соплового аппарат:

$$c_{1r} = \sqrt{2H_{c01}} = \sqrt{2 \cdot 52,333 \cdot 1000} = 323,522 \text{ м/с.}$$

Энтальпия пара за сопловым аппаратом при изоэнтропийном расширении:

$$h_{1r} = h_0^{ЦСД} - H_{0c1} = 3774,782 - 52,333 = 3722,449 \text{ кДж/кг,}$$

где h_3 – энтальпия пара перед ЦСД.

$$\text{Удельный объем за сопловым аппаратом } v_{1r} = f(h_{1r}, S_3) = 0,0727 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Зададим коэффициент расхода для соплового аппарата первой ступени ЦНД $\mu_1 = 0,97$.

Длина сопловой лопатки первой ступени ЦНД:

$$l_1 = \frac{G_1 v_{1r}}{\mu_1 c_{1r} \pi d_1 \sin \alpha_1} = \frac{152,417 \cdot 0,0727}{0,97 \cdot 323,522 \cdot \pi \cdot 1,195 \cdot \sin 16^\circ} = 0,045 \text{ м.}$$

Средний диаметр первой нерегулируемой ступени для соплового аппарата:

$$d_1 = d_k + l_1 = 1,150 + 0,045 = 1,195 \text{ м.}$$

Средние диаметры совпали, следовательно, высота лопатки найдена правильно.

Перекрыша в ступени $\Delta = 2$ мм.

Длина рабочей лопатки первой ступени ЦСД:

$$l_2 = l_1 + \Delta = 0,045 + 0,002 = 0,047 \text{ м.}$$

Известно, что изменение среднего диаметра в части ЦСД происходит по показательному закону. Таким образом, зададим кривую распределения теплоперепадов по ступеням в ЦСД. Изменение среднего диаметра по проточной части ЦНД представлено на рис. 28, принимая, что у нас 13 ступеней в ЦСД.

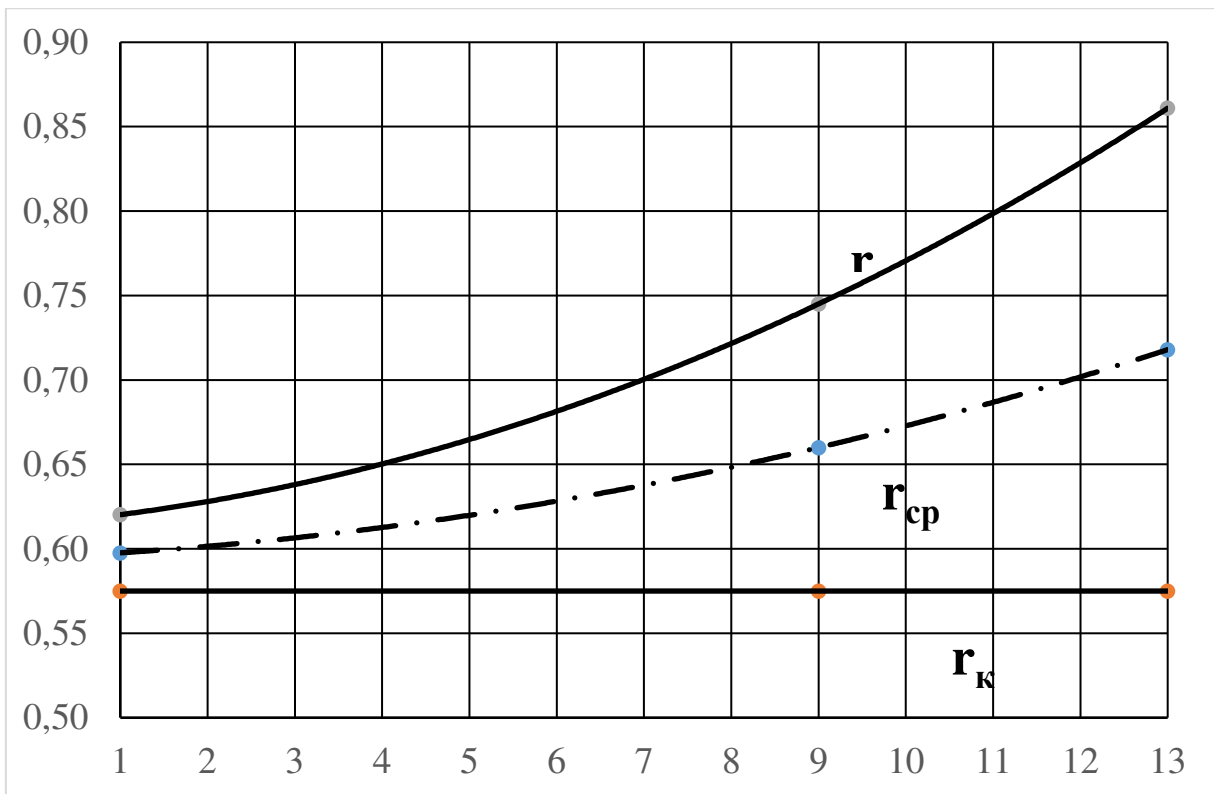


Рис. 28. Изменение радиусов в ЦСД: r_n – периферийный диаметр; $r_{ср}$ – средний диаметр; $r_к$ – корневой диаметр;

Исходя из этого распределения, средний диаметр каждой ступени будет иметь следующее значение (табл. 21):

Таблица 21

№	1	2	3	4	5	6	7
d_{ср}	1,195	1,203	1,213	1,225	1,240	1,256	1,275
№	8	9	10	11	12	13	-
d_{ср}	1,297	1,320	1,346	1,374	1,404	1,436	-

Определим распределение характеристического отношения u/c_ϕ в ЦНД. Известно, что это распределение происходит по показательному закону. Число ступеней в ЦСД $Z=13$. На рис. 29 представлено предварительное распределение u/c_ϕ (табл. 22) по ступеням в ЦСД.

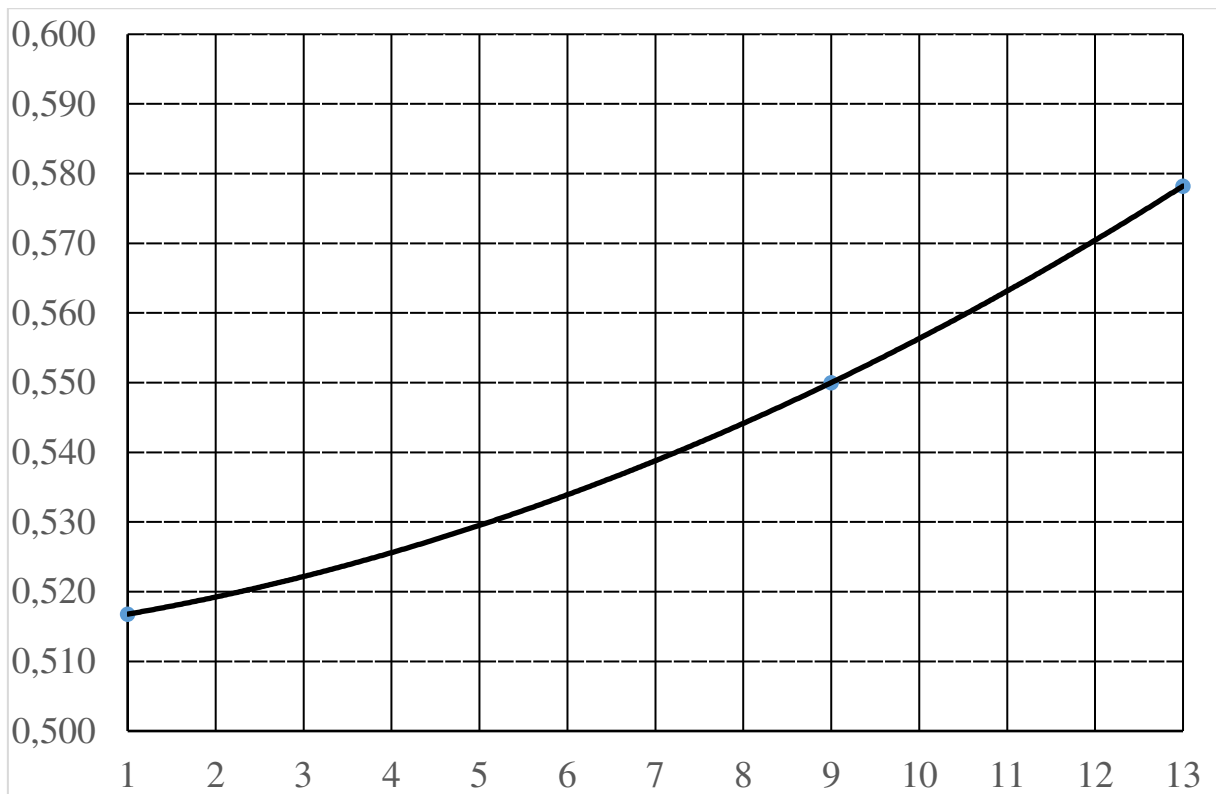


Рис. 29 Предварительное распределение $u/c\phi$ по ступеням ЦСД

Таблица 22

№	1	2	3	4	5	6	7
X	0,5168	0,5192	0,5222	0,5256	0,5295	0,5339	0,5388
№	8	9	10	11	12	13	-
X	0,5442	0,55	0,5563	0,5631	0,5704	0,5782	-

Для каждой ступени определим располагаемый теплоперепад по формуле:

$$H_{oi} = \frac{u_i^2}{2(u/c_\phi)_i^2} = \frac{(\pi d_i n)^2}{2(u/c_\phi)_i^2}$$

Тогда располагаемые теплоперепады в каждой ступени будут равны (табл. 23):

Таблица 23

№	1	2	3	4	5	6	7
H₀	65,998	66,227	66,576	67,044	67,627	68,323	69,130
№	8	9	10	11	12	13	-
H₀	70,044	71,061	72,178	73,392	74,697	76,090	-

Определим средний теплоперепад на ступень в ЦСД:

$$H_{0cp} = \frac{\sum_{i=1}^4 H_{0i}}{z} = 69,876 \text{ кДж/кг.}$$

Число ступеней в первом приближении:

$$z = \frac{H_0}{H_{0cp}} = \frac{915,750}{69,876} = 13,105,$$

где $H_0 = h_0^{ЦСД} - h_{kt} = 3774,782 - 2859,03 = 915,750$ кДж/кг - располагаемый теплоперепад на ЦСД.

Принимаем $Z=13$.

Зададим внутренний относительный КПД ступени ЦСД $\eta_{0i}^{cm} = 0,9$.

Определим коэффициент возврата теплоты в ЦСД:

$$q_T = K_T(1 - \eta_{0i}^{cm})H_0 \frac{Z-1}{Z} = 3,2 \cdot 10^{-4} \cdot (1 - 0,9) \cdot 915,750 \frac{13-1}{13} = 0,027,$$

где $K_T = 3,2 \cdot 10^{-4}$ - коэффициент при перегретом и влажном паре.

Число ступеней с учетом возврата теплоты:

$$z = \frac{H_0(1 + q_T)}{H_{0cp}} = \frac{915,750(1 + 0,027)}{69,876} = 13,26.$$

Округляем до ближайшего целого числа $Z=13$.

Общая величина невязки теплоперепадов:

$$\Delta = \frac{H_0(1 + q_t) - \sum_{i=1}^z H_{0i}}{z} = \frac{915,750(1 + 0,027) - 908,387}{13} = 2,472 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоперепад на каждую ступень с учетом невязки (табл. 24):

$$H_{0i} = H_{0i} + \Delta;$$

№	1	2	3	4	5	6	7
H ₀	68,47	68,699	69,048	69,516	70,099	70,795	71,602
№	8	9	10	11	12	13	-
H ₀	72,516	73,533	74,65	75,864	77,169	78,562	-

На рис. 30 представлено распределение теплоперепадов по ступеням в ЦСД с учетом невязки.

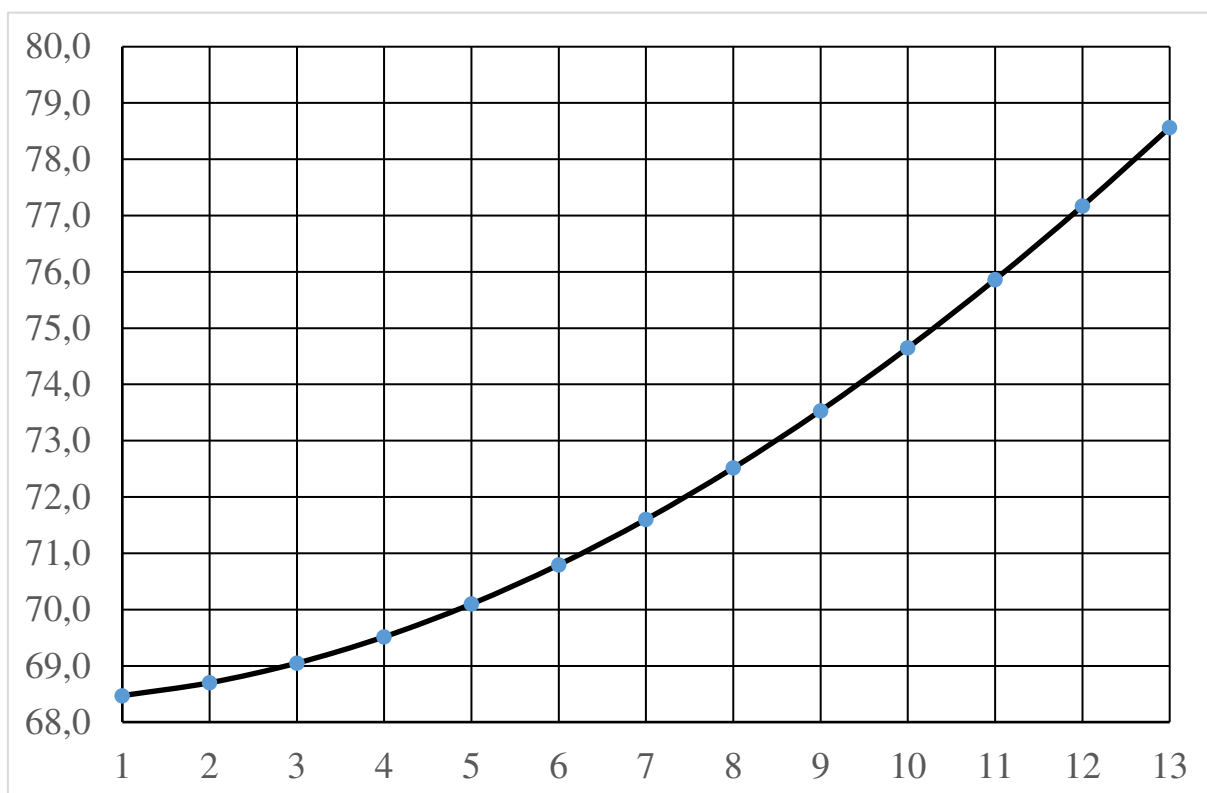


Рис. 30. Распределение теплоперепадов ЦСД с учетом невязки

4.2.3. Цилиндр низкого давления

Для определения высоты последней лопатки ЦНД зададимся следующими величинами $d_k=1,8$ м – корневой диаметр ЦНД (постоянный), $\rho_{kz}=0,16$ – корневая степень реактивности, $c_{2z}=235$ м/с – выходная скорость из последней ступени, $\varphi=0,97$ – коэффициент скорости сопловой решетки.

Запишем уравнение неразрывности для сечения за рабочей решеткой и соотношение для среднего диаметра рабочего колеса последней ступени:

$$\pi c_{az} l_{2z}^2 + \pi d_k c_{az} l_{2z} = G_z v_z,$$

где $G_z=54,071$ кг/с – расход пара перед последней ступенью ЦНД;

$v_z=36,203$ м³/кг (по $p_k=3,5$ кПа, $h_k=2347,908$ кДж/кг) – удельный объем в конце ЦНД.

Решая квадратное уравнение получаем положительный корень, который определяет значение высоты рабочей лопатки последней ступени ЦНД $l_z=0,960$ м. Принимая перекрышу в последней ступени ЦНД $\Delta=15$ мм. Тогда высота сопловой лопатки последней ступени ЦСД $l_{1z}=0,945$ м.

Средний диаметр рабочего колеса последней ступени ЦНД:

$$d_{2z} = d_k + l_{2z} = 1,8 + 0,96 = 2,76 \text{ м.}$$

Окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса последней ступени ЦНД:

$$u_{2z} = \pi d_{2z} n = \pi \cdot 2,76 \cdot 50 = 433,540 \text{ м/с.}$$

Зададимся углом выхода потока из сопловой лопатки $\alpha_1=16^\circ$.

Степень реактивности на среднем диаметре последней ступени ЦНД:

$$p_{cp2z} = 1 - (1 - \rho_k) \left(\frac{d_{cp2}}{d_k} \right)^{-2 \cdot \varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = 1 - (1 - 0,16) \left(\frac{2,76}{1,8} \right)^{-2 \cdot 0,97^2 \cos^2 16^\circ} = 0,600.$$

Оптимальное характеристическое отношение определяется по формуле:

$$X = \left(\frac{u_{cp2}}{c_\phi} \right)_{opt} = \frac{\varphi^2 \cos \alpha_1}{2\sqrt{1 - \rho_{cp}}} = \frac{0,97^2 \cos 16^\circ}{2\sqrt{1 - 0,600}} = 0,716.$$

Тогда:

$$c_\phi = \frac{u_{cp2}}{X} = \frac{433,540}{0,716} = 605,924 \text{ м/с.}$$

Располагаемый теплоперепад на ступень:

$$H_{0z} = \frac{c_{\phi z}^2}{2} = \frac{605,924^2}{2} = 183,572 \text{ кДж/кг.}$$

Для нахождения высот лопаток первой ступени ЦНД зададимся следующими параметрами: $d_k=1,8$ м (т.к. корневой диаметр не изменяется по проточной части ЦНД, $\rho_{kz}=0,18$ – корневая степень реактивности, $\alpha_1=13,2^\circ$ – угол входа потока в рабочую решетку первой ступени, $\varphi=0,97$ – коэффициент скорости сопловой решетки. В первом приближении примем $d_{1cp}=1,911$ м.

Степень реактивности на среднем диаметре первой ступени:

$$p_{cp2} = 1 - (1 - \rho_k) \left(\frac{d_{cp2}}{d_k} \right)^{-2 \cdot \varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = 1 - (1 - 0,18) \left(\frac{1,911}{1,800} \right)^{-2 \cdot 0,97^2 \cos^2 13,2^\circ} = 0,263.$$

Характеристическое отношение скоростей u/c_ϕ первой ступени ЦНД:

$$X = \frac{u}{c_\phi} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} = \frac{0,97 \cos 13,2^\circ}{2\sqrt{1-0,263}} = 0,534.$$

Окружная скорость на среднем диаметре первой ступени ЦНД:

$$u_{21} = \pi d_{21} n = \pi \cdot 1,911 \cdot 50 = 300,100 \text{ м/с.}$$

Фиктивная скорость первой ступени ЦНД:

$$c_{\phi 1} = \frac{u_1}{X} = \frac{300,100}{0,534} = 562,112 \text{ м/с.}$$

Располагаемый теплоперепад на первую ступень ЦНД:

$$H_{01} = \frac{c_{\phi 1}^2}{2} = \frac{562,112^2}{2} = 157,985 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоперепад на сопловой аппарат первой ступени ЦНД:

$$H_{0c1} = (1 - \rho) H_{01} = (1 - 0,263) \cdot 157,985 = 116,467 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретическая абсолютная скорость на выходе из соплового аппарата:

$$c_{1t} = \sqrt{2H_{c01}} = \sqrt{2 \cdot 116,467 \cdot 1000} = 482,633 \text{ м/с.}$$

Энтальпия пара за сопловым аппаратом при изоэнтропийном расширении:

$$h_{1r} = h_3 - H_{0c1} = 2950,605 - 116,467 = 2834,138 \text{ кДж/кг},$$

где h_3 – энтальпия пара перед ЦНД.

$$\text{Удельный объем за сопловым аппаратом } v_{1r} = f(h_{1r}, S_3) = 1,116 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Зададим коэффициент расхода для соплового аппарата первой ступени ЦНД $\mu_1 = 0,97$.

Длина сопловой лопатки первой ступени ЦНД:

$$l_1 = \frac{G_1 v_{1r}}{\mu_1 c_{1r} \pi d_1 \sin \alpha_1} = \frac{62,585 \cdot 1,116}{0,97 \cdot 482,633 \cdot \pi \cdot 1,911 \cdot \sin 16^\circ} = 0,111 \text{ м}.$$

Средний диаметр первой нерегулируемой ступени для соплового аппарата:

$$d_1 = d_k + l_1 = 1,800 + 0,111 = 1,911 \text{ м}.$$

Средние диаметры совпали, следовательно, высота лопатки найдена правильно.

Перекрыша в ступени $\Delta = 6 \text{ мм}$.

Длина рабочей лопатки первой ступени ЦНД:

$$l_2 = l_1 + \Delta = 0,111 + 0,006 = 0,117 \text{ м}.$$

Известно, что изменение среднего диаметра в части ЦНД происходит по показательному закону. Таким образом, зададим кривую распределения теплоперепадов по ступеням в ЦНД. Изменение среднего диаметра по проточной части ЦНД представлено на рис. 31, принимая, что у нас 4 ступени в ЦНД.

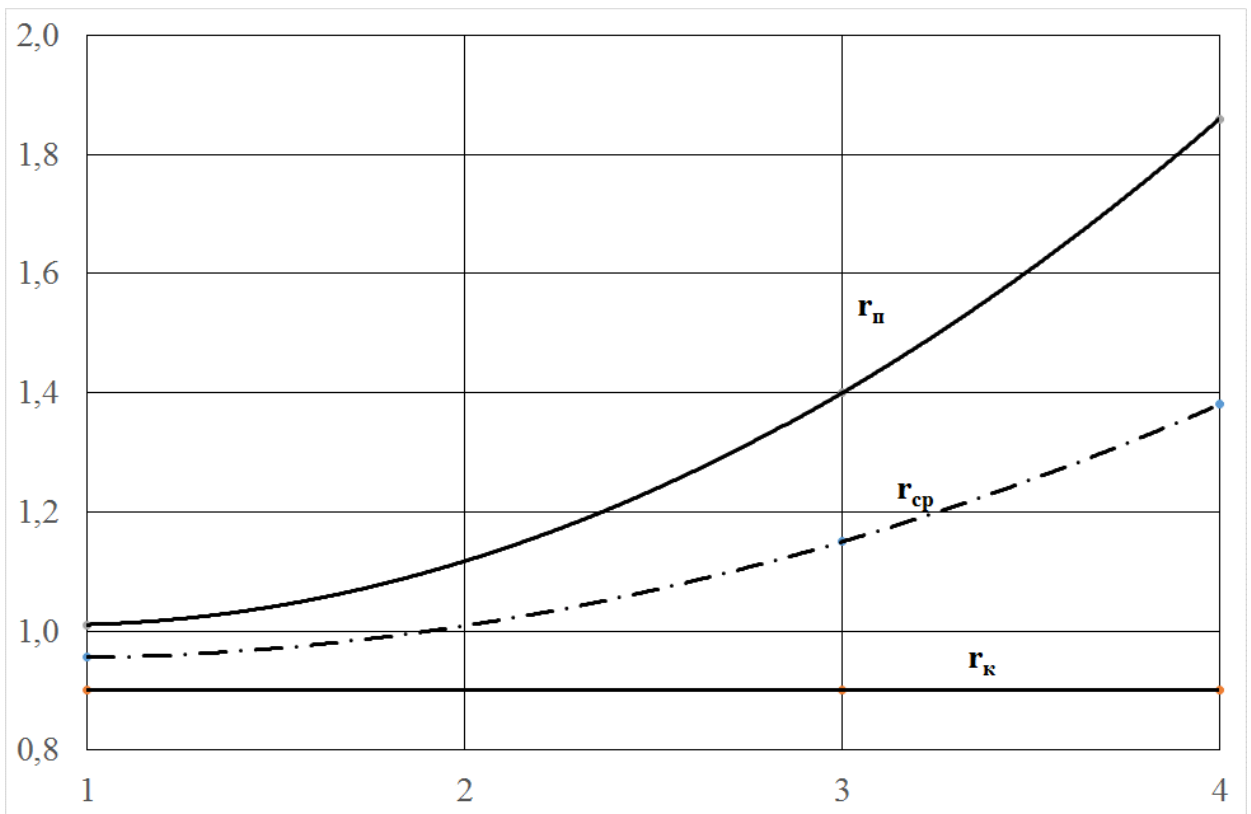


Рис. 31. Изменение радиусов в ЦНД: r_n – периферийный диаметр; r_{cp} – средний диаметр; r_k – корневой диаметр;

Исходя из этого распределения, средний диаметр каждой ступени будет иметь следующее значение:

$$d_1 = 1,911 \text{ м}, d_2 = 2,017 \text{ м}, d_3 = 2,300 \text{ м}, d_4 = 2,760 \text{ м}.$$

Определим распределение характеристического отношения u/c_ϕ в ЦНД. Известно, что это распределение происходит по показательному закону. Число разбиения участков 3, число ступеней в ЦНД $Z=4$. На рис. 32 представлено предварительное распределение u/c_ϕ по ступеням в ЦНД.

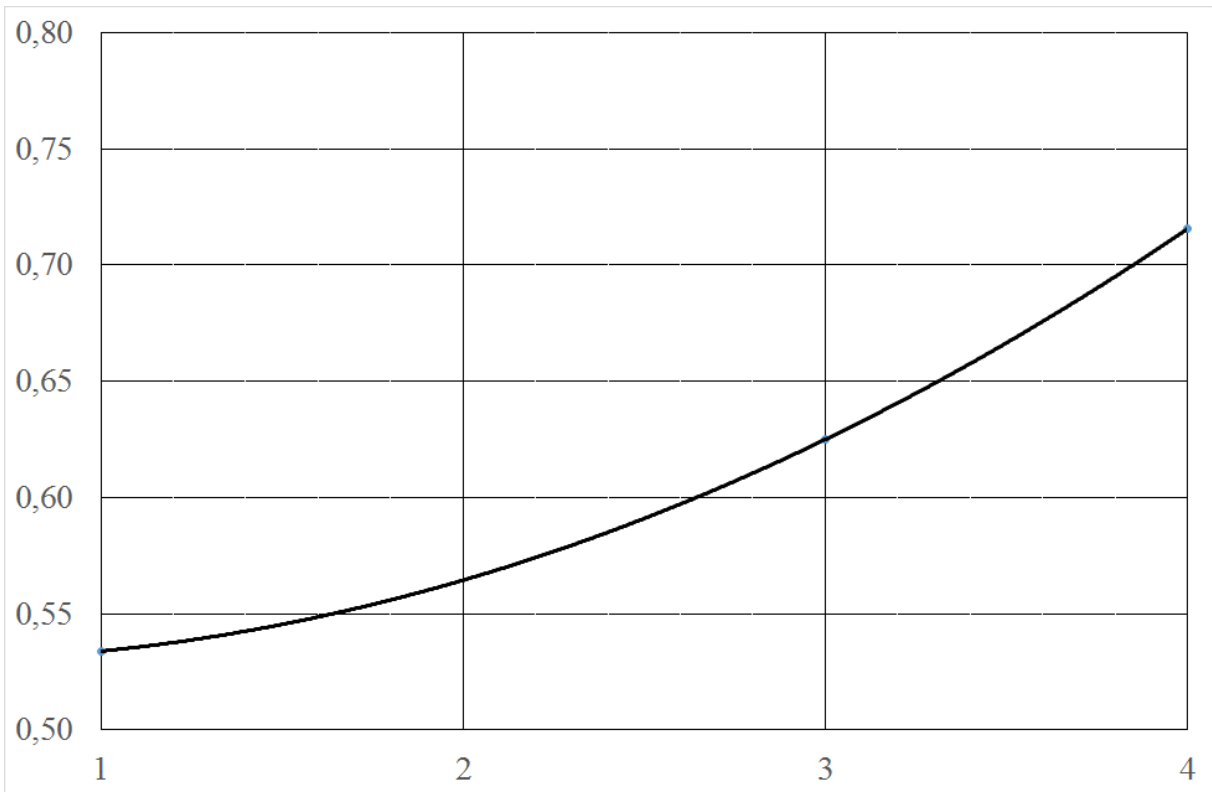


Рис. 32 Предварительное распределение u/c_{ϕ} по ступеням ЦНД

$$X_1 = \frac{u_{cp1}}{c_{\phi1}} = 0,534; X_2 = \frac{u_{cp2}}{c_{\phi2}} = 0,565; X_3 = \frac{u_{cp3}}{c_{\phi3}} = 0,625; X_4 = \frac{u_{cp4}}{c_{\phi4}} = 0,716.$$

Для каждой ступени определим располагаемый теплоперепад по формуле:

$$H_{oi} = \frac{u_i^2}{2(u/c_{\phi})_i^2} = \frac{(\pi d_i n)^2}{2(u/c_{\phi})_i^2}.$$

Тогда располагаемые теплоперепады в каждой ступени будут равны:

$$H_{o1} = 157,99 \text{ кДж/кг}; H_{o2} = 157,50 \text{ кДж/кг}; H_{o3} = 167,07 \text{ кДж/кг};$$

$$H_{o4} = 183,57 \text{ кДж/кг}.$$

Определим средний теплоперепад на ступень в ЦНД:

$$H_{0cp} = \frac{\sum_{i=1}^4 H_{oi}}{z} = \frac{157,99 + 157,50 + 167,07 + 183,57}{4} = 166,53 \text{ кДж/кг}.$$

Число ступеней в первом приближении:

$$z = \frac{H_0}{H_{0cp}} = \frac{709,055}{166,530} = 4,25,$$

где $H_0 = h_3 - h_{kt} = 2950,605 - 2241,550 = 709,055$ кДж/кг - располагаемый теплоперепад на ЦНД.

Принимаем $Z=4$.

Зададим внутренний относительный КПД ступени ЦНД $\eta_{oi}^{cm} = 0,9$.

Определим коэффициент возврата теплоты в ЦНД:

$$q_T = K_T (1 - \eta_{oi}^{cm}) H_0 \frac{Z-1}{Z} = 3,2 \cdot 10^{-4} \cdot (1 - 0,9) \cdot 709,055 \frac{4-1}{4} = 0,017,$$

где $K_T = 3,2 \cdot 10^{-4}$ - коэффициент при перегретом и влажном паре.

Число ступеней с учетом возврата теплоты:

$$z = \frac{H_0(1 + q_T)}{H_{0cp}} = \frac{709,055(1 + 0,017)}{166,530} = 4,3.$$

Округляем до ближайшего целого числа $Z=4$.

Общая величина невязки теплоперепадов:

$$\Delta = \frac{H_0(1 + q_T) - \sum_{i=1}^z H_{oi}}{z} = \frac{709,055(1 + 0,017) - 666,140}{4} = 13,746 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоперепад на каждую ступень с учетом невязки:

$$H_{0i} = H_{oi} + \Delta;$$

$$H_{01} = 171,74 \text{ кДж/кг}; H_{02} = 171,25 \text{ кДж/кг}; H_{03} = 180,82 \text{ кДж/кг};$$

$$H_{04} = 197,32 \text{ кДж/кг.}$$

На рис. 33 представлено распределение теплоперепадов по ступеням в ЦНД с учетом невязки.

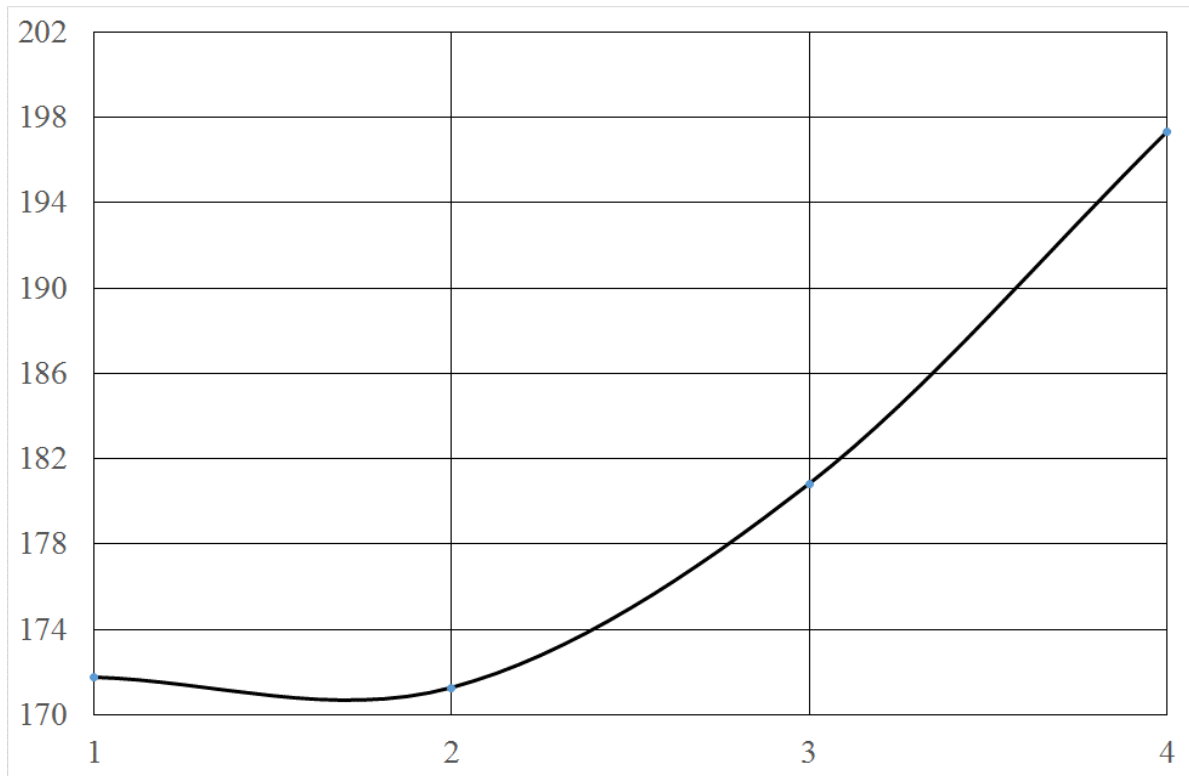


Рис. 33. Распределение теплоперепадов ЦНД с учетом невязки

4.2.3.1. Расчёт последней ступени ЦНД по пяти сечениям

Для расчёта зададимся постоянством угла $\alpha_1=16^\circ$.

Энтальпия пара перед последней ступенью:

$$h_0 = h_z + H_0 = 2347,908 + 197,320 = 2545,228 \text{ кДж/кг.}$$

Расход через ступень $G=54,071 \text{ кг/с}$.

В данном расчёте для определения необходимых величин применялись следующие формулы [17].

Радиус сопловой решетки:

$$r_{i1} = \frac{d_k}{2} + (i-1)\frac{l_1}{4}.$$

Окружная скорость:

$$u_{i1} = 2\pi r_{i1} n.$$

Степень реактивности:

$$p_i = 1 - (1 - \rho_k) \left(\frac{r_{i1}}{r_k} \right)^{-2 \cdot \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}.$$

Теплоперепад сопловой решетки:

$$H_{0ci} = (1 - \rho_i) H_0.$$

Энтальпия пара за сопловой решеткой при изоэнтروпийном расширении:

$$h_{1ti} = h_0 - H_{0ci}.$$

Давление пара, удельный объем и степень сухости за сопловой решеткой определяются как функции от энтальпии и энтропии, при этом $S_0 = 8,0079$ кДж/(кг·К): $p_{1i} = f(h_{1ti}, S_0)$; $v_{1i} = f(h_{1ti}, S_0)$; $x_{1i} = f(h_{1ti}, S_0)$.

Давление перед ступенью $p_{0i} = f(h_0, S_0)$.

Показатель изоэнтропы $k_i = f(h_{1ti}, p_{1i})$.

Критическое давление:

$$p_{1кр} = p_0 \varepsilon_{кри} = p_0 \left(\frac{2}{k_i + 1} \right)^{\frac{k_i}{k_i - 1}}.$$

Энтальпия и удельный объем: $h_{1кри} = f(p_{1кр}, S_0)$; $v_{1кри} = f(p_{1кр}, S_0)$.

Располагаемый теплоперепад:

$$H_{0скри} = h_0 - h_{1кри}.$$

Скорость звука на выходе из соплового аппарата:

$$a_{1i} = \sqrt{k_i \cdot p_{1i} \cdot v_{1ti}}.$$

Теоретическая скорость выхода потока из соплового аппарата:

$$c_{1ti} = \sqrt{2 \cdot H_{0ci}}.$$

Теоретическая скорость выхода потока из соплового аппарата при критических параметрах:

$$c_{1кри} = \sqrt{2 \cdot H_{0скри}}.$$

Число Маха:

$$M_{1ti} = \frac{c_{1ti}}{a_{1i}}.$$

Для учёта расширения в косом срезе при сверхзвуковом течении:

$$\alpha_{1i} = \arcsin \left(\sin(\alpha_{1\text{эф}}) \frac{c_{1kpi} v_{1ti}}{v_{1kpi} c_{1ti}} \right).$$

Для сечений, где $M_i < 1$ эффективный и действительный углы выхода потока из сопловой решетки равны: $\alpha_{1i} = \alpha_{1\text{эф}}$.

Коэффициент расхода для сопловой решетки:

$$\mu_{1i} = \frac{\mu_{1nmi}}{\sqrt{x_{1ti}}}.$$

Удельный расход пара:

$$\Delta G_i = \frac{\mu_{1i} c_{1ti} \sin(\alpha_{1i})}{v_{1ti}}.$$

Суммарный расход:

$$G_{\Sigma} = \frac{2\pi l_1}{4} \left[\frac{\Delta G_1 r_{11}}{2} + \sum_{i=2}^4 (\Delta G_i r_{1i}) + \frac{\Delta G_5 r_{15}}{2} \right].$$

Невязка по расходу:

$$\frac{|G_{\Sigma} - G|}{G} < 1\%.$$

Скорость выхода из соплового аппарата:

$$c_{1i} = \varphi_i c_{1ti}.$$

Относительная скорость входа в рабочую решетку:

$$w_{1i} = \sqrt{(u_{1i})^2 + (c_{1i})^2 - 2u_{1i}c_{1i} \cos(\alpha_{1i})}.$$

Угол входа в рабочую решетку:

$$\beta_{1i} = \arccos\left(\frac{c_{1i} \cos(\alpha_{1i}) - u_{1i}}{w_{1i}}\right).$$

Энтальпия и давление торможения перед рабочей решеткой:

$$h_{1i}^* = h_{1i} + \frac{w_{1i}^2}{2};$$

$$p_{1i}^* = f(h_{1i}^*, S_0).$$

Теоретическая скорость на выходе из ступени в относительном движении:

$$w_{2ti} = \sqrt{(w_{1i})^2 + 2\rho_i H_{0i}}.$$

Радиус рабочей решетки:

$$r_{2i} = \frac{d_k}{2} + (i-1)\frac{l_2}{4}.$$

Окружная скорость:

$$u_{2i} = 2\pi r_{2i} n.$$

Скорость звука на выходе из рабочей решетки:

$$a_{2i} = \sqrt{k_i \cdot p_{2i} \cdot v_{2i}}.$$

Число Маха:

$$M_{2ti} = \frac{w_{2ti}}{a_{2i}}.$$

Коэффициент расхода рабочей решетки:

$$\mu_{2i} = \frac{\mu_{2ni}}{\sqrt{1 - (1 - x_{2t}) \left[1 - \left(\frac{w_{1i}}{w_{2ti}} \right)^2 \right]}}.$$

Угол выхода из рабочей решетки:

$$\beta_{2i} = \arcsin \left(\frac{\Delta G}{\mu_{2i}} \frac{v_{2t}}{w_{2ti}} \frac{r_{1i}}{r_{2i}} \frac{l_1}{l_2} \right).$$

Критическое давление в рабочей решетке:

$$p_{2kpi} = \varepsilon_{kpi} p_{1i}^*.$$

Энтальпия и удельный объем пара при критическом давлении:

$$h_{2kpi} = f(p_{2iкр}, S_0); v_{2kpi} = f(p_{2iкр}, S_0).$$

Критическая скорость на выходе из ступени:

$$w_{2kpi} = \sqrt{2(h_{1i}^* - h_{2kpi})}.$$

Эффективный угол выхода из рабочей решетки:

$$\beta_{2\text{эф}i} = \arcsin \left(\sin(\beta_{2i}) \frac{w_{2ti} v_{2kpi}}{v_{2ti} w_{2kpi}} \right).$$

Коэффициент скорости для рабочей решетки по высоте:

$$\psi = 0,957 - 0,011 \frac{b_{2i}}{l_{2i}}.$$

Относительная скорость выхода из ступени:

$$w_{2i} = \psi_i w_{2ti}.$$

Абсолютная скорость выхода из ступени:

$$c_{2i} = \sqrt{(u_{2i})^2 + (w_{2i})^2 - 2u_{2i}w_{2i} \cos(\beta_{2i})}.$$

Абсолютный угол выхода из рабочей решетки:

$$\alpha_{2i} = \arccos \left(\frac{w_{2i} \cos(\beta_{2i}) - u_{2i}}{c_{2i}} \right).$$

Потери с выходной скоростью:

$$\Delta H_{\text{вс}i} = \frac{c_{2i}^2}{2}.$$

Удельная работа ступени:

$$L_{ui} = (u_{1i}c_{1i} \cos(\alpha_{1i}) + u_{2i}c_{2i} \cos(\alpha_{2i})).$$

Относительный лопаточный КПД:

$$\eta_{\text{ол}i} = \frac{L_{ui}}{H_{0i}}.$$

Осредненный по высоте лопаточный КПД:

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{2\pi l_2}{4G} \left[\frac{\Delta G_1 r_{21} \eta_{\text{ол}1}}{2} + \sum_{i=2}^4 (\Delta G_i r_{2i} \eta_{\text{ол}i}) + \frac{\Delta G_5 r_{25} \eta_{\text{ол}5}}{2} \right].$$

Суммарный расход:

$$G_{\Sigma} = \frac{2\pi l_2}{4} \left[\frac{\Delta G_1 r_{21}}{2} + \sum_{i=2}^4 (\Delta G_i r_{2i}) + \frac{\Delta G_5 r_{25}}{2} \right].$$

Невязка по расходу:

$$\left| \frac{G_{\Sigma} - G}{G} \right| < 1\%.$$

В таблице 25 представлен детальный расчёт последней ступени ЦНД в Excel.

Таблица 25

Наименование величины	Сечение решетки				
	0	0,25l	0,5l	0,75l	l
Радиус сопловой решетки r_1 , м	0,900	1,136	1,373	1,609	1,845
Окружная скорость u_1 , м/с	282,74	356,96	431,18	505,40	579,62
Степень реактивности ρ	0,160	0,440	0,597	0,694	0,759

Наименование величины	Сечение решетки				
	0	0,25l	0,5l	0,75l	l
Температурный перепад сопловой решетки H_{0c} , кДж/кг	165,74	110,51	79,57	60,37	47,57
Энтальпия пара за сопловой решеткой h_{1t} , кДж/кг	2379,4	2434,7	2465,6	2484,8	2497,6
Давление пара за сопловой решеткой p_1 , кПа	4,480	6,800	8,510	8,976	10,700
Удельный объем пара за сопловой решеткой v_{1t} , м ³ /кг	28,950	19,897	16,266	14,387	13,257
Степень сухости пара за сопловой решеткой x_{1t}	0,927	0,944	0,953	0,959	0,963
Давление пара перед ступенью p_0 , кПа	14,890				
Показатель изоэнтропы k	1,270	1,284	1,291	1,296	1,299
Критическое давление $p_{1кр}$	8,207	8,169	8,150	8,137	8,129
Энтальпия пара за сопловой решеткой при критических параметрах $h_{1кр}$, кДж/кг	2460,5	2459,9	2459,6	2459,3	2459,2
Удельный объем пара за сопловой решеткой при критических параметрах $v_{1кр}$, м ³ /кг	16,812	16,882	16,917	16,941	16,956
Располагаемый температурный перепад сопловой решетки при критических параметрах $H_{0скр}$, кДж/кг	84,667	85,307	85,627	85,847	85,977
Скорость звука на выходе из соплового аппарата a_1 , м/с	405,85	416,80	422,73	409,10	429,25
Теоретическая скорость на выходе из соплового аппарата c_{1t} , м/с	575,75	470,13	398,93	347,48	308,45
Теоретическая скорость на выходе из соплового аппарата при критических параметрах $c_{1кр}$, м/с	411,50	413,05	413,82	414,35	414,67
Число Маха за сопловым аппаратом M_{1t}	1,419	1,128	0,944	0,849	0,719

Наименование величины	Сечение решетки				
	0	0,25l	0,5l	0,75l	l
Эффективный угол выхода из сопловой решетки $\alpha_{1эф}$, град	16	16	16	16	16
Эффективный угол выхода из сопловой решетки с учетом расширения в косом срезе α_1 , град	19,830	16,000	16,000	16,000	16,000
Коэффициент расхода сопловой решетки перегретого пара $\mu_{1шт}$	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995
Коэффициент расхода сопловой решетки с учетом влажности μ_1	1,033	1,024	1,019	1,016	1,014
Удельный расход пара ΔG , кг/с	6,803	6,467	6,680	6,558	6,305
Суммарный расход пара через сопловой аппарат G_{Σ} , кг/с	53,356				
Невязка по расходу, %	-0,201				
Коэффициент скорости для соплового аппарата ϕ	0,930	0,970	0,970	0,970	0,920
Скорость на выходе из соплового аппарата c_1 , м/с	535,45	456,03	386,96	337,05	283,78
Относительная скорость на входе в рабочую решетку w_1 , м/с	286,03	149,75	121,99	203,81	316,65
Угол входа в рабочую решетку β_1 , град	39,42	57,07	119,03	152,88	165,69
Энтальпия торможения перед рабочей решеткой h_1^* , кДж/кг	2420,3	2445,9	2473,0	2505,6	2547,7
Давление торможения перед рабочей решеткой p_1^* , кПа	5,590	6,950	8,890	11,970	17,470
Теоретическая скорость на выходе из ступени в относительном движении $w_{2т}$, м/с	380,73	442,75	500,37	561,63	632,26
Радиус рабочей решетки r_2 , м	0,900	1,140	1,380	1,620	1,860
Окружная скорость u_2 , м/с	282,74	358,14	433,54	508,93	584,33
Скорость звука на выходе из рабочей решетки a_2 , м/с	401,15	403,35	404,45	405,23	405,70

Наименование величины	Сечение решетки				
	0	0,25l	0,5l	0,75l	l
Число Маха за рабочей решеткой M_{2t}	0,949	1,098	1,237	1,386	1,558
Коэффициент расхода рабочей решетки перегретого пара $\mu_{2пп}$	0,985	0,985	0,985	0,985	0,985
Коэффициент расхода рабочей решетки с учетом влажности μ_2	1,003	1,023	1,026	1,022	1,017
Эффективный угол выхода из рабочей решетки β_2 , град	39,401	30,466	27,474	23,840	20,279
Критическое давление $p_{2кр}$	3,081	3,813	4,866	6,541	9,537
Энтальпия пара за рабочей решеткой при критических параметрах $h_{2кр}$, кДж/кг	2331,8	2358,7	2390,3	2429,6	2481,4
Удельный объем пара за рабочей решеткой при критических параметрах $v_{2кр}$, м ³ /кг	40,423	33,509	26,895	20,610	14,694
Относительная скорость на выходе из рабочей решетки при критических параметрах $w_{2кр}$, м/с	420,82	417,45	406,85	389,88	364,24
Угол выхода из рабочей решетки $\beta_{2эфф}$, град	39,401	30,466	24,930	19,358	14,134
Коэффициент скорости для рабочей решетки ψ	0,940	0,960	0,980	0,960	0,940
Относительная скорость выхода из ступени w_2 , м/с	357,89	425,04	490,36	539,16	594,32
Абсолютная скорость выхода из ступени c_2 , м/с	227,25	215,66	226,23	218,49	207,73
Абсолютный угол выхода из рабочей решетки α_2 , град	81,561	77,816	79,615	84,140	87,426
Потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$, кДж/кг	25,822	23,256	25,590	23,870	21,577
Удельная работа ступени L_u , кДж/кг	151,84	172,78	178,07	175,10	163,56
Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,770	0,876	0,902	0,887	0,829
Осредненный по высоте лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,887				

Наименование величины	Сечение решетки				
	0	0,25l	0,5l	0,75l	l
Суммарный расход пара через рабочую решетку G_{Σ} , кг/с	53,274				
Невязка по расходу, %	-0,050				

Дополнительные потери в ступени

Потери от трения:

$$\xi_{mp} = k_{mp} \frac{d_{\kappa}^2}{\pi d_1 l_1 \sin(\alpha_{1\phi})} X^3 = 1 \cdot 10^{-3} \frac{1,800^2}{\pi \cdot 2,745 \cdot 0,945 \cdot \sin 16^{\circ}} \cdot 0,716^3 = 0,00053,$$

где $k_{mp} = 1 \cdot 10^{-3}$ - коэффициент трения.

Радиальный зазор в уплотнении:

$$\delta_r = 0,001 \cdot l_2 = 0,001 \cdot 0,960 = 0,960 \text{ мм.}$$

Для лопаток без бандажа:

$$\delta_{\text{экр}} = 0,75 \cdot \delta_r = 0,75 \cdot 0,96 = 0,72 \text{ мм.}$$

Площадь сопловой решетки:

$$F_1 = \pi d_1 l_1 \sin(\alpha_{1\phi}) = \pi \cdot 2,745 \cdot 0,945 \cdot \sin 16^{\circ} = 2,246 \text{ м}^2.$$

Потери от утечек на периферии:

$$\xi_y^n = \pi \frac{(d_{cp} + l_2) \delta_{\text{экр}}}{\mu_1 F_1} \sqrt{\rho_{cp} + 1,8 \frac{l_2}{d_{cp}}} \cdot \eta_{o.l} = \pi \frac{(2,760 + 0,960) \cdot 0,00072}{0,995 \cdot 2,246} \sqrt{0,600 + 1,8 \frac{0,960}{2,760}} \cdot 0,887 = 0,00369.$$

Потери от утечек через диафрагменное уплотнение:

$$\xi_y^{\partial} = \frac{\mu_y F_y k_y}{\mu_1 F_1 \sqrt{z_y}} \cdot \eta_{o.l} = \frac{0,7 \cdot 0,00439 \cdot 1}{0,995 \cdot 2,246 \sqrt{8}} \cdot 0,887 = 0,00044,$$

где $z_y = 8$ - число гребней уплотнения;

$\delta_y = 0,001$ м - зазор в уплотнении;

$d_y = 1,4$ м - диаметр вала под уплотнение;

$\Delta_y = 0,0005$ м - ширина гребней уплотнения;

$F_y = \pi d_y \delta_y = \pi \cdot 1,4 \cdot 0,001 = 0,00439 \text{ м}^2$ - площадь зазора уплотнения;

$\frac{\delta_y}{\Delta_y} = 2 \Rightarrow \mu_y = 0,7$ - коэффициент расхода уплотнения;

$k_y = 1$ - поправочный коэффициент.

Суммарные потери от утечек:

$$\xi_y = \xi_y^n + \xi_y^d = 0,00369 + 0,00044 = 0,00413.$$

Потери от влажности:

$$\xi_{вл1} = 0,5(y_2 + y_0) = 0,5(0,0827 + 0,0222) = 0,0525;$$

$$\xi_{вл2} = 2 \cdot X \cdot (0,9 \cdot y_0 + 0,35 \cdot (y_2 - y_0)) = 2 \cdot 0,716(0,9 \cdot 0,0222 + 0,35(0,0827 - 0,0222)) = 0,05889;$$

$$\xi_{вл} = 0,5(\xi_{вл1} + \xi_{вл2}) = 0,5(0,0525 + 0,05889) = 0,05567,$$

где $x_0 = f(p_0; h_0) = 0,9778$, $x_2 = f(p_2; h_2) = 0,9173$ - степень сухости пара перед и за ступенью;

$y_0 = 1 - x_0 = 0,0222$, $y_2 = 1 - x_2 = 0,0827$ - влажность пара перед и за ступенью.

Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{o,i} = \eta_{o,l} - \xi_{mp} - \xi_y - \xi_{вл} = 0,887 - 0,00053 - 0,00413 - 0,05567 = 0,83242.$$

Использованный теплоперепад ступени:

$$H_i = H_0 \cdot \eta_{o,i} = 197,32 \cdot 0,832 = 164,258 \text{ кДж/кг}.$$

Внутренняя мощность ступени:

$$N_i = G \cdot H_i = 53,067 \cdot 164,258 = 8716,717 \text{ кВт}.$$

Глава 5. Техничко-экономическое обоснование эффективности разработанного энергетического блока

После совместного расчета тепловых схем основного и присоединенного блоков, можно оценить основные технико-экономические показатели всего энергоблока, работающего по паропаровому циклу с третьим высоко-температурным перегревом пара (табл. 26).

Таблица 26

Название параметра	Размерность	Обозначение	Значение
Параметры цикла ПСУ 1:			
Температура свежего пара	°С	t_0	540
Давление свежего пара перед СКВД	МПа	p_0	24
Температура пара промперегрева	°С	$t_{пп}$	540
Давление пара перед ЦСД после промперегрева	МПа	$p_{пп}$	3,80
Давление пара перед ЦНД	МПа	$p_0^{ЦНД}$	0,3
Расход свежего пара	кг/с	G_0	652,846
Расход пара, поступающего на промперегрев	кг/с	$G_{пп}$	540,558
Расход пара, поступающего в конденсатор	кг/с	G_k	429,316
Давление в конденсаторе	кПа	p_k	3,5
Относительные расходы пара, отбираемого в систему регенерации:			
- П1	-	α_1	0,0321
- П2	-	α_2	0,0328
- П3	-	α_3	0,0335
- П4	-	α_4	0,0371
- Д (П5)	-	α_5	0,0349
- П6	-	α_6	0,0481
- П7	-	α_7	0,0818
- П8	-	α_8	0,0902
Параметры цикла ПСУ 2:			
Температура свежего пара	°С	t_0'	650
Давление свежего пара перед СКВД	МПа	p_0'	30
Температура пара промперегрева	°С	$t_{пп}'$	650

Название параметра	Размерность	Обозначение	Значение
Давление пара перед ЦСД после промперегрева	МПа	$p_{пп}'$	6,00
Давление пара перед ЦНД	МПа	$p_0^{цнд}'$	0,294
Расход свежего пара, поступающий из ЭК	кг/с	G_0'	165,142
Расход пара, поступающего на промперегрев	кг/с	$G_{пп}'$	155,299
Расход пара, поступающего в конденсатор	кг/с	G_k	108,141
Давление в конденсаторе	кПа	p_k	3,5
Относительные расходы пара, отбираемого в систему регенерации:			
- П1	-	α_1'	0,0351
- П2	-	α_2'	0,0357
- П3	-	α_3'	0,0357
- П4	-	α_4'	0,0390
- Д (П5)	-	α_5'	0,0406
- П6	-	α_6'	0,0416
- П7	-	α_7'	0,0579
- П8	-	α_8'	0,0596
Технико-экономические показатели всей установки			
Мощность ПСУ 1	МВт	$N_9^{пт_1}$	818,3
Мощность ПСУ 2	МВт	$N_9^{пт_2}$	253,0
Абсолютный электрический КПД брутто ПСУ 1	%	$\eta_9^{псу_1}$	47,1
Абсолютный электрический КПД брутто ПСУ 2	%	$\eta_9^{псу_2}$	49,4
Абсолютный электрический КПД брутто комбинированного цикла	%	$\eta_9^{комб}$	50,0
Расход водорода на подогреватель	кг/с	B_{H_2}	3,490
Расход кислорода на подогреватель	кг/с	B_{O_2}	27,922
Прирост мощности за счёт добавочного расхода водородного топлива	МВт	ΔN_9	18,3
Суммарная мощность	МВт	N_9	1071,3

Расход водородного топлива был рассчитан, исходя из уравнения теплового баланса водородного пароперегревателя. Так как нагрев рабочего

тела основного блока (расход пара после ЦСД $G_z^{ЦСД I}=444,182$ кг/с) происходит с температуры за ЦСД ($t_z^{ЦСД I}=231,7^\circ\text{C}$) до 680°C , а теплота сгорания водородного топлива равна $Q_{H_2}^p=119,830$ кДж/кг, то расход водородного топлива:

$$B_{H_2} = \frac{G_z^{ЦСД I} \cdot (h' - h_z^{ЦСД I})}{Q_{H_2}^p} = \frac{444,182 \cdot (3881,436 - 2930,140)}{119,830} = 3,490 \text{ кг / с.}$$

Соотношение $H_2:O_2=1:8$ [22], а значит:

$$B_{O_2} = B_{H_2} \cdot 8 = 3,490 \cdot 8 = 27,922 \text{ кг / с.}$$

Дополнительный расход дополнительно вырабатывает мощность в ЦНД основного блока, равную:

$$N_{дон} = (B_{H_2} + B_{O_2}) \cdot (h_3 - h_k) \eta_m \eta_{эз} = (3,490 + 27,922) \cdot (2988,021 - 2392,585) \cdot 0,996 \cdot 0,987 = 18,261 \text{ МВт},$$

где $h_3=2988,021$ кДж/кг и $h_k=2392,585$ кДж/кг – энтальпии пара до и после ЦНД основного блока соответственно.

КПД энергетической установки был рассчитан по стандартной формуле, учитывающей всю выработанную мощность и все затраченное тепло:

$$\eta_э = \frac{N_{э I}^{III} + N_{э II}^{III}}{Q_{ЭК} + B_{H_2} \cdot Q_{H_2}^p} = \frac{818,261 + 252,990}{1739,697 + 3,490 \cdot 120} = 50,0\%,$$

где $Q_{ЭК} = G_0^I \cdot (h_0^I - h_{не}^I) + G_{nn}^I \cdot (h_0^{ЦСД I} - h_z^{ЦВД I}) = 658,646 \cdot (3317,399 - 1181,863) + 545,361 \cdot (3538,587 - 2927,736) = 1739,697 \text{ МВт},$

$h_0^I=3317,399$ кДж/кг – энтальпия свежего пара основного блока;

$h_{пв}^I=1181,863$ кДж/кг – энтальпия питательной воды на входе в энергетический котёл;

$h_0^{ЦСД I}=3538,587$ кДж/кг – энтальпия горячего промперегрева основного блока;

$h_z^{ЦВД I}=3538,587$ кДж/кг – энтальпия холодного промперегрева основного блока.

С экономической точки зрения, необходимо рассчитать срок окупаемости такой установки, задавшись некоторыми величинами на основе данных, актуальных на 2019 год.

Для создания нового блока, работающего на альтернативном цикле с третьим высокотемпературным перегревом пара, существующий блок К- 800-240 ($N_9^I=818$ МВт) надстраивается новой модернизированной турбиной К-250-300 на суперсверхкритические параметры пара (ССКП).

Рассчитаем стоимость строительства присоединенного блока:

$$C_{стр} = c_{стр}^{ССКП} \cdot N_9^II = 93,6 / 1000 \cdot 253 = 23,680 \text{ млрд. руб.},$$

где $c_{стр}^{ССКП}=1440$ \$/кВт= 93,6 млн. руб/МВт – стоимость строительства единицы установленной мощности для блока ССКП, в которую заложены затраты на производство, монтаж, пуско-наладочные работы.

Удельный расход условного топлива на выработку э/э на новый блок:

$$b_{усл} = \frac{123}{\eta_{комб}} = \frac{123}{50,0} = 246,080 \text{ г у.т./(кВт} \cdot \text{ч)},$$

где $\eta_{комб}=50,0\%$ - абсолютный электрический КПД «брутто» комбинированного цикла, рассчитанный ранее. Величина удельного расхода топлива оказалась сравнимой с удельным расходом топлива для ПГУ.

Количество топлива, затрачиваемого в год на блок (всё приведено к газу):

$$B_{см} = \frac{b_{усл}}{10^3} \cdot (N_9^I + N_9^II) \cdot \frac{\tau_{раб}}{K_{газ}} = \frac{246,080}{10^3} \cdot (818,261 + 252,990) \cdot \frac{6000}{1,535} = 1030,413 \text{ тыс.т.},$$

где $\tau_{раб}=6000$ ч (принимается) – количество часов работы блока в год с учетом остановов блока на планово-предупредительный ремонт;

$K_{газ}=1,535$ – коэффициент перехода от условного топлива к газу (исходя из низшей теплоты сгорания топлив – условного и природного газа).

Стоимость затрат на топлива на станцию в год:

$$C_B = C_{газ} \cdot B_{см} = \frac{3800 \cdot 1030,413}{10^6} = 3,915 \text{ млрд. руб.},$$

где $C_{газ}=3800$ руб/т – цена на газ в Московской обл. на 2020 год.

Прибыль за отпущенную э/э в год:

$$П_{э/э} = C_{э/э} \cdot (N_9^I + N_9^II) \cdot \frac{\tau_{раб}}{10^9} \cdot K_{СН} = 1200 \cdot (818,261 + 252,990) \cdot \frac{6000}{10^9} \cdot 0,95 = 7,327 \text{ млрд.руб.},$$

где $C_{\text{э/э}}=1200$ руб/МВт – цена э/э, по которой продает станция;

$K_{\text{CH}}=0,95$ – коэффициент, учитывающий, что часть э/э затрачивается на СН блока.

Прибыль за установленную мощность в год:

$$P_N = \frac{C_N \cdot (N'_s + N''_s)}{10^9} = \frac{1800000 \cdot (818,261 + 252,990)}{10^9} = 1,928 \text{ млрд.руб,}$$

где $C_N=1\ 800\ 000$ руб/(МВт·год) – цена установленной мощности за МВт в год для станции, не участвующей в программе ДПМ (Дополнительное повышение мощности).

Окупаемость присоединенного блока:

$$O = \frac{C_{\text{стр}}}{(P_{\text{э/э}} + P_N - C_B)} = \frac{23,241}{(7,327 + 1,928 - 3,915)} = 4,434 \text{ лет} \approx 4,5 \text{ лет.}$$

Таким образом, присоединенный блок мощностью 248,3 МВт окупится за 4,5 года (При участии в программе ДПМ срок окупаемости энергоблока снизится в несколько раз). Далее станция будет получать прибыль, учитывая только затраты на топливо, в размере:

$$P = (P_{\text{э/э}} + P_N - C_B) = (7,327 + 1,928 - 3,915) = 5,340 \text{ млрд.руб/год.}$$

Глава 6. Основное оборудование, необходимое для создания энергетической установки с третьим перегревом пара, и его конструктивные особенности

6.1. Паровая турбина К-250-300, её конструкция и примененные технические решения

Поскольку согласно проведенного расчёта (см. п. 4.1) мощность турбины присоединенного блока составила 250 МВт, то при ее проектировании в качестве прототипа была принята трёхкорпусная компоновка турбины К-200-130 с сохранением ее линейных размеров и внешних очертаний корпусов с целью возможности установки новой турбины на существующий фундамент, имея в виду, что при неизбежном переходе к более высоким начальным параметрам пара проектируемая турбина могла бы заменить турбину К-200-130 с использованием существующей конструкции фундамента.

Турбина, работающая на частоте 3000 об/мин, одновальная (рис. 34), рассчитана на начальные параметры пара 30 МПа и 650°С и абсолютное давление в конденсаторе 3,5 кПа. Промежуточный перегрев пара производится до 650°С. Номинальный расход свежего пара 165 кг/с.

Свежий пар поступает через два спроектированных стопорно-регулирующих клапана (см. п. 6.1.1), расположенных в передней части ЦВД. От этих клапанов пар по двум трубам поступает в проточную часть ЦВД. Парораспределение – полудроссельное без регулирующей ступени.

Проточная часть цилиндра высокого давления состоит из двадцати ступеней давления. Диафрагмы установлены во внутреннем корпусе. Ротор ЦВД – барабанный, облопачивание - реактивное.

После промперегрева пар через два предохранительных клапана по четырем трубам поступает к регулирующим клапанам ЦСД.

Цилиндр среднего давления имеет тринадцать ступеней давления. Диафрагмы первых трех ступеней установлены в выточках корпуса, а диафрагмы последующих десяти ступеней закрепляются в четырех обоймах. Ротор – комбинированный: первые восемь дисков выточены из однойковки с валом, а последние пять дисков насажены на вал в горячем состоянии.

Пар с давлением 0,3 МПа и температурой 241°С из ЦСД по перепускным трубам подводится к центральной части цилиндра низкого давления и разветвляется на два потока. В каждом потоке ЦНД расположено по четыре ступени. Отработавший пар из выпускных патрубков турбины направляется в два конденсатора, приваренных к выпускным патрубкам.

Корпус ЦНД состоит из трех разъемных частей: средняя часть литая, а выпускные патрубки сварные. Восемь дисков ротора низкого давления насажены на вал в горячем состоянии, что обеспечивает необходимый натяг при рабочем числе оборотов. Диски закреплены на валу при помощи радиальных шпонок. Концевые уплотнения втулочного типа. Втулки насажены на вал в горячем состоянии. Перед сопловыми аппаратами последних ступеней установлены распределительные решетки (см. п. 6.1.2) согласно патенту [21] и работе [16].

Роторы высокого, среднего и низкого давления лежат на пяти опорных подшипниках: ротор низкого давления – на двух, а роторы высокого и среднего давления – на трех. Роторы высокого и среднего давления соединены жесткой муфтой. Подвод пара в ЦВД и ЦСД производится со стороны среднего комбинированного подшипника. Такое расположение позволяет уменьшить длину агрегата и разгрузить упорный подшипник от осевого усилия. Это особенно важно при наличии повышенной реакции на рабочих лопатках.

Роторы ЦСД и ЦНД, а также роторы ЦНД и генератора соединены полугибкими муфтами.

Для вращения роторов при прогреве турбины до и после ее остановки предусмотрено валоповоротное устройство, смонтированное на корпусе заднего подшипника ЦНД.

Средний диаметр последней ступени равен 2760 мм при высоте рабочей лопатки 960 мм. Отношение $d/l=2,875$, а окружная скорость на среднем диаметре $u=433,5$ м/с.

Основные детали турбины, работающие в зонах высоких температур, изготовлены из сложнолегированных аустенитных сталей.

Для снабжения турбины маслом предусмотрен масляный насос центробежного типа производительностью. Он установлен в корпусе переднего подшипника, и его ротор соединен муфтой с ротором турбины.

6.1.1. Система парораспределения паровой турбины присоединенного блока

При проектировании паровой турбины К-250-300 для присоединенного блока было принято решение о создании новой системы парораспределения. Стандартное сопловое парораспределение из 4-х клапанов, было заменено на 2-х клапанное полудроссельное, состоящее из новых стопорно-регулирующих клапанов [19].

Такая система парораспределения позволяет объединить преимущества соплового и дроссельного парораспределений.

Как известно, основным недостатком соплового парораспределения является наличие регулирующей ступени, в которой велики потери от парциальности и потери на концах дуг сопловых сегментов, в связи с этим нарушается и структура основного потока. Поскольку экономичность регулирующей ступени значительно ниже экономичности ступеней давления, то и экономичность всего ЦВД будет снижена. В разработанной полудроссельной системе парораспределения нет необходимости в наличии регулирующей ступени.

С точки зрения дроссельного парораспределения недостатком является наличие потерь от дросселирования при частичной нагрузке во всех клапанах одновременно. Новая система состоит из двух стопорно-регулирующих клапанов, которые открываются поочередно, и потерям от дросселирования подвергается только один частично открытый клапан.

Стопорно-регулирующий клапан включает в себя стопорный клапан 4, регулирующий клапан 9, седло 10, корпус 1, защитную сетку 8, центрирующую втулку 11 и противовихревое ребро 12 (рис. 35).

Пар через входной патрубок 2 подводится в корпус стопорно-регулирующего клапана 1. В начальный момент времени оба клапана 4 и 9 находятся в закрытом состоянии.

Далее включается сервомотор стопорного клапана, обеспечивающий полное открытие клапана. В представленной конструкции открытие стопорного клапана возможно только при условии необходимой плотности регулирующего клапана. В этом случае давление во внутренней полости стопорного клапана равно давлению в выходном патрубке корпуса.

После открытия стопорного клапана турбина пускается регулирующим клапаном. При включении сервомотора этого клапана вначале головка штока 7 открывает доступ пара к турбине через седло разгрузочного клапана 5, что обеспечивает выход турбины на холостой ход. При этом давление пара внутри регулирующего клапана снижается и резко снижается усилие, необходимое для открытия основного клапана.

Затем головка штока упирается в гайку 6, и происходит открытие основного клапана и последующее ее нагружение.

На рисунке 36 представлена 3D модель стопорно-регулирующего клапана, а на рис. 37 – регулирующий и стопорный клапан в отдельности. Все 3D модели были разработаны в программном продукте Autodesk Inventor Professional 2020.

Рассматриваемый стопорно-регулирующий клапан имеет значительно меньший коэффициент потерь полного давления, 2,2% в сравнении с исходными 5% (в сумме потерь отдельно стопорного и регулирующего клапанов). Согласно опытным данным [19] обладает предельно высокой вибрационной надежностью (рис. 38).

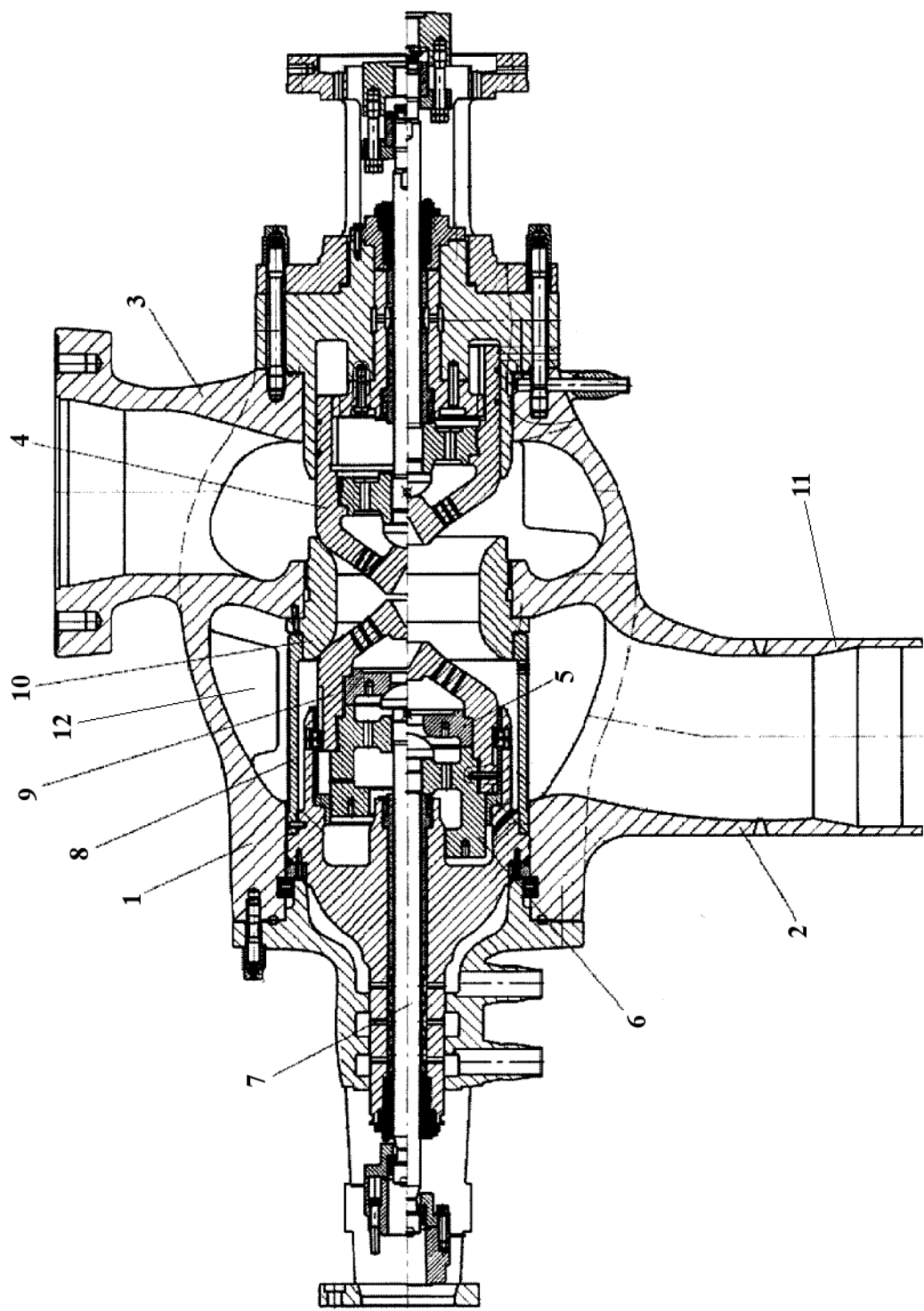


Рис. 35. Стопорно-регулирующий клапан: 1 – корпус, 2 – входной патрубок, 3 – выходной патрубок, 4 – стопорный клапан, 5 – седло разгрузочного клапана, 6 – гайка, 7 – шток разгрузочного клапана, 8 – защитная сетка, 9 – регулирующий клапан, 10 – седло, 11 – опорная втулка, 12 – противовихревое ребро

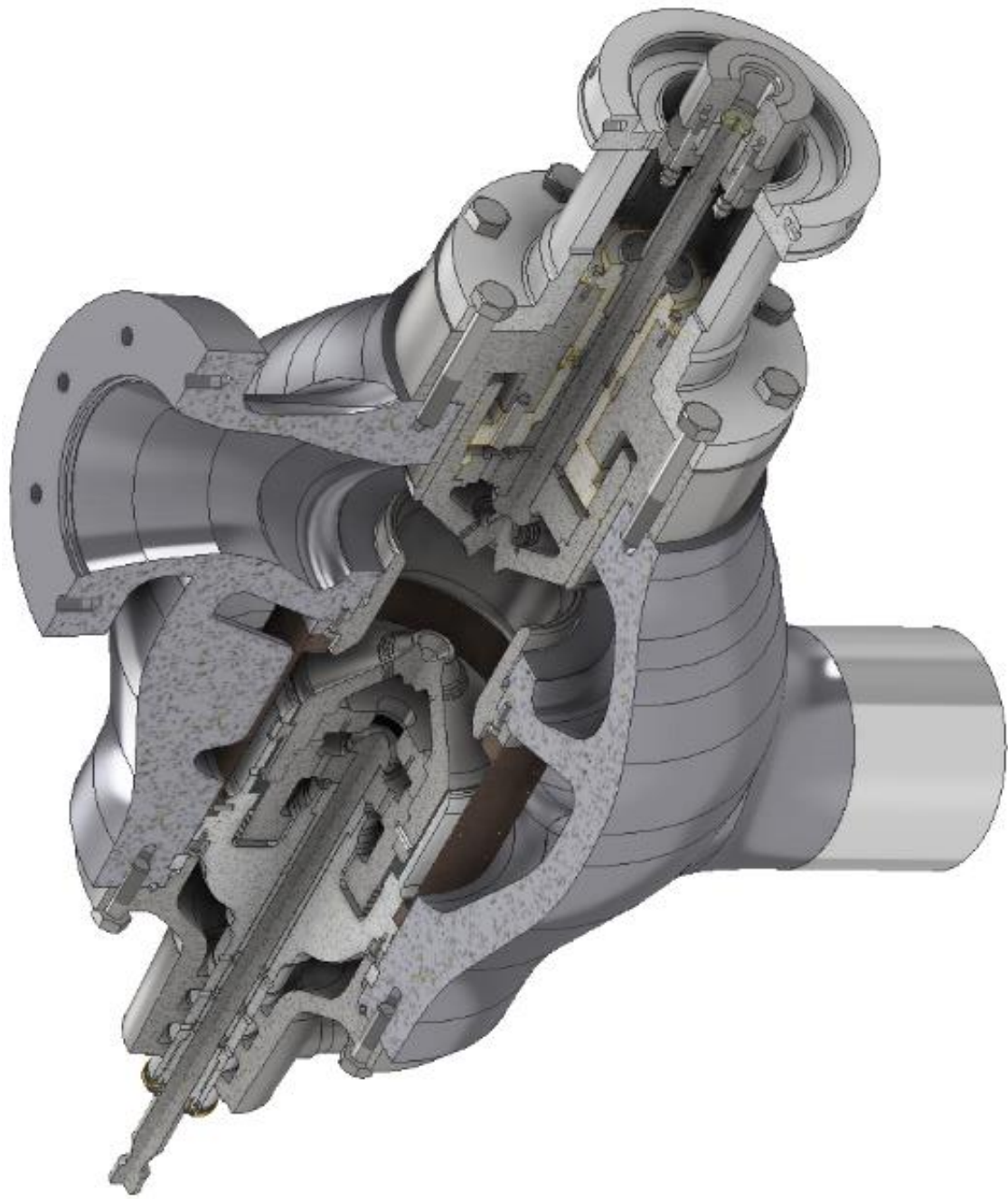
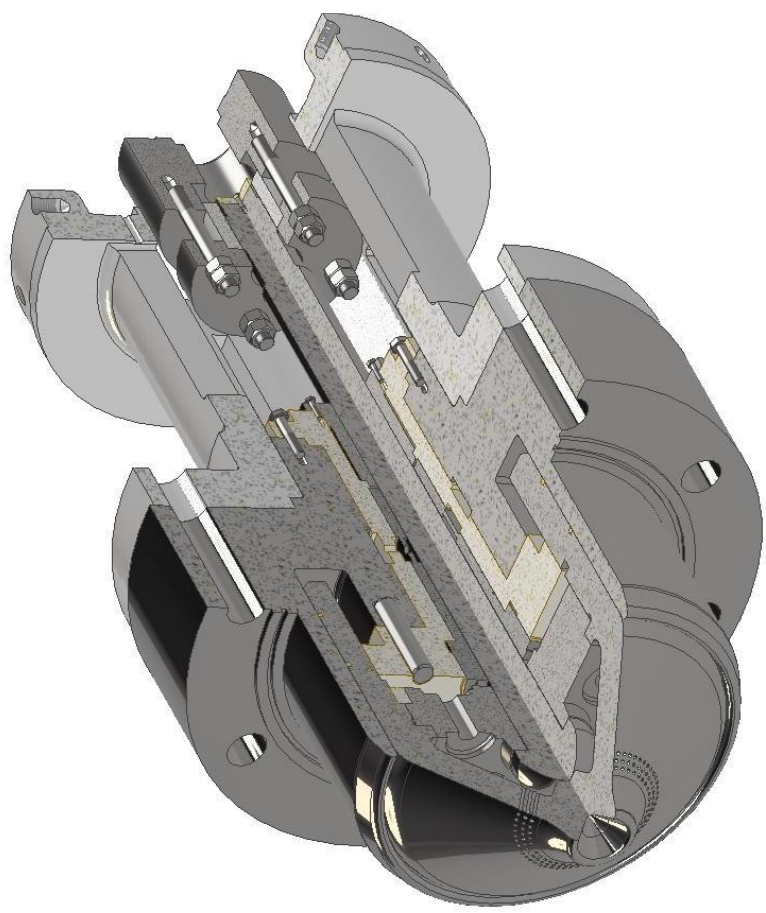


Рис. 36. 3D модель спроектированного стопорно-регулирующего клапана

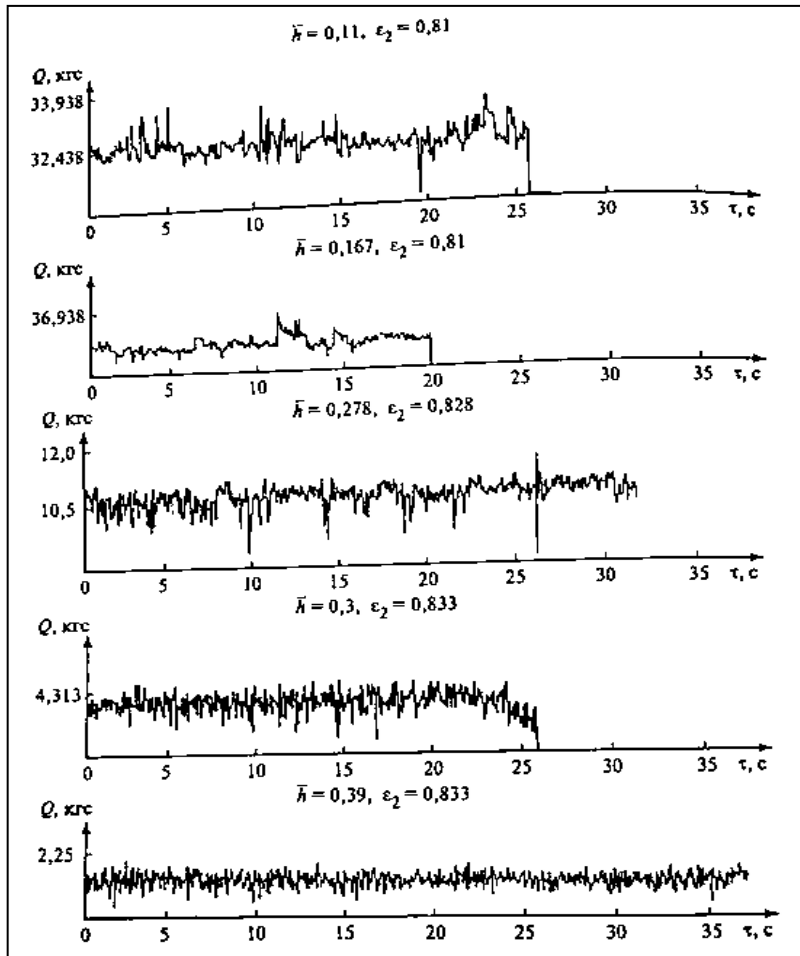


а

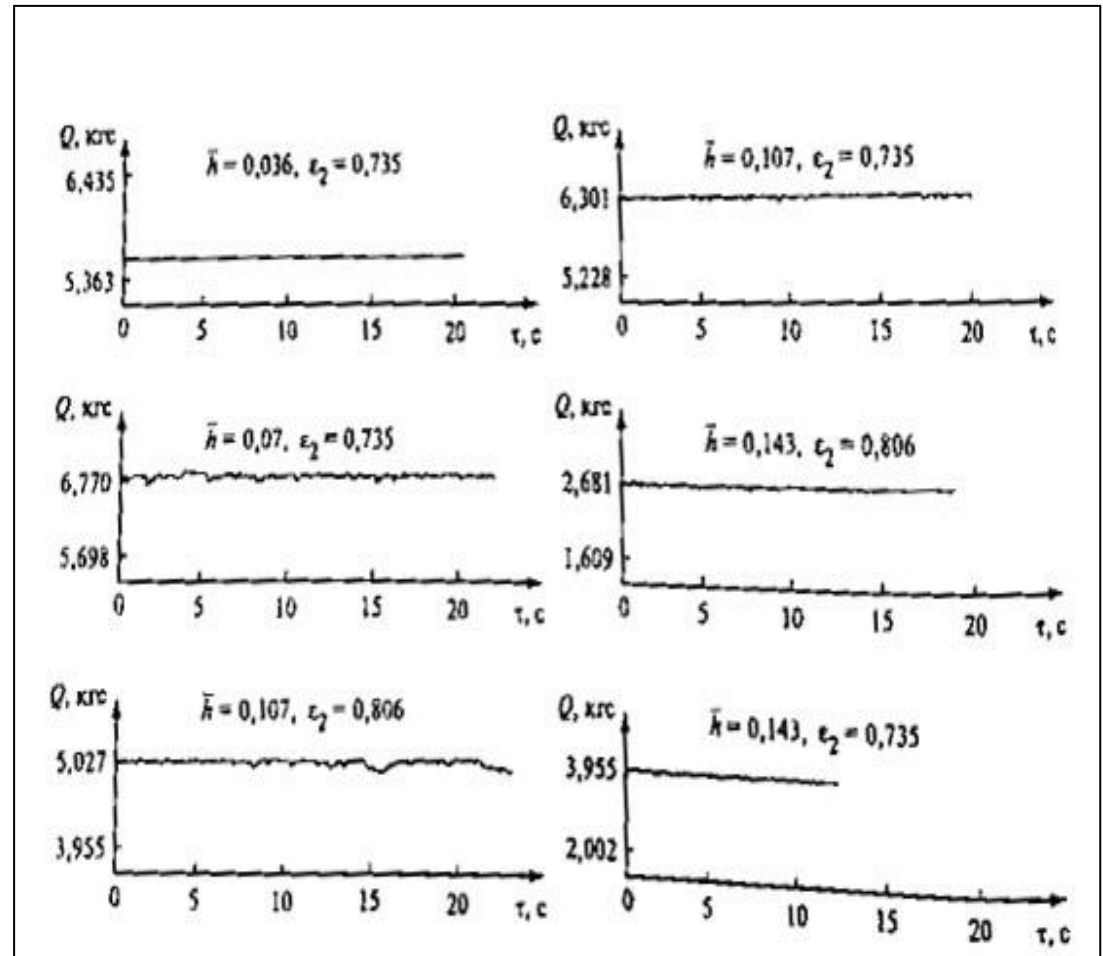
б

Рис. 37. 3D модели: а – регулирующий клапан; б – стопорный клапан





а



б

Рис. 38. Осциллограммы усилий на штоке: а - клапана ЛМЗ; б - спроектированного стопорно-регулирующего клапана.

6.1.2. Равномерное распределение пара по высоте соплового аппарата последней ступени турбины

Большие входные перекрыши и большая веерность - основные факторы, снижающие КПД ступеней с длинными лопатками [20]. Они являются главной причиной низкого КПД ЦНД паровой турбины.

Для всех ступеней с длинными рабочими лопатками является характерна низкая устойчивость к переменным режимам, когда при сравнительно небольшом снижении расхода пара через них возникает прикорневой отрыв потока.

При большом угле раскрытия проточной части ЦНД пар, выходящий из предпоследней ступени, отрывается от внешнего обвода при отсутствии последующей сопловой решетки. При наличии сопловой решетки последней ступени с резким снижением проходной площади размеры отрывной области резко сокращаются. Это вызвано добавочным сопротивлением в выходном сечении, представляющем собой диффузорный участок. При этом возникает интенсивное радиальное течение от корневого обвода переходного канала к периферии, свободной от активного потока. В результате поток пара, оторвавшийся от внешнего обвода ЦНД, прижимается к этому обводу и происходит либо резкое сокращение области отрыва, либо полная его ликвидация.

Таким образом, чем больше длина рабочей лопатки последней ступени, тем интенсивнее увеличивается проходное сечение сопловой решетки от корня к периферии (особенно при $\alpha_1 = \text{const}$). Естественно, что интенсивность радиальных течений в пределах соплового аппарата последующей ступени паровой турбины тем выше, чем меньше угол выхода потока из корневого сечения ступени.

Сказанное наглядно подтверждается опытными данными из работы [20], приведенными на рис. 39. При малом угле α_1 и, соответственно, сильном поджатии проходной площади соплового аппарата последней ступени

возникает очень интенсивный радиальный отток рабочей среды от корня лопатки последней ступени. Потери энергии в этой области достигают очень больших значений ($> 50\%$). В периферийной области, затененной большой перекрышей с предшествующей ступени, коэффициент потерь энергии становится не более 20% . Картина меняется с увеличением угла α_1 до 18° . В этом случае в связи с уменьшением оттока рабочей среды в радиальном направлении $\zeta = 45\%$.

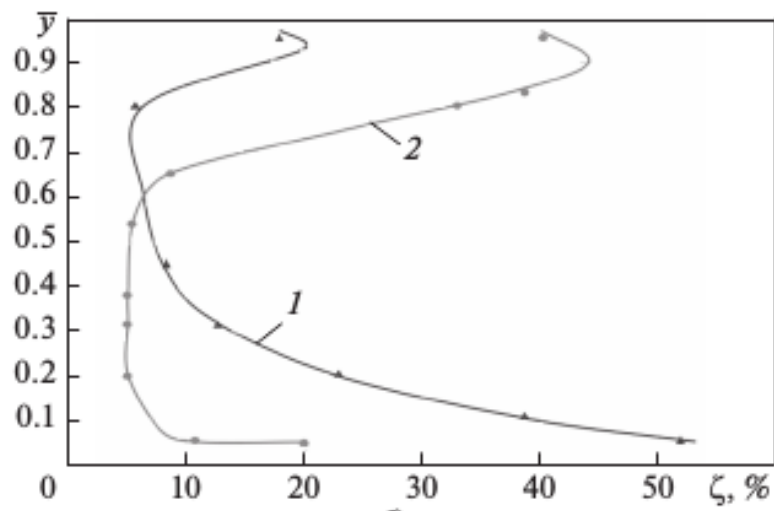


Рис. 39. Зависимость коэффициента потерь энергии от относительной высоты лопатки при большой перекрыше: 1 – $\alpha_1=10^\circ$, 2 – $\alpha_2=18^\circ$,

Разработанный для присоединенной паровой турбины нового энергоблока, работающего по альтернативному циклу, ЦНД имеет последнюю ступень с длинной рабочей лопаткой (960 мм).

Для сохранения равномерного поля скоростей при входе пара в последнюю ступень её сопловой аппарат выполнен совместно с предвключенной распределительной радиальной решеткой [18].

Распределительная решетка — это кольцевые обечайки, установленные под определенным углом на входе в сопловую решетку. Поддерживают их ребра, которые имеют перфорацию, для исключения поперечного усилия (рис. 40).

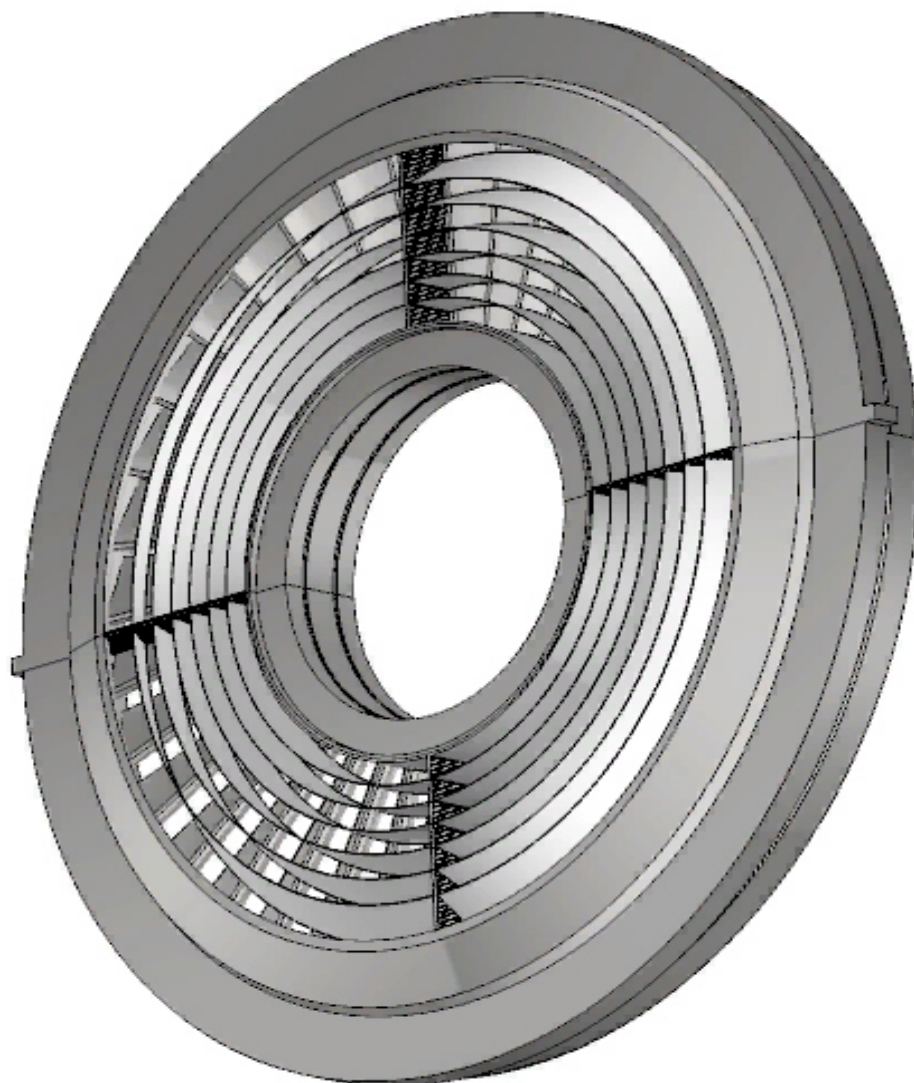


Рис. 40. Модель сопловой решетки последней ступени с предвключенным распределением пара по длине лопаток

С помощью таких решеток (рис. 42) удастся ликвидировать потери от перекрыши и полностью загрузить паром периферийные участки сопловых аппаратов. В результате такого решения исчезают радиальные течения в сопловом аппарате (рис. 41), растет устойчивость работы последней ступени на переменных нагрузках, заметно повышается КПД рассматриваемых ступеней.[16]

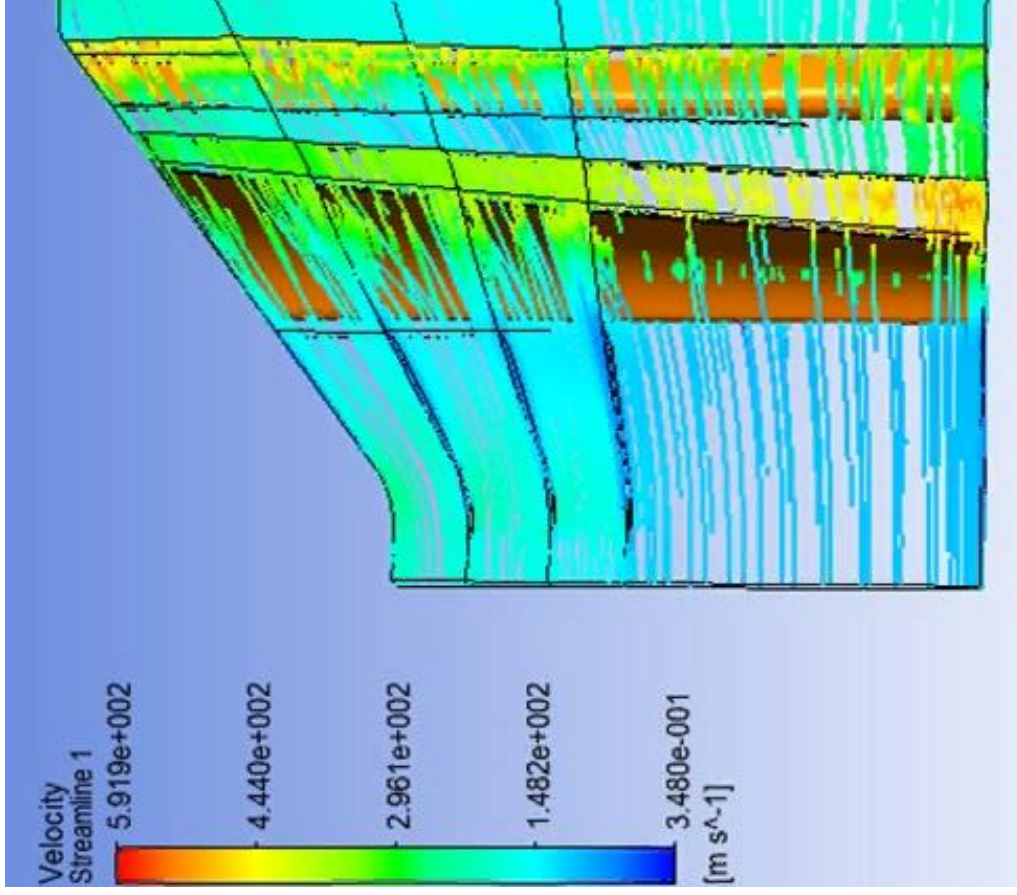


Рис. 41. Картина течения в последней ступени ЦНД с распределительной решеткой

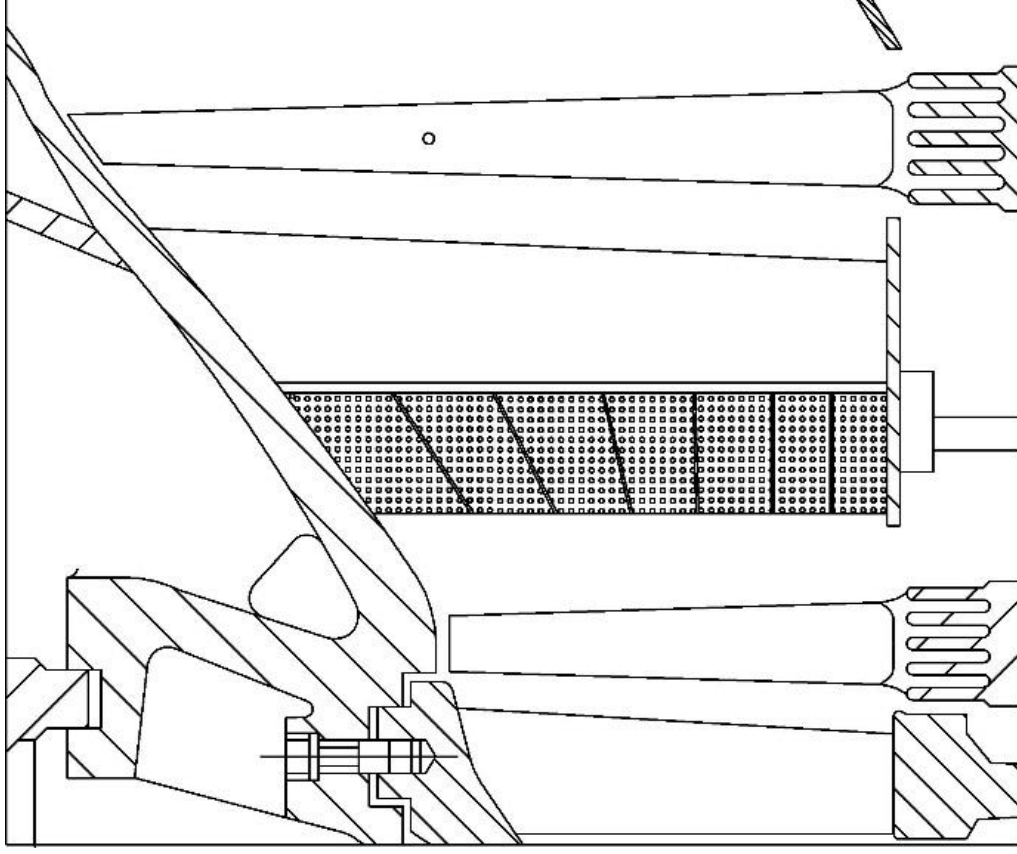


Рис. 42. Продольный разрез последней ступени ЦНД с предвключенным распределением пара по длине лопаток с распределением линий тока

6.2. Водородный пароперегреватель

Для подогрева пара после ЦСД основной турбины с $231,7^{\circ}\text{C}$ до 680°C при давлении $0,31\text{ МПа}$ рационально использовать водородную камеру сгорания смешивающего типа, поскольку водородное топливо при горении образует такое же химическое вещество, что и основное рабочее тело, - пар.

Примитивная модель такой камеры сгорания представлена на рис. 43.

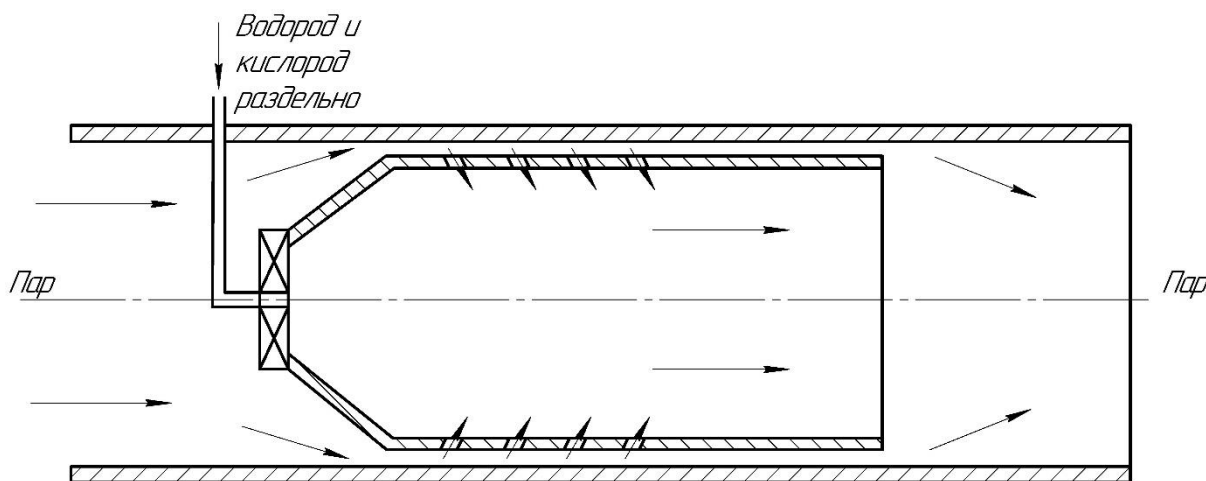


Рис. 43. Водородный пароперегреватель

Данная камера сгорания устанавливается непосредственно в паропровод, по которому подается пар после ЦСД основного блока. Водород и кислород в раздельном виде в соотношении $1:8$ подаются на смесительный элемент камеры сгорания, а затем происходит их воспламенение в потоке пара. Вторичный пар снаружи пламенной трубы охлаждает ее, обтекая снаружи и проникая внутрь через отверстия.

Далее вторичный пар смешивается с потоком пара, состоящим из первичного пара и продуктов сгорания водорода. Потери в такой установке минимальны. Сжигание водорода достаточно экологично, вредные выбросы в атмосферу исключаются. [22]

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Проведенный анализ способов достижения предельных мощностей стандартных ПГУ при переходе к начальным температурам газа перед газовой турбиной до 1700°C показал, что даже в этом случае мощность ПГУ не превышает 850-870 МВт, и реальным способом дальнейшего увеличения единичных мощностей является переход к двухпоточным компрессорам и турбинам.

2. Выполненные расчётные исследования тепловых схем ПГУ с дополнительным энергетическим котлом и переходом к частичному или полному паротурбинному приводу компрессора показали целесообразность такого решения при переходе к парогазовым технологиям на ТЭС с использованием как котельного, так и турбинного оборудования станций.

3. Для повышения надежности работы компрессора в составе ПГУ предложен исследованный на основе математического моделирования и вписанный в конструкцию компрессора новый высокоэффективный гаситель неравномерности поля скоростей воздуха, подводимого к первой ступени компрессора.

4. Рассмотрен промежуточный вариант перехода к использованию парогазовых технологий в паротурбинных циклах путем высокотемпературного водородного перегрева пара, покидающего ЦСД действующих мощных паротурбинных блоков, с последующим использованием этой добавочной теплоты в присоединенном высокотемпературном блоке и отводом греющего пара после паропарового теплообменника в ЦНД основной турбины.

Подобное решение позволяет на 2-4% увеличить КПД указанной паротурбинной установки и поднять ее мощность на 30%

5. Выполненные тепловой и аэродинамический расчёты паровой турбины присоединенного блока и последующая конструктивная ее разработка с учётом таких новых решений, как система полудроссельного парораспределения с новыми стопорно-регулирующими клапанами, использование в

последних ступенях сопловых аппаратов с предвключенным распределителем пара по высоте лопаток соплового аппарата, позволили создать высокоэкономичную турбину, а переход к высоким начальным параметрам пара увеличил КПД присоединенного блока до 49,4%.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зарянкин, А.Е., Григорьев, Е.Ю. О возможных путях повышения мощности, надежности и экономичности газотурбинных установок / А.Е. Зарянкин, Е.Ю. Григорьев, Д.Е. Бузулуцкий, П.С. Хазов// Вестник Ивановского Государственного Энергетического Университета. – Изд.: ИГЭУ (Иваново). – 2014, С 5-11.
2. Трухний, А.Д. Парогазовые установки электростанций// А.Д. Трухний// Учебное пособие для вузов – М.: Издательство МЭИ, 2017.
3. Костюк, А.Г. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний // Учебное пособие для вузов - М.: Издательство МЭИ, 2016.
4. SGT5-8000H heavy-duty gas turbine (50 Hz): <https://new.siemens.com> (дата обращения: июль 2019г.)
5. SGT5-9000HL heavy-duty gas turbine (50 Hz): <https://new.siemens.com> (дата обращения: июль 2019г.)
6. Зарянкин, А.Е. Парогазовые установки с дополнительным энергетическим котлом и паротурбинным приводом компрессора/ А.Е. Зарянкин, В.А. Зарянкин, А.С. Магер, М.А. Носкова// Газотурбинные технологии. – 2015. - №3. – С. 40-45.
7. Зарянкин, А.Е. Парогазовые установки с паротурбинным приводом компрессора/ А.Е. Зарянкин, С.В. Арианов, В.А. Зарянкин, С.К. Сторожук// Газотурбинные технологии. – 2007. - №7. – С. 18-24.
8. Зарянкин, А.Е. Термодинамические основы перехода к ПГУ с паротурбинным приводом компрессора / А.Е. Зарянкин, А.Н. Рогалев, С.В. Арианов, С.К. Сторожук // Тяжелое машиностроение. – 2010. - №12. – С. 2-6.
9. Zaryankin, A.E. Combined cycle power plant with steam turbine drive compressor and high temperature steam turbine/ А.Е. Zaryankin, S.K. Staroguk, A.N. Rogalev, V. Shaulov //conference proceedings of 8th conference on

- Power System Engineering, Thermodynamics Fluid Flow, Pilsen, June 18, - 2009 P.241 – 248
10. Wancai Lui, Hui Zang, Steam turbine driving compressor for gas – steam combined cycle power plant / Wancai Lui, Hui Zang // Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE 2009, November 13-19, Lake Buena Vista, Florida, the USA, 8p
 11. SGT5-2000E heavy-duty gas turbine (50 Hz): <https://new.siemens.com> (дата обращения: декабрь 2018г.)
 12. Chaker M., Thomas R. M. III. Design Consideration of Fogging and Wet Compression Systems as Function of Gas Turbine Inlet Duct Configurations // ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. 2015. Vol. 3. pp. V003T20A015.
 13. Падашмоганло, Т., Постникова, М.С. Гасители неравномерности полей скоростей во входных и выходных патрубках турбомашин/ Т. Падашмоганло, М.С. Постникова, Д.Б. Куроптев // Тезисы докладов XXV Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика». 14-15 марта 2019. С. 935.
 14. Постникова, М.С. Разработка и исследование углового входного патрубка осевого компрессора ГТУ/ М.С. Постникова// Сборник тезисов докладов Научно-технической конференции студентов "Энергетика. Технологии будущего"/ 28-29 мая 2019. - С.15
 15. Разработка научных основ проектирования электростанций с высокотемпературными паровыми турбинами: Сборник статей. – М.: Издательство МГТУ им. Баумана, 2009. – 300 с.
 16. Зарянкин, А.Е. Использование ступени Баумана в цилиндрах низкого давления конденсационных турбин/ А.Е. Зарянкин, М.А. Черкасов, В.И. Крутицкий, И.П. Лавырев // Теплоэнергетика. 2019. №9. С 24-32
 17. Богомолова, Т.В. Последние ступени паровых турбин: учебное пособие/ Т.В. Богомолова. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 80 с.

18. Зарянкин, А.Е. Анализ причин низкой экономичности цилиндра низкого давления паровой турбины К-200-130/ А.Е. Зарянкин, С.К. Осипов, В.И. Крутицкий// Вестник МЭИ. -2018, №5 – С. 8-16.
- 19.Зарянкин, А.Е., Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин/ А.Е. Зарянкин, Б.П. Симонов // Москва: изд-во МЭИ, 2005. - 359 с.
- 20.Дейч М.Е. Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1995
- 21.Зарянкин, А.Е. и др. «Двухъярусная ступень с неразъемной вильчатой лопаткой» Патент РФ №0002685162 БИ №11 16.04.2019.
- 22.Рогалев А.Н. Разработка научно-методологических основ создания перспективных высокотемпературных энергетических комплексов. Автореферат диссертации д.т.н, Москва, МЭИ. 2018.