

УДК 621.18:658.26

КП

№ госрегистрации 0108U000672

Инв. №

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
СУМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

40007, г. Сумы, ул. Римского-Корсакова, 2, тел. (0542) 33 41 08
факс (0542) 33 40 58

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по научной работе

д.ф.-м.н., профессор

_____ А.Н. Черноус

О Т Ч Е Т

по научно-исследовательской работе

**"Разработка бинарной паротурбинной установки (мини-ТЕЦ) для
ресурсосберегающего электро- и теплоснабжения предприятий Украины"**

(заключительный)

Начальник НИЧ,

к.т.н., доцент

В.А.Осипов

Руководитель НИР,

к.т.н., доцент

С.М. Ванеев

Сумы – 2009

Рукопись закончена 22.12. 2009 года

Результаты работы рассмотрены на научном совете СумГУ
протокол № 5 от 26.11.2009

СПИСОК АВТОРОВ

Руководитель НИР	С.М. Ванеев
Ведущий научный сотрудник к.т.н., доцент	(Реферат, введение, выводы, разделы 1-3, 5, 7, 8)
Старший научный сотрудник к.т.н., профессор	В.М. Арсеньев (разделы 1-4)
Старший научный сотрудник к.т.н., профессор	Г.А. Бондаренко (раздел 5)
Старший научный сотрудник к.т.н., доцент	Ю.М. Вертепов (разделы 4, 6)
Старший научный сотрудник к.т.н., доцент	Ю.М. Вертепов (разделы 4, 6)
Научный сотрудник	Е.Н. Олада (разделы 4, 6)
Младший научный сотрудник	М.Г. Прокопов (разделы 1-3, 7, 8)
Младший научный сотрудник	В.Н. Козин (разделы 4, 6)
Младший научный сотрудник	Д.О. Левченко (раздел 4)
Младший научный сотрудник	С.О. Шарапов (разделы 1-3)
Техник первой категории	М.И. Проценко (раздел 4)

РЕФЕРАТ

Отчет по НИР: 198 стр., 23 рис., 45 табл., 46 ист.

Объекты исследования – компрессорный цикл и методы расчета и оптимизации параметров энергетического оборудования малых локальных энергоустановок, в том числе мини-ТЭЦ, для ресурсосберегающего электро- и теплоснабжения, мощностью 0,5-3,0 МВт.

Цель работы – разработка методик расчета и проектирования основного энергетического оборудования бинарной паротурбинной установки (мини-ТЭЦ) со струйным термокомпрессорным модулем в системах ресурсосберегающего энергопотребления коммунальных и промышленных предприятий.

Методы исследования – теоретические методы (термодинамический анализ, расчет теплотехнического оборудования) и экспериментальные методы (физический эксперимент, вычислительный эксперимент).

На основе проведенного термодинамического анализа построен оптимальный с позиции технико-экономических факторов компрессорный паротурбинный цикл. Разработана тепловая схема энергоустановки с техническими характеристиками основного оборудования.

Создан промышленный образец термокомпрессорного модуля (базового элемента малой энергоустановки) и стенд для его исследования.

Выполнены оптимизационные расчеты термогазодинамический, энергетических и геометрических параметров основного энергетического оборудования для мини-ТЭЦ мощностью 500 кВт.

Разработаны все необходимые методики и программы расчета на ЭВМ для эскизного проектирования оборудования мини-ТЭЦ мощностью 0,5-1 МВт.

За счет децентрализации энергообеспечения предприятий путем внедрения бинарной паротурбинной установки (мини-ТЭЦ), что эффективно работает при использовании широкого спектра топлив и низкотемпературных теплоносителей, возможное снижение в 2-3 раза расходов на закупку энергоносителей, увеличение конкурентоспособности отечественных производств и повышение энергетической безопасности страны.

Результаты работы можно использовать в разных отраслях экономики и общества: в теплоэнергетике и промышленной теплотехнике, в коммунальном хозяйстве и т.д.

С целью продолжения работ выполнены расчеты нового комбинированного цикла струйного понижающего термотрансформатора, обеспечивающего эффективное преобразование подводимой энергии топлива в системе теплоснабжения с коэффициентом преобразования 3,0–3,5.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ, КОМПРЕССОРНЫЙ ЦИКЛ, ТЕРМОКОМПРЕССОРНЫЙ МОДУЛЬ, ВОДОНАГРЕВАТЕЛЬНЫЙ БЛОК, СЕПАРАТОР, КОНДЕНСАТОР, МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.

СОДЕРЖАНИЕ

	С.
ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 ТЕПЛОВАЯ СХЕМА И ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ.....	11
2 РЕЗУЛЬТАТЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА.....	14
3 ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И УТОЧНЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЖИДКОСТНО-ПАРОВОГО СТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА.....	17
4 ТЕПЛОВЫЕ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЬНОГО БЛОКА ЭНЕРГОУСТАНОВКИ.....	32
4.1 Алгоритм расчета подогревателя рабочей жидкости СТК.....	33
4.2 Результаты расчетов топочного процесса и подогревателя рабочей жидкости СТК.....	42
4.3 Расчет воздухонагревателя.....	56
4.4 Расчет вращающегося регенератора.....	76
5 РАСЧЕТ И ЭСКИЗНАЯ РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 0,5-1 МВт.....	84
5.1 Общий термодинамический расчет турбины.....	86
5.2 Разбивка турбины на ступени.....	88
5.3 Расчет ступеней.....	89
5.4 Сравнение и выбор турбин.....	142
6 РАСЧЕТ И ЭСКИЗНАЯ РАЗРАБОТКА КОНДЕНСАТОРА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	145
6.1 Алгоритм расчета горизонтального кожухотрубного пароводяного конденсатора.....	145
6.2 Результаты расчетов.....	163

7 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБРАЗЦА ЖИДКОСТНО-ПАРОВОГО СТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА ...	167
7.1 Экспериментальный стенд, измерительные приборы и определение погрешностей измерений.....	167
7.2 Результаты экспериментальных исследований.....	183
8 МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИК БИНАРНОЙ ПТУ.....	188
ВЫВОДЫ.....	193
ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК.....	195

ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СИМВОЛОВ, ЕДИНИЦ, СОКРАЩЕНИЙ И ТЕРМИНОВ

d, l – диаметр и длина, удельная работа, м, Дж/кг;

F – площадь сечения, теплообмена, м²;

f – относительная площадь сечения;

α_e° – угол конуса канала сопла;

z – продольная координата, м;

t, T – температура, °С, К;

p – статическое давление, Па;

v – удельный объем среды, м³/кг;

e – удельная эксергия, Дж/кг;

h – энтальпия, Дж/кг;

s – энтропия, Дж/(кг·К);

τ – время, с;

τ_w – касательное напряжение на стенке, Па;

w – средняя скорость течения, м/с;

a_* – критическая скорость, м/с;

x – массовое паросодержание;

β – объемное паросодержание; угол входа и выхода потока, град;

u – коэффициент инжекции; окружная скорость, м/с;

\dot{m}, m – массовый расход, масса, кг/с, кг;

Re – критерий Рейнольдса;

Nu – число Нуссельта.

n – число труб в ряду секции теплообмена;

θ – температурный напор;

Δ – шероховатость поверхности, мм;

γ – степень рециркуляции;

Q – тепловая мощность, Вт;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

G – расход топочных газов в секции теплообмена, кг/с.

ψ – степень перепроизводства пара; коэффициент скорости для рабочего колеса;

μ – коэффициент скорости для соплового аппарата;

N – мощность;

η – КПД;

c – скорость потока в абсолютном движении, м/с; удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);

w – скорость потока в относительном движении, м/с;

a – скорость звука, м/с;

x – степень сухости;

ξ – коэффициент потерь;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К).

Индексы:

f – расходное сечение; a – выходной срез канала; n – противодавление;

o – параметры торможения; (*) – критическое сечение (параметр); n – пар;

$ж$ – жидкость; $г$ – топочные газы; $в$ – воздух; oi – относительный внутренний

КПД турбины; 0 – сечение на входе в турбину; в ступень; 1 – сечение на выходе из турбины; из ступени.

ВВЕДЕНИЕ

В условиях непрерывного роста цен на энергоносители, предельного состояния износа оборудования тепловых электростанций и коммунального теплоснабжения, введенного в эксплуатацию в 1950-1970г.г., и высокого уровня энергозатратности экономики Украины, в значительной степени зависящей от условий импорта нефти и природного газа, все более актуальным становится применение малых энергогенерирующих систем непосредственно у потребителей. Мировым сообществом признана определяющая роль децентрализации энергетики и создания малых локальных энергоустановок – как пути выхода из нарастающего энергетического кризиса [1,2]. Насыщение экономики независимыми распределенными энергоисточниками, как показывает международный опыт, ведет к снижению стоимости энергии, повышению конкурентоспособности предприятий и энергетической безопасности страны.

Следует отметить, что расширение децентрализации энергосбережения требует решения, по крайней мере, двух основных проблем:

- существенного повышения эффективности (коэффициента использования энергии топлива) малых энергоустановок мощностью до 1 МВт (и выше) за счет реализации новых схем (технологий) преобразования энергии и принципов когенерации;

- рационального использования в малых энергоустановках различных местных, более дешевых топлив и теплоносителей, в том числе и нетрадиционных.

Поставляемые в настоящее время на рынок энергии газотурбинные и газопоршневые двигатели малой мощности не могут в полной мере удовлетворить запросы потребителей по многим эксплуатационным показателям и, тем более, - по уровню широкой многотопливности. В связи с этим, особенно привлекательным направлением является разработка автономных малых паротурбинных блоков нового поколения в качестве ресурсосберегающих источников электро- и теплоснабжения промышленных и коммунальных

предприятий. Создание и применение для этих целей паротурбинных установок (ПТУ) малой мощности в упрощенном традиционном исполнении тепловых электростанций [3, 4] ограничено низкой эффективностью (к.п.д. на уровне 0,1 – 0,2), и высокой конструктивной сложностью оборудования. В то же время, ПТУ обладают рядом неоспоримых достоинств: возможностью использования широкого спектра топлив и теплоносителей, высоким ресурсом, надежностью и простотой эксплуатации, умеренной стоимостью переоборудования существующих котельных. В настоящее время расширяющийся ассортимент паровых турбин малой мощности находит применение только на отдельных предприятиях для выработки дополнительной электроэнергии на собственные нужды.

Разработка способа сжатия пара в жидкостно-паровом струйном компрессоре [5] и расчетных методов прогнозирования параметров рабочего процесса, основанных на результатах экспериментальных исследований опытного образца [6-10] и теплофизического моделирования течения и парообразования [11-13] в проточных частях компрессора, открывает возможность реализации принципиально нового более эффективного цикла преобразования энергии в ПТУ [14-16], показатели которой соответствуют основным требованиям [1, 2], предъявляемым к малым энергоустановкам.

В связи с этим, поставлены следующие основные задачи исследования:

- провести термодинамический анализ и построить оптимальный с позиции энергоэкономических факторов компрессорный цикл преобразования энергии, реализуемый в малой паротурбинной установке;

- представить тепловую схему энергоустановки и технические характеристики основного оборудования;

- экспериментально уточнить рациональные геометрические параметры проточной части и подготовить методику расчета параметров рабочего процесса жидкостно-парового эжектора в составе струйного термокомпрессорного модуля (СТК);

- провести тепловое и газогидродинамическое проектирование топочного процесса, секции теплообмена, систем рециркуляции и регенерации выхлопных газов подогревателя рабочей воды циркуляционного контура модуля СТК энергоустановки (мини-ТЭЦ);

- проанализировать технические характеристики существующего парка паровых турбин малой мощности, выполнить термогазодинамические и геометрические расчеты проточной части осевой турбины, откорректировать расчетную модель и эскизную разработку турбогенераторного блока;

- разработать методику расчета и проектирования конденсатора системы теплоснабжения;

- промоделировать эффективность эксплуатации энергоустановки (мини-ТЭЦ) на переменных режимах работы и представить прогнозируемые характеристики и показатели.

1 ТЕПЛОВАЯ СХЕМА И ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОБОРУДОВАНИЯ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ

Малая паротурбинная энергоустановка [16, 17], работающая в режиме мини-ТЭЦ, включает три основных блока (рис. 1.1): модуль струйный термокомпрессорный (СТК), выполняющий функции парогенератора, турбогенераторный агрегат ТГ с электросиловой системой и блоком автоматического управления и регулирования и конденсатор теплоснабжения КД с блоком периодической подпитки контура питательной водой.

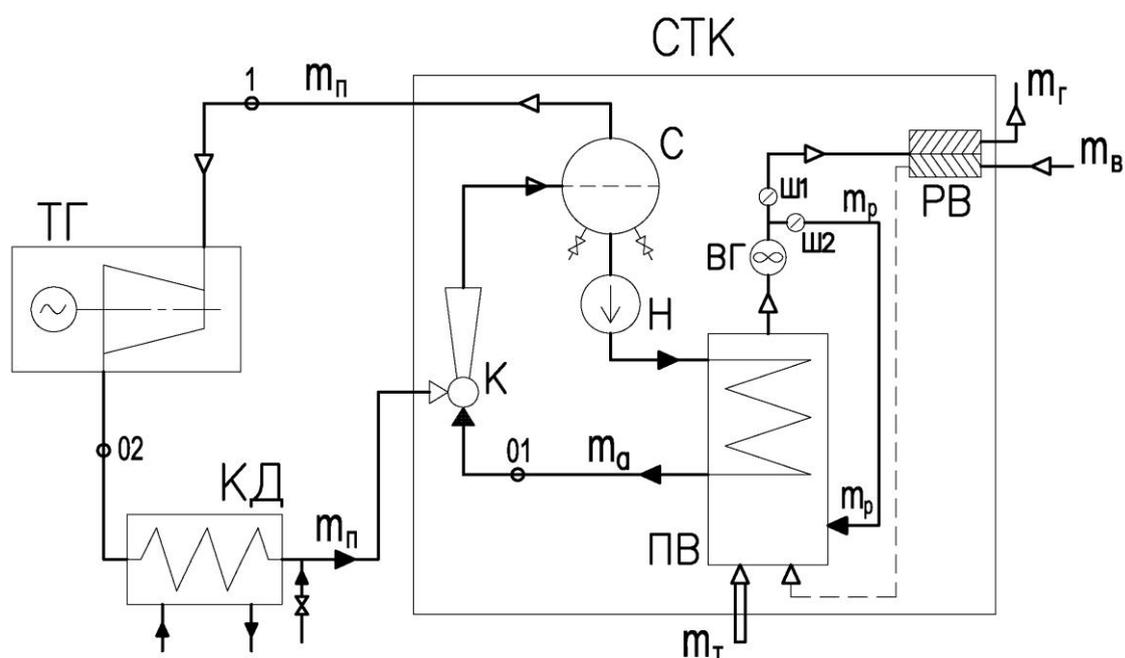


Рисунок 1.1 – Тепловая принципиальная схема малой паротурбинной
энергоустановки (мини - ТЭЦ)

ТГ – турбогенераторный блок (паровая винтовая турбина, генератор, электросиловой щит, пульт управления); СТК – струйный термокомпрессорный модуль (К - струйный компрессор, С - сепаратор, Н - циркуляционный насос; ПВ – подогреватель воды; ВГ – вентилятор (дымосос); РВ – регенератор воздуха); КД - конденсатор теплоснабжения.

Модуль СТК включает циркуляционный насос Н, струйный жидкостно-паровой компрессор К, реализующий эффект истечения вскипающей недогретой до насыщения жидкости [12], сепаратор жидкой фазы и подогреватель рабочей воды ПВ циркуляционного типа с включенными вентилятором ВГ и регенератором РВ подогрева атмосферного воздуха выхлопными газами. Отработавший в турбине пар (расход m_{II}) после частичной конденсации в КД (при передачи тепла в систему отопления) подводится к компрессору К и восстанавливается в СТК до рабочего состояния (t_1, p_1) на входе в паровую турбину блока ТГ. Коэффициент избытка воздуха α , подаваемого в топочную камеру, при использовании газообразного топлива близок к единице ($\alpha = 1,03-1,05$ [18]), что обеспечивается рециркуляцией выхлопных газов (расход \dot{m}_p) и возвращением их в топочную камеру для смешивания с продуктами первичного высокотемпературного сгорания. Степень рециркуляции $\gamma_p = (m_p / m_A) > 1$ оптимизируется для обеспечения эффективной теплопередачи в трубных пучках ПВ и поддержания необходимого температурного уровня t_{cm} поверхности теплообмена. В переключающемся регенераторе температура отводимых дымовых газов снижается до значений 40-50°C (температура точки росы “чистых” продуктов сгорания примерно 60°C) и поэтому частично используется теплота конденсации водяного пара продуктов сгорания. Это предопределяет высокий уровень коэффициента теплоиспользования ($\eta_q \approx 0,97-0,98$) и существенное повышение экологической чистоты выбросов.

Для привода циркуляционного насоса Н СТК из блока ТГ отбирается часть электроэнергии.

Турбогенераторный блок ТГ включает (по результатам предварительного анализа) турбогенератор на раме (турбина винтовая, датчики и реле, щит КИП, генератор, маслоохладитель, пусковой масляный насос, фильтр, шкафы электроаппаратуры и электросилового щит), пульт управления и автоматизированное рабочее место, предохранительный блок и шумозащитную систему.

Регулирование тепловой мощности конденсатора теплоснабжения связано с поддержанием на заданном режиме эксплуатации необходимого уровня насыщенной воды в сепараторе С, что обеспечивается стандартной системой получения чистого пара в традиционных парогенераторах.

Таким образом, в паротурбинной энергоустановке блочного типа обеспечивается существенное упрощение конструкции парогенераторного блока за счет применения модуля СТК с высоким уровнем эффективности преобразования подводимой энергии [16, 17].

2 РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОЙ ОПТИМИЗАЦИИ КОМПРЕССОРНОГО ПАРОТУРБИННОГО ЦИКЛА

В предлагаемом компрессорном цикле отработавший в турбине пар конденсируется лишь частично и возвращается (рециркулируется) в модуль СТК. За счет этого снижается величина отводимого тепла q_2 по сравнению с традиционным круговым процессом водяного пара и существенно повышается эффективность паротурбинного цикла [16, 17].

Результаты исследования рабочего процесса и уточнение рациональной геометрической формы проточных частей при испытании образца струйного компрессора, а также численные расчеты по определению характеристик компрессорного цикла с целью оценки достигаемых технико-экономических показателей свидетельствуют об определяющем влиянии совершенства преобразования подводимой энергии в модуле СТК [16, 17]. Коэффициент использования топлива (эффективный к.п.д.) установки в когенерационном режиме совместного электро – и теплоснабжения определяется соотношением:

$$\eta_{e\dot{\omega}} = \eta_{i\dot{A}} \cdot (l_T \cdot \eta_{mT} \cdot \eta_{y\dot{A}} - \dot{e}^{-1} \cdot l_H \cdot \eta_{mH}^{-1} + \Delta e_q) / q_1.$$

Здесь $\eta_{i\dot{A}}$ - коэффициент теплоиспользования подогревателя воды; η_{mT} - механический к.п.д. турбины; η_{mH} - механический к.п.д. циркуляционного насоса; $u = (m_f / m_a)$ - коэффициент инжекции струйного компрессора; l_T - удельная внутренняя работа турбины, кДж/кг; l_H - удельная внутренняя работа насоса, кДж/кг; q_1 - удельная теплота, подводимая к СТК в подогревателе воды, кДж/кг; Δe_q - располагаемое приращение удельной энергии охлаждаемого пара в конденсаторе теплоснабжения.

О преобладающем влиянии на эффективность энергоустановки степени совершенства преобразования энергии в модуле СТК свидетельствуют данные, представленные на рис. 2.1 и рис. 2.2. В качестве исходных при проведении численных исследований приняты параметры, подтвержденные результатами

испытаний образца жидкостно-парового струйного компрессора, известные характеристики рабочих машин (турбины, насоса) и топочных систем: коэффициенты скорости: сопла $\varphi_a = 0,95-0,98$; пассивного потока $\varphi_n = 0,93-0,96$; конфузора $\varphi_e = 0,91-0,93$; диффузора $\varphi_D = 0,85-0,90$; характеристика камеры смешения $n = 0,45-0,50$; относительный внутренний к.п.д. турбины $\eta_{oi}^T = 0,70-0,75$; относительный внутренний к.п.д. насоса $\eta_{oi}^H = 0,7-0,8$; механический к.п.д. турбины $\eta_{mT} = 0,98$; механический к.п.д. насоса $\eta_{mH} = 0,90$; электрический к.п.д. $\eta_{\dot{y}\dot{o}} = 0,98$; к.п.д. подогревателя $\eta_{i\dot{A}} = 0,95-0,98$.

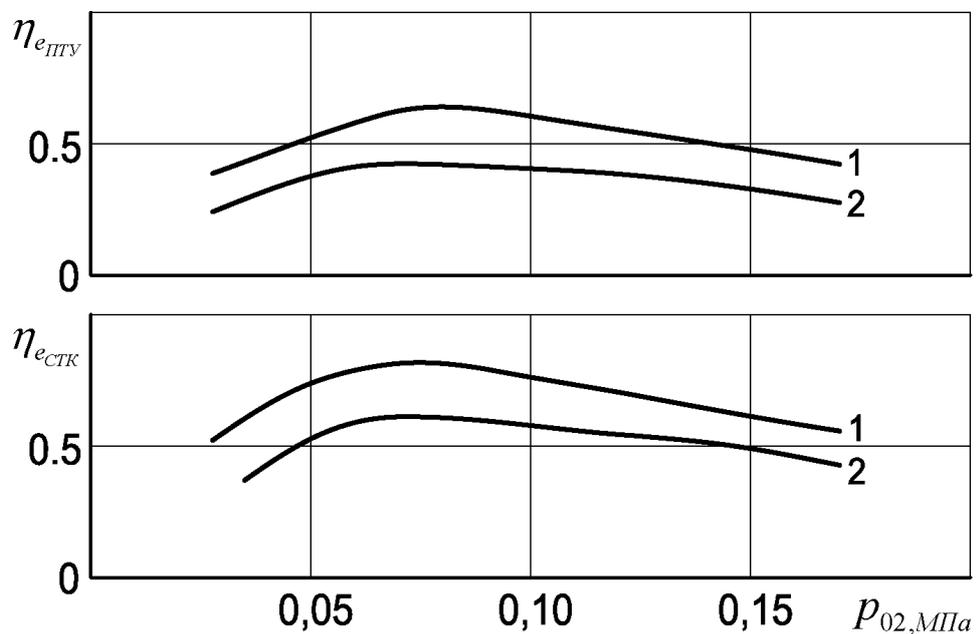


Рисунок 2.1 – Зависимость эффективных параметров от давления в приемной камере: давление на входе в активное сопло после насоса $p_{01} = 3 \text{ МПа}$, давление в сепараторе $p_c = 1,56 \text{ МПа}$, степень сухости пара пассивного потока $x_{02} = 0,92$, уровень перегрева в подогревателе 1 - $\Delta t_a = 4^\circ \text{C}$, 2 - $\Delta t_a = 8^\circ \text{C}$.

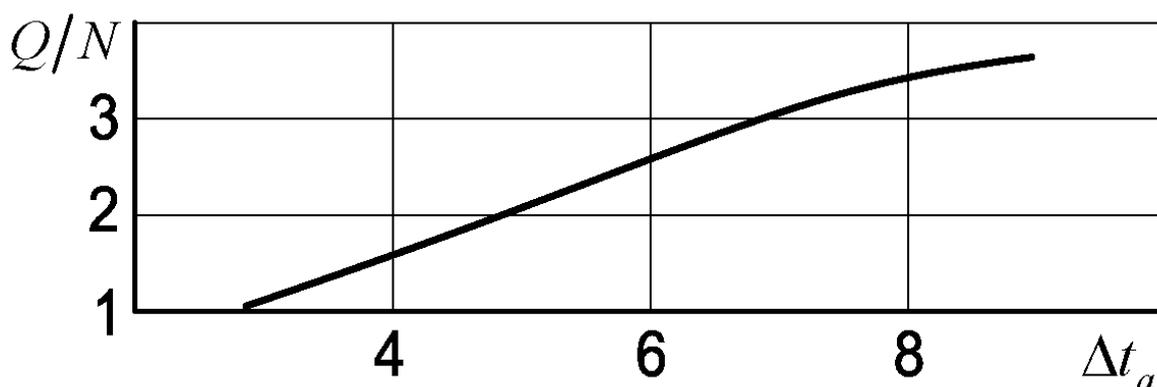


Рисунок 2.2 – Зависимость доли мощности теплоснабжения энергоустановки (мини-ТЭЦ) от перегрева рабочей воды СТК:

$$p_{o1} = 3 \text{ МПа}; p_c = 1,56 \text{ МПа}; x_{o2} = 0,92; p_{o2} = 0,1 \text{ МПа}$$

Результаты исследований свидетельствуют о существовании режимов с максимальными значениями эффективности энергоустановки, которые наблюдаются при минимальных перегревах $\Delta t_a = (t_{o1} - t_c)$ рабочей жидкости в подогревателе воды и при оптимальных значениях давления p_{o2} инжектируемого пара. Область предпочтительных режимов смещается, таким образом, в сторону незначительного разрежения, создаваемого в канале активного сопла в расчетном режиме истечения [11, 12].

Данные испытаний опытного образца струйного компрессора позволили провести корректировку разработанной методики численного расчета параметров рабочего процесса и основных составляющих элементов термокомпрессорного модуля.

3 ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И УТОЧНЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЖИДКОСТНО-ПАРОВОГО СТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА

Схема жидкостно-парового струйного компрессора представлена на рис. 3.1. Результаты экспериментальных исследований активных сопел жидкостно-парового струйного компрессора [8] были использованы при создании методики численного расчета проточных частей и показателей рабочего процесса. С помощью этой методики исследовалось влияние различных параметров на показатели эффективности жидкостно-парового струйного компрессора и термокомпрессорного модуля в целом. Результаты расчетов представлены в таблицах 3.1-3.11.

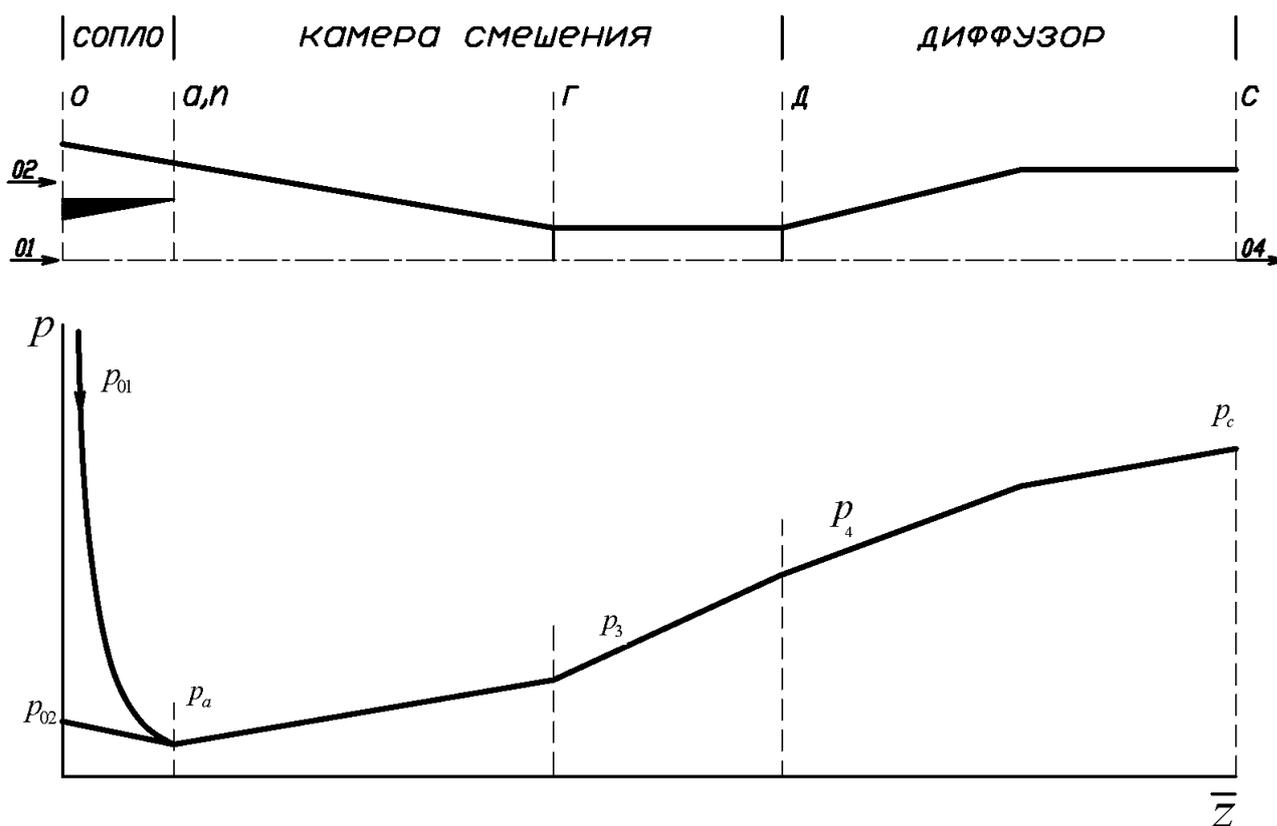


Рисунок 3.1 – Схема проточной части жидкостно-парового струйного компрессора и распределение статического давления по длине потока

В этих таблицах $z_a = l_c/d_2$ - относительная длина активного сопла, l_c - длина сопла, d_2 - диаметр горла сопла; $f_a = F_a/F_2$ - относительная площадь среза сопла F_a - площадь среза сопла, F_2 - площадь горла сопла; $f_k = F_k/F_a$ - относительная площадь приемной камеры, F_k - площадь сечения приемной камеры; $f_3 = F_u/F_a$ - относительная площадь выходного сечения камеры смешения, F_u - площадь сечения цилиндрической части.

В качестве базового принят режимный вариант табл. 3.1 (параметры рабочей воды $p_{ol} = 30$ бар, $t_o = 204^\circ\text{C}$, перегрев $\Delta t_a = 4^\circ\text{C}$). На всех режимах применялось активное сопло ($\alpha_k = 8^\circ$, $f_a = 41,25$), обеспечивающее расчетные параметры истечения на указанном базовом режиме. По этой причине показатели геометрии проточных частей, приведенные в таблицах, являются оптимальными для представленных расчетных режимов.

При увеличении степени перегрева Δt_a рабочей воды наблюдается некоторое снижение эффективности компрессора за счет снижения импульса в выходном срезе активного сопла, требующее определения p_{ol} , (табл. 3.1 – 3.4). На оптимальных режимах работ, соответствующих максимальной эффективности (см. рис. 2.1), подобная закономерность обычно проявляется.

Аналогичные особенности проявляются при снижении параметров в сепараторе: при малом изменении коэффициента инжекции снижается эффективность струйного компрессора (табл. 3.5 – 3.8).

Экспериментальные и расчетные данные свидетельствуют о сравнительно слабом влиянии расположения активного сопла перед входом в камеру смешения, что объясняется, очевидно, низким уровнем значений коэффициента инжекции и. Некоторое повышение эффективности все же наблюдается в компрессоре с вдвинутым рабочим соплом и кольцевым сужающимся каналом для предварительного разгона инжектируемого пара (при этом обеспечивается примерное равенство скоростей и статических давлений на срезе сопл). При увеличении расстояния между срезом активного сопла и входным сечением камеры ($p_a \rightarrow p_{o2}$), которое снижает величину $\alpha_2 = w_2/w_a < 1$, (табл. 3.9 – 3.11) показатели струйного компрессора практически не изменяются.

Таблица 3.1 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды:			
- давление	p_{01}	МПа	3
- температура	t_{01}	°С	204
Параметры инжектируемого пара:			
- давление	p_{02}	МПа	0.144
- температура	t_{02}	°С	110.2
- степень сухости	x_{02}		0.907
Геометрия проточных частей:			
- угол раскрытия сопла	α_k	град.	8
- относительная длина активного сопла	z_a		38.8
- относительная площадь среза сопла	f_a		41.25
- относительная площадь приемной камеры	f_k		1.15
- относительная площадь выходного сечения камеры смешения	f_3		0.18
Параметры пара в сепараторе:			
- давление	p_c	МПа	1.56
- температура	t_c	°С	200
Результаты расчета:			
Рабочая струя:			
- давление на срезе сопла	p_a	МПа	0.1
- температура пара	t_a	°С	99.6
- коэффициент скорости	φ_a		0.97
- скорость течения	w_a	м/с	323.85
- число Маха	M_a		1.44
- массовое паросодержание	x_a		0.1579
- объемное паросодержание	β_a		0.9954
Инжектируемая струя:			
- число Маха	M_2		0.54
- массовое паросодержание	x_2		0.907
Выходное сечение камеры смешения:			
- давление	p_3	МПа	1.04
- температура	t_3	°С	181.7
- массовая степень сухости	x_3		0.0691
- объемная степень сухости	β_3		0.9247
- скорость течения	w_3	м/с	100.78
- число Маха	M_3		0.7

Продолжение таблицы 3.1

Выходное сечение диффузора:			
- давление	p_4	МПа	1.56
- температура	t_4	°С	200
- массовая степень сухости	x_4		0.032
- объемная степень сухости	β_4		0.7845
Показатели модуля СТК:			
- коэффициент инжекции	u		0.02693
- степень перепроизводства пара	ψ_4		1.22
- эффективный КПД СТК	$\eta_{e\text{ СТК}}$		0.75

Таблица 3.2 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды:			
- давление	p_{01}	МПа	3
- температура	t_{01}	°С	203
Параметры инжектируемого пара:			
- давление	p_{02}	МПа	0.143
- температура	t_{02}	°С	109.9
- степень сухости	x_{02}		0.9073
Геометрия проточных частей:			
- угол раскрытия сопла	α_k	град.	8
- относительная длина активного сопла	z_a		39.3
- относительная площадь среза сопла	f_a		42.16
- относительная площадь приемной камеры	f_k		1.16
- относительная площадь выходного сечения камеры смешения	f_3		0.18
Параметры пара в сепараторе:			
- давление	p_c	МПа	1.56
- температура	t_c	°С	200
Результаты расчета:			
Рабочая струя:			
- давление на срезе сопла	p_a	МПа	0.1
- температура пара	t_a	°С	99.6
- коэффициент скорости	φ_a		0.97
- скорость течения	w_a	м/с	320.66
- число Маха	M_a		1.43
- массовое паросодержание	x_a		0.1561
- объемное паросодержание	β_a		0.9953

Продолжение таблицы 3.2

Инжектируемая струя:			
- число Маха	M_2		0.54
- массовое паросодержание	x_2		0.9073
Выходное сечение камеры смешения:			
- давление	p_3	МПа	1.04
- температура	t_3	°С	181.6
- массовая степень сухости	x_3		0.0676
- объемная степень сухости	β_3		0.9232
- скорость течения	w_3	м/с	99.86
- число Маха	M_3		0.7
Выходное сечение диффузора:			
- давление	p_4	МПа	1.56
- температура	t_4	°С	200
- массовая степень сухости	x_4		0.0303
- объемная степень сухости	β_4		0.7746
Показатели СТК:			
- коэффициент инъекции	u		0.02758
- степень перепроизводства пара	ψ_4		1.13
- эффективный КПД СТК	$\eta_{e\text{СТК}}$		0.88

Таблица 3.3 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды:			
- давление	p_{01}	МПа	3
- температура	t_{01}	°С	206
Параметры инжектируемого пара:			
- давление	p_{02}	МПа	0.146
- температура	t_{02}	°С	110.6
- степень сухости	x_{02}		0.9065
Геометрия проточных частей:			
- угол раскрытия сопла	α_k	град.	8
- относительная длина активного сопла	z_a		37.79
- относительная площадь среза сопла	f_a		39.47
- относительная площадь приемной камеры	f_k		1.14
- относительная площадь выходного сечения камеры смешения	f_3		0.18

Продолжение таблицы 3.3

Параметры пара в сепараторе: - давление - температура	p_c t_c	МПа °С	1.56 200
Результаты расчета:			
Рабочая струя: - давление на срезе сопла - температура пара - коэффициент скорости - скорость течения - число Маха - массовое паросодержание - объемное паросодержание	p_a t_a φ_a w_a M_a x_a β_a	МПа °С м/с	0.1 99.6 0.97 329.59 1.44 0.1616 0.9954
Инжектируемая струя: - число Маха - массовое паросодержание	M_2 x_2		0.55 0.9065
Выходное сечение камеры смешения: - давление - температура - массовая степень сухости - объемная степень сухости - скорость течения - число Маха	p_3 t_3 x_3 β_3 w_3 M_3	МПа °С м/с	1.04 181.8 0.0717 0.9272 102.42 0.7
Выходное сечение диффузора: - давление - температура - массовая степень сухости - объемная степень сухости	p_4 t_4 x_4 β_4	МПа °С	1.56 200 0.0352 0.8004
Показатели модуля СТК: - коэффициент инжекции - степень перепроизводства пара - эффективный КПД СТК	u ψ_4 $\eta_{e_{СТК}}$		0.02519 1.43 0.62

Таблица 3.4 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды: - давление - температура	p_{01} t_{01}	МПа °С	3 208

Продолжение таблицы 3.4

Параметры инжектируемого пара: - давление - температура - степень сухости	p_{02} t_{02} x_{02}	МПа °С	0.1481 111 0.9059
Геометрия проточных частей: - угол раскрытия сопла - относительная длина активного сопла - относительная площадь среза сопла - относительная площадь приемной камеры - относительная площадь выходного сечения камеры смешения	α_k z_a f_a f_k f_3	град.	8 36.71 37.59 1.13 0.18
Параметры пара в сепараторе: - давление - температура	p_c t_c	МПа °С	1.56 200
Результаты расчета:			
Рабочая струя: - давление на срезе сопла - температура пара - коэффициент скорости - скорость течения - число Маха - массовое паросодержание - объемное паросодержание	p_a t_a φ_a w_a M_a x_a β_a	МПа °С м/с	0.1 99.6 0.97 335.51 1.43 0.1652 0.9955
Инжектируемая струя: - число Маха - массовое паросодержание	M_2 x_2		0.55 0.9059
Выходное сечение камеры смешения: - давление - температура - массовая степень сухости - объемная степень сухости - скорость течения - число Маха	p_3 t_3 x_3 β_3 w_3 M_3	МПа °С м/с	1.05 181.9 0.0747 0.9299 104.22 0.7
Выходное сечение диффузора: - давление - температура - массовая степень сухости - объемная степень сухости	p_4 t_4 x_4 β_4	МПа °С	1.56 200 0.0387 0.8156
Показатели модуля СТК: - коэффициент инжекции - степень перепроизводства пара - эффективный КПД СТК	u ψ_4 $\eta_{e_{СТК}}$		0.02386 1.66 0.55

Таблица 3.5 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды:			
- давление	p_{01}	МПа	3
- температура	t_{01}	°С	204
Параметры инжектируемого пара:			
- давление	p_{02}	МПа	0.144
- температура	t_{02}	°С	110.2
- степень сухости	x_{02}		0.907
Геометрия проточных частей:			
- угол раскрытия сопла	α_k	град.	8
- относительная длина активного сопла	z_a		38.8
- относительная площадь среза сопла	f_a		41.25
- относительная площадь приемной камеры	f_k		1.15
- относительная площадь выходного сечения камеры смешения	f_3		0.19
Параметры пара в сепараторе:			
- давление	p_c	МПа	1.56
- температура	t_c	°С	200
Результаты расчета:			
Рабочая струя:			
- давление на срезе сопла	p_a	МПа	0.1
- температура пара	t_a	°С	99.6
- коэффициент скорости	φ_a		0.97
- скорость течения	w_a	м/с	323.85
- число Маха	M_a		1.44
- массовое паросодержание	x_a		0.1579
- объемное паросодержание	β_a		0.9954
Инжектируемая струя:			
- число Маха	M_2		0.54
- массовое паросодержание	x_2		0.907
Выходное сечение камеры смешения:			
- давление	p_3	МПа	1
- температура	t_3	°С	180
- массовая степень сухости	x_3		0.0713
- объемная степень сухости	β_3		0.9295
- скорость течения	w_3	м/с	101.78
- число Маха	M_3		0.7

Продолжение таблицы 3.5

Выходное сечение диффузора:			
- давление	p_4	МПа	1.4
- температура	t_4	°С	195
- массовая степень сухости	x_4		0.0419
- объемная степень сухости	β_4		0.8426
Показатели модуля СТК:			
- коэффициент инжекции	u		0.02554
- степень перепроизводства пара	ψ_4		1.68
- эффективный КПД СТК	$\eta_{e\text{СТК}}$		0.535

Таблица 3.6 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды:			
- давление	p_{01}	МПа	3
- температура	t_{01}	°С	204
Параметры инжектируемого пара:			
- давление	p_{02}	МПа	0.144
- температура	t_{02}	°С	110.2
- степень сухости	x_{02}		0.907
Геометрия проточных частей:			
- угол раскрытия сопла	α_k	град.	8
- относительная длина активного сопла	z_a		38.8
- относительная площадь среза сопла	f_a		41.25
- относительная площадь приемной камеры	f_k		1.14
- относительная площадь выходного сечения камеры смешения	f_3		0.2
Параметры пара в сепараторе:			
- давление	p_c	МПа	1.56
- температура	t_c	°С	200
Результаты расчета:			
Рабочая струя:			
- давление на срезе сопла	p_a	МПа	0.1
- температура пара	t_a	°С	99.6
- коэффициент скорости	φ_a		0.97
- скорость течения	w_a	м/с	323.85
- число Маха	M_a		1.44
- массовое паросодержание	x_a		0.1579
- объемное паросодержание	β_a		0.9954

Продолжение таблицы 3.6

Инжектируемая струя: - число Маха - массовое паросодержание	M_2 x_2		0.54 0.907
Выходное сечение камеры смешения: - давление - температура - массовая степень сухости - объемная степень сухости - скорость течения - число Маха	p_3 t_3 x_3 β_3 w_3 M_3	МПа °С м/с	0.94 177.2 0.0756 0.9375 103.72 0.7
Выходное сечение диффузора: - давление - температура - массовая степень сухости - объемная степень сухости	p_4 t_4 x_4 β_4	МПа °С	1.3 191.6 0.048 0.8694
Показатели модуля СТК: - коэффициент инжекции - степень перепроизводства пара - эффективный КПД СТК	u ψ_4 $\eta_{e\text{СТК}}$		0.02374 2.07 0.478

Таблица 3.7 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды: - давление - температура	p_{01} t_{01}	МПа °С	3 204
Параметры инжектируемого пара: - давление - температура - степень сухости	p_{02} t_{02} x_{02}	МПа °С	0.144 110.2 0.907
Геометрия проточных частей: - угол раскрытия сопла - относительная длина активного сопла - относительная площадь среза сопла - относительная площадь приемной камеры - относительная площадь выходного сечения камеры смешения	α_k z_a f_a f_k f_3	град.	8 38.8 41.25 1.13 0.22

Продолжение таблицы 3.7

Параметры пара в сепараторе: - давление - температура	p_c t_c	МПа °С	1.56 200
Результаты расчета:			
Рабочая струя: - давление на срезе сопла - температура пара - коэффициент скорости - скорость течения - число Маха - массовое паросодержание - объемное паросодержание	p_a t_a φ_a w_a M_a x_a β_a	МПа °С м/с	0.1 99.6 0.97 323.85 1.44 0.1579 0.9954
Инжектируемая струя: - число Маха - массовое паросодержание	M_2 x_2		0.54 0.907
Выходное сечение камеры смешения: - давление - температура - массовая степень сухости - объемная степень сухости - скорость течения - число Маха	p_3 t_3 x_3 β_3 w_3 M_3	МПа °С м/с	0.87 174.2 0.0807 0.9454 106.09 0.7
Выходное сечение диффузора: - давление - температура - массовая степень сухости - объемная степень сухости	p_4 t_4 x_4 β_4	МПа °С	1.2 188 0.0548 0.8927
Показатели модуля СТК: - коэффициент инжекции - степень перепроизводства пара - эффективный КПД СТК	u ψ_4 $\eta_{e_{СТК}}$		0.02251 2.49 0.443

Таблица 3.8 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды: - давление - температура	p_{01} t_{01}	МПа °С	3 204
Параметры инжектируемого пара: - давление	p_{02}	МПа	0.144

Продолжение таблицы 3.8

- температура	t_{02}	°C	110.2
- степень сухости	x_{02}		0.907
Геометрия проточных частей:			
- угол раскрытия сопла	α_k	град.	8
- относительная длина активного сопла	z_a		38.8
- относительная площадь среза сопла	f_a		41.25
- относительная площадь приемной камеры	f_k		1.12
- относительная площадь выходного сечения камеры смешения	f_3		0.25
Параметры пара в сепараторе:			
- давление	p_c	МПа	1.56
- температура	t_c	°C	200
Результаты расчета:			
Рабочая струя:			
- давление на срезе сопла	p_a	МПа	0.1
- температура пара	t_a	°C	99.6
- коэффициент скорости	φ_a		0.97
- скорость течения	w_a	м/с	323.85
- число Маха	M_a		1.44
- массовое паросодержание	x_a		0.1579
- объемное паросодержание	β_a		0.9954
Инжектируемая струя:			
- число Маха	M_2		0.54
- массовое паросодержание	x_2		0.907
Выходное сечение камеры смешения:			
- давление	p_3	МПа	0.81
- температура	t_3	°C	170.8
- массовая степень сухости	x_3		0.0867
- объемная степень сухости	β_3		0.953
- скорость течения	w_3	м/с	108.84
- число Маха	M_3		0.7
Выходное сечение диффузора:			
- давление	p_4	МПа	1.1
- температура	t_4	°C	184.1
- массовая степень сухости	x_4		0.0625
- объемная степень сухости	β_4		0.9126
Показатели модуля СТК:			
- коэффициент инжекции	u		0.02175
- степень перепроизводства пара	ψ_4		2.94
- эффективный КПД СТК	$\eta_{e\text{СТК}}$		0.418

Таблица 3.9 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК $\alpha_2 = 0,9$

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды:			
- давление	p_{01}	МПа	3
- температура	t_{01}	°С	204
Параметры инжектируемого пара:			
- давление	p_{02}	МПа	0.1343
- температура	t_{02}	°С	108.1
- степень сухости	x_{02}		0.9098
Геометрия проточных частей:			
- угол раскрытия сопла	α_k	град.	8
- относительная длина активного сопла	z_a		38.8
- относительная площадь среза сопла	f_a		41.25
- относительная площадь приемной камеры	f_k		1.15
- относительная площадь выходного сечения камеры смешения	f_3		0.18
Параметры пара в сепараторе:			
- давление	p_c	МПа	1.56
- температура	t_c	°С	200
Результаты расчета:			
Рабочая струя:			
- давление на срезе сопла	p_a	МПа	0.1
- температура пара	t_a	°С	99.6
- коэффициент скорости	φ_a		0.97
- скорость течения	w_a	м/с	323.85
- число Маха	M_a		1.49
- массовое паросодержание	x_a		0.1579
- объемное паросодержание	β_a		0.9957
Инжектируемая струя:			
- число Маха	M_2		0.57
- массовое паросодержание	x_2		0.9098
Выходное сечение камеры смешения:			
- давление	p_3	МПа	1.04
- температура	t_3	°С	181.7
- массовая степень сухости	x_3		0.069
- объемная степень сухости	β_3		0.9246
- скорость течения	w_3	м/с	100.76
- число Маха	M_3		0.7

Продолжение таблицы 3.9

Выходное сечение диффузора:			
- давление	p_4	МПа	1.56
- температура	t_4	°С	200
- массовая степень сухости	x_4		0.032
- объемная степень сухости	β_4		0.7843
Показатели модуля СТК:			
- коэффициент инжекции	u		0.02694
- степень перепроизводства пара	ψ_4		1.22
- эффективный КПД СТК	$\eta_{e\text{ СТК}}$		0.76

Таблица 3.10 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК $\alpha_2 = 0,8$

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды:			
- давление	p_{01}	МПа	3
- температура	t_{01}	°С	204
Параметры инжектируемого пара:			
- давление	p_{02}	МПа	0.1261
- температура	t_{02}	°С	106.2
- степень сухости	x_{02}		0.9123
Геометрия проточных частей:			
- угол раскрытия сопла	α_κ	град.	8
- относительная длина активного сопла	z_a		38.8
- относительная площадь среза сопла	f_a		41.25
- относительная площадь приемной камеры	f_κ		1.16
- относительная площадь выходного сечения камеры смещения	f_3		0.18
Параметры пара в сепараторе:			
- давление	p_c	МПа	1.56
- температура	t_c	°С	200
Результаты расчета:			
Рабочая струя:			
- давление на срезе сопла	p_a	МПа	0.1
- температура пара	t_a	°С	99.6
- коэффициент скорости	φ_a		0.97
- скорость течения	w_a	м/с	323.85
- число Маха	M_a		1.53
- массовое паросодержание	x_a		0.1579
- объемное паросодержание	β_a		0.9959

Продолжение таблицы 3.10

Инжектируемая струя:			
- число Маха	M_2		0.6
- массовое паросодержание	x_2		0.9123
Выходное сечение камеры смешения:			
- давление	p_3	МПа	1.04
- температура	t_3	°С	181.7
- массовая степень сухости	x_3		0.069
- объемная степень сухости	β_3		0.9246
- скорость течения	w_3	м/с	100.75
- число Маха	M_3		0.7
Выходное сечение диффузора:			
- давление	p_4	МПа	1.56
- температура	t_4	°С	200
- массовая степень сухости	x_4		0.032
- объемная степень сухости	β_4		0.7842
Показатели модуля СТК:			
- коэффициент инъекции	u		0.02697
- степень перепроизводства пара	ψ_4		1.22
- эффективный КПД СТК	$\eta_{e\text{СТК}}$		0.77

Таблица 3.11 – Параметры рабочего процесса опытного образца модуля СТК

 $\alpha_2 = 0,7$

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение
Исходные данные:			
Параметры рабочей воды:			
- давление	p_{01}	МПа	3
- температура	t_{01}	°С	204
Параметры инжектируемого пара:			
- давление	p_{02}	МПа	0.1189
- температура	t_{02}	°С	104.6
- степень сухости	x_{02}		0.9145
Геометрия проточных частей:			
- угол раскрытия сопла	α_k	град.	8
- относительная длина активного сопла	z_a		38.8
- относительная площадь среза сопла	f_a		41.25
- относительная площадь приемной камеры	f_k		1.16
- относительная площадь выходного сечения камеры смешения	f_3		0.18

Продолжение таблицы 3.11

Параметры пара в сепараторе: - давление - температура	p_c t_c	МПа °С	1.56 200
Результаты расчета:			
Рабочая струя: - давление на срезе сопла - температура пара - коэффициент скорости - скорость течения - число Маха - массовое паросодержание - объемное паросодержание	p_a t_a φ_a w_a M_a x_a β_a	МПа °С м/с	0.1 99.6 0.97 323.85 1.58 0.1579 0.9961
Инжектируемая струя: - число Маха - массовое паросодержание	M_2 x_2		0.63 0.9145
Выходное сечение камеры смешения: - давление - температура - массовая степень сухости - объемная степень сухости - скорость течения - число Маха	p_3 t_3 x_3 β_3 w_3 M_3	МПа °С м/с	1.04 181.7 0.069 0.9246 100.73 0.7
Выходное сечение диффузора: - давление - температура - массовая степень сухости - объемная степень сухости	p_4 t_4 x_4 β_4	МПа °С	1.56 200 0.032 0.784
Показатели модуля СТК: - коэффициент инжекции - степень перепроизводства пара - эффективный КПД СТК	u ψ_4 $\eta_{e_{СТК}}$		0.02698 1.22 0.78

4 ТЕПЛОВЫЕ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЬНОГО БЛОКА ЭНЕРГОУСТАНОВКИ

Стремление разработать компактный, простой в конструктивном исполнении, с высоким уровнем экологической чистоты и степени теплоиспользования ($\eta_{ка} \rightarrow 1$) водонагревательный блок термокомпрессорного модуля, обеспечивающий возможность использования широкого спектра местных альтернативных топлив, привело к необходимости решения следующих технических задач:

- осуществление топочного процесса при значении коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1$;

- применение углеродистой стали для гладкотрубных пучков секции нагрева с преобладающим конвективным теплообменом и обеспечение величины коэффициента теплопередачи k на уровне $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

- уменьшение температуры отводимых дымовых газов до $30\text{-}40^\circ\text{C}$ со сниженной эмиссией окислов азота и углерода, позволяющее реализовать частичное использование тепла конденсации водяного пара в регенераторе воздуха;

- осуществление рециркуляции топочных газов и определение оптимального уровня температуры $t_{г}$, обеспечивающего максимальную компактность и эффективность трубной секции теплообмена;

- стабильность работы конденсационного (“мокрого”) переключающегося регенератора и оценка влияния заброса конденсата в топочную камеру.

Разработаны методика расчета и проектирования, и программа расчета на ЭВМ элементов водонагревательного блока, которые включают определение характеристик процесса горения топливного газа, термодинамических и теплофизических параметров теплоносителей, геометрии трубного пучка, расчет системы рециркуляции и блока регенератора воздуха.

Ниже приводится алгоритм расчета подогревателя рабочей жидкости в модуле СТК.

4.1 Алгоритм расчета подогревателя рабочей жидкости в модуле СТК

4.1.1 Исходные данные

Параметры рабочей воды:

- давление p_{oa} , áàđ ;
- температура t_{oa} , $^{\circ}\text{C}$;
- расход \dot{m}_{oa} , $\hat{e}\tilde{a}/\tilde{n}$.

Параметры пара в сепараторе:

- температура t_c , $^{\circ}\text{C}$.

Максимальная температура топочных газов $t_{\bar{A}1}$, $^{\circ}\text{C}$.

Минимальный температурный напор θ_2 , $^{\circ}\text{C}$.

Температура воздуха за регенератором t_a , $^{\circ}\text{C}$.

Температура атмосферного воздуха $t_{i\tilde{n}}$, $^{\circ}\text{C}$.

Характеристика трубного пучка:

- схема включения: двухзаходный, гладкотрубный, поперечно обтекаемый, шахматный;
- безразмерный шаг $\hat{a} \times \hat{a}$;
- расчетная шероховатость внутренней поверхности труб Δ , ì ;
- диаметр трубы $d \times \delta$, ì .

Коэффициент теплопроводности материала труб λ_{δ} , $\frac{\hat{A}\delta}{\text{ì} \cdot \hat{E}}$.

Внутренний КПД циркуляционного насоса η_{ii} .

Потери в окружающую среду \tilde{q}_{oc} .

Нижняя теплота сгорания топлива q_i , $\hat{e}\ddot{A}\alpha / \hat{e}\tilde{a}$.

Требуемый расход топлива L_0 , $\hat{e}\tilde{a} / \hat{e}\tilde{a}$.

Газовая постоянная топочных газов $R_{\bar{A}}$, $\frac{\hat{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$.

Количество труб в ряду n , шт.

4.1.2 Расчет топочного процесса

1. Параметры рабочей воды:

– удельная энтальпия h_{0a} , $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$.

2. По состоянию насыщения при t_c находим:

– давление p_c , áàð ;

– удельную энтальпию $h_{\tilde{n}}$, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;

– удельный объем ν_c , $\frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$.

3. Работа насоса, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$

$$l_{ii} = \nu_c \cdot 10^{-2} \cdot (p_{0a} - p_c) / \eta_{ii}.$$

4. Тепловая мощность подогревателя, $\hat{e}\hat{A}\hat{\delta}$

$$Q_a = \dot{m}_{0a} \cdot (h_{0a} - h_c - l_{ii}).$$

5. Средняя массовая изобарная теплоемкость газа при t_{oc} , $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$

$$c_{p\tilde{A}}(t_{oc}) = 1,105 + 0,000132 \cdot t_{i\tilde{n}}.$$

6. Удельная энтальпия газа при t_{oc} , $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$

$$h_{\tilde{A}\tilde{n}} = c_{p\tilde{A}}(t_{oc}) \cdot t_{oc}.$$

7. Температура адиабатного горения, $^{\circ}\text{C}$

Принимаем $t_{\tilde{A}\tilde{\lambda}} = 2000^{\circ}\tilde{N}$.

8. Удельная энтальпия газа при $t_{\tilde{A}} = t_{\tilde{A}\tilde{\lambda}}$, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$

$$h_{\tilde{A}\tilde{\lambda}} = c_{p\tilde{A}}(t_{\tilde{A}}) \cdot t_{\tilde{A}}.$$

9. Средняя массовая изобарная теплоемкость воздуха при t_{oc} , $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$

$$c_{p\hat{a}}(t_{oc}) = 1,0033 + 0,13 \cdot 10^{-4} \cdot t_{oc} + 0,13 \cdot 10^{-6} \cdot t_{oc}^2.$$

10. Удельная энтальпия воздуха при t_{oc} , $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$

$$h_{\hat{a}\tilde{n}} = c_{p\hat{a}}(t_{oc}) \cdot t_{oc}.$$

11. Средняя массовая изобарная теплоемкость воздуха при $t_{\hat{a}}$, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$

$$c_{p\hat{a}}(t_{\hat{a}}) = 1,0033 + 0,13 \cdot 10^{-4} \cdot t_{\hat{a}} + 0,13 \cdot 10^{-6} \cdot t_{\hat{a}}^2.$$

12. Удельная энтальпия воздуха при $t_{\hat{a}}$, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$

$$h_{\hat{a}} = c_{p\hat{a}}(t_{\hat{a}}) \cdot t_{\hat{a}}.$$

13. Удельная энтальпия газа

$$h'_{\hat{A}\hat{a}} = h_{\hat{A}\tilde{n}} + (((1 - \tilde{q}_{oc}) \cdot q_i + L_0 \cdot (h_{\hat{a}} - h_{\hat{a}\tilde{n}})) / (L_0 + 1)).$$

Проверить равенство $h_{\hat{A}\hat{a}} = h'_{\hat{A}\hat{a}}$.

Если $h_{\hat{A}\hat{a}} \neq h'_{\hat{A}\hat{a}}$, то $t_{\hat{A}} = t_{\hat{A}\hat{a}} + 1$ и повторить расчет п.п. 8.

14. Минимальный температурный напор, °C

$$t_{\hat{A}2} = t_{\tilde{n}} + \theta_2.$$

15. Средняя массовая изобарная теплоемкость воздуха при $t_{\hat{A}2}$, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$

$$c_{p\hat{a}}(t_{\hat{A}2}) = 1,0033 + 0,13 \cdot 10^{-4} \cdot t_{\hat{A}2} + 0,13 \cdot 10^{-6} \cdot t_{\hat{A}2}^2.$$

16. Удельная энтальпия воздуха при $t_{\hat{A}2}$, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$

$$h_{t_{\hat{A}2}} = c_{p\hat{a}}(t_{\hat{A}2}) \cdot t_{\hat{A}2}.$$

17. Массовый расход топлива, $\hat{e}\tilde{a} / \tilde{n}$

$$\dot{m}_{\hat{o}\hat{i}\hat{i}} = \frac{Q_a}{(L_0 + 1) \cdot (h_{\hat{A}\hat{a}} - h_{\hat{A}2})}$$

18. Массовый расход продуктов сгорания, $\hat{e}\tilde{a} / \tilde{n}$

$$\ddot{o}_{\hat{A}} = \ddot{o}_{\hat{o}\hat{i}\hat{i}} \cdot (L_0 + 1).$$

19. Массовый расход первичного воздуха, $\hat{e}\tilde{a}/\tilde{n}$

$$\check{\delta}_{a1} = \check{\delta}_{\bar{A}} - \check{\delta}_{\partial i r}.$$

20. Температура топочных газов

$$t_{\bar{A}} = t_{\bar{A}1}.$$

21. Средняя массовая изобарная теплоемкость газов при $t_{\bar{A}1}$, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$

$$c_{p\bar{A}1}(t_{\bar{A}1}) = 1,165 + 0,000092 \cdot t_{\bar{A}1}.$$

22. Удельная энтальпия топочных газов при $t_{\bar{A}1}$, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$

$$h_{\bar{A}1} = c_{p\bar{A}}(t_{\bar{A}1}) \cdot t_{\bar{A}1}.$$

23. Степень рециркуляции топочных газов

$$\gamma_{\partial\dot{a}\ddot{o}} = \frac{h_{\bar{A}\dot{a}} - h_{\bar{A}2}}{h_{\bar{A}1} - h_{\bar{A}2}}.$$

24. Массовый расход топочных газов, $\hat{e}\tilde{a}/\tilde{n}$

$$G_{\bar{A}} = \gamma_{\partial\dot{a}\ddot{o}} \cdot \check{\delta}_{\bar{A}}.$$

25. Массовый расход рециркуляционных газов, $\hat{e}\tilde{a}/\tilde{n}$

$$\check{\delta}_{\partial\dot{a}\ddot{o}} = G_{\bar{A}} - \check{\delta}_{\bar{A}}.$$

26. Максимальный температурный напор, °C

$$\theta_1 = t_{\bar{A}1} - t_{0a}.$$

4.1.3 Расчет теплопередачи трубного пучка

27. Средняя температура воды, °C

$$t_{wa} = 0,5 \cdot (t_c + t_{0a}).$$

28. Теплофизические свойства воды при t_{wa} :

– плотность ρ_{wa} ;

– коэффициент теплопроводности λ_{wa} ;

– коэффициент динамической вязкости μ_{wa} ;

– критерий Прандтля Pr_{wa} .

29. Внутренний диаметр трубы, \hat{i}

$$d_{\hat{a}\hat{i}} = d - 2 \cdot \delta.$$

30. Площадь проходного сечения трубы, \hat{i}^2

$$f_{wa} = \frac{\pi \cdot d_{\hat{a}\hat{i}}^2}{4}.$$

31. Средняя скорость воды в трубах, \hat{i} / \tilde{n}

$$w_{wa} = \frac{\dot{m}_a}{2 \cdot n \cdot \rho_{wa} \cdot f_{wa}}.$$

32. Критерий Рейнольдса воды

$$Re_{wa} = \frac{\rho_{wa} \cdot w_{wa} \cdot d_{\hat{a}\hat{i}}}{\mu_{wa}}.$$

33. Коэффициенты

$$\xi_1 = (0,79 \cdot \ln(Re_{wa}) - 1,64)^{-2};$$

$$k_1 = 1 + \frac{900}{Re_{wa}}.$$

34. Критерий Нуссельта

$$Nu'_{wa} = \frac{(\xi_1 / 8) \cdot Re_{wa} \cdot Pr_{wa}}{k_1 + 12,7 \cdot \sqrt{\xi_1 / 8} \cdot (Pr_{wa}^{2/3} - 1)}.$$

35. Коэффициент теплоотдачи воды, $\frac{\hat{A}\hat{\delta}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$

$$\alpha'_{wa} = \frac{Nu'_{wa} \cdot \lambda_{wa}}{d_{\hat{a}\hat{i}}}.$$

36. Шаг труб

$$s_1 = a \cdot d;$$

$$s_2 = b \cdot d.$$

37. Ширина газохода, \hat{i}

$$B = (n + 0,5) \cdot s_1.$$

38. Длина витков труб, \hat{i}

$$L = 2 \cdot B.$$

39. Площадь проходного сечения, м^2

$$f_{\bar{A}} = (\hat{A} - n \cdot d) \cdot L.$$

40. Теплофизические свойства топочных газов при $t_{\bar{A}} = t_{\bar{A}1}$:

– коэффициент теплопроводности $\lambda_{\bar{A}}$;

– коэффициент динамической вязкости $\mu_{\bar{A}}$;

– критерий Прандтля $\text{Pr}_{\bar{A}}$.

41. Плотность газов, $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_{\bar{A}} = \frac{10^5}{R_{\bar{A}} \cdot (t_{\bar{A}} + 273)}.$$

42. Средняя скорость топочных газов в пучке, $\text{м} / \text{с}$

$$w_{\bar{A}} = \frac{G_{\bar{A}}}{\rho_{\bar{A}} \cdot f_{\bar{A}}}$$

43. Критерий Рейнольдса топочных газов:

$$\text{Re}_{\bar{A}} = \frac{\rho_{\bar{A}} \cdot w_{\bar{A}} \cdot d}{\mu_{\bar{A}}}.$$

44. Критерий Нуссельта топочных газов при $\text{Re}_{\bar{A}} = 10^3 - 10^5$:

$$\text{Nu}_{\bar{A}} = 0,35 \cdot \left(\frac{a}{b} \right)^{0,2} \cdot \text{Re}_{\bar{A}}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\bar{A}}^{0,36} \cdot \varepsilon_Z,$$

где $\varepsilon_Z = 1$ при $Z > 10$.

45. Коэффициент теплоотдачи топочных газов, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

$$\alpha_{\bar{A}1} = \frac{\text{Nu}_{\bar{A}} \cdot \lambda_{\bar{A}}}{d}.$$

46. Теплофизические свойства топочных газов при $t_{\bar{A}} = t_{\bar{A}2}$:

– коэффициент теплопроводности $\lambda_{\bar{A}}$;

– коэффициент динамической вязкости $\mu_{\bar{A}}$;

– критерий Прандтля $\text{Pr}_{\bar{A}}$.

47. Плотность газов, $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_{\bar{A}} = \frac{10^5}{R_{\bar{A}} \cdot (t_{\bar{A}} + 273)}.$$

48. Средняя скорость топочных газов в пучке, \dot{v} / \tilde{n}

$$w_{\bar{A}} = \frac{G_{\bar{A}}}{\rho_{\bar{A}} \cdot f_{\bar{A}}}$$

49. Критерий Рейнольдса топочных газов

$$\text{Re}_{\bar{A}} = \frac{\rho_{\bar{A}} \cdot w_{\bar{A}} \cdot d}{\mu_{\bar{A}}}.$$

50. Критерий Нуссельта топочных газов при $\text{Re}_{\bar{A}} = 10^3 - 10^5$

$$\text{Nu}_{\bar{A}} = 0,35 \cdot \left(\frac{a}{b}\right)^{0,2} \cdot \text{Re}_{\bar{A}}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\bar{A}}^{0,36} \cdot \varepsilon_Z.$$

51. Коэффициент теплоотдачи топочных газов, $\frac{\hat{A}\dot{\theta}}{\dot{v}^2 \cdot \hat{E}}$

$$\alpha_{\bar{A}2} = \frac{\text{Nu}_{\bar{A}} \cdot \lambda_{\bar{A}}}{d}$$

Сопоставить значения $\alpha_{\bar{A}1}$ и $\alpha_{\bar{A}2}$.

52. Средний температурный напор, $^{\circ}\text{C}$

$$\overline{\Delta t_a} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln\left(\frac{\theta_1}{\theta_2}\right)}.$$

53. Средняя температура топочных газов, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\bar{A}} = t_{wa} + \overline{\Delta t_a}.$$

54. Теплофизические свойства топочных газов при $t_{\bar{A}}$:

- коэффициент теплопроводности $\lambda_{\bar{A}}$;
- коэффициент динамической вязкости $\mu_{\bar{A}}$;
- критерий Прандтля $\text{Pr}_{\bar{A}}$.

55. Плотность газов, $\dot{v}^3 / \hat{e}\tilde{a}$

$$\rho_{\bar{A}} = \frac{10^5}{R_{\bar{A}} \cdot (t_{\bar{A}} + 273)}.$$

56. Средняя скорость топочных газов в пучке, \dot{w} / \tilde{n}

$$w_{\bar{A}} = \frac{G_{\bar{A}}}{\rho_{\bar{A}} \cdot f_{\bar{A}}}$$

57. Критерий Рейнольдса топочных газов

$$Re_{\bar{A}} = \frac{\rho_{\bar{A}} \cdot w_{\bar{A}} \cdot d}{\mu_{\bar{A}}}$$

58. Критерий Нуссельта топочных газов при $Re_{\bar{A}} = 10^3 - 10^5$

$$Nu_{\bar{A}} = 0,35 \cdot \left(\frac{a}{b}\right)^{0,2} \cdot Re_{\bar{A}}^{0,6} \cdot Pr_{\bar{A}}^{0,36} \cdot \varepsilon_Z$$

59. Коэффициент теплоотдачи топочных газов, $\frac{\hat{A}\dot{\theta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$

$$\alpha_{\bar{A}} = \frac{Nu_{\bar{A}} \cdot \lambda_{\bar{A}}}{d}$$

60. Температура стенки труб, °C

$$t'_{\tilde{n}\dot{\theta}} = \frac{(\alpha'_{wa} / \alpha_{\bar{A}}) \cdot t_{wa} + t_{\bar{A}}}{(\alpha'_{wa} / \alpha_{\bar{A}}) + 1}$$

61. Теплофизические свойства воды при $t_{\tilde{n}\dot{\theta}}$:

– критерий Прандтля $Pr'_{\tilde{n}\dot{\theta}}$.

62. Уточненный критерий Нуссельта:

$$Nu_{wa} = Nu'_{wa} \cdot \left(\frac{Pr_{wa}}{Pr'_{\tilde{n}\dot{\theta}}}\right)^{0,25}$$

63. Уточненный коэффициент теплоотдачи воды, $\frac{\hat{A}\dot{\theta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$

$$\alpha_{wa} = \frac{Nu_{wa} \cdot \lambda_{wa}}{d_{\hat{a}i}}$$

64. Уточненная температура стенки труб, °C

$$t_{\tilde{n}\dot{\theta}} = \frac{(\alpha_{wa} / \alpha_{\bar{A}}) \cdot t_{wa} + t_{\bar{A}}}{(\alpha_{wa} / \alpha_{\bar{A}}) + 1}$$

65. Теплофизические свойства воды при $t_{\tilde{n}\dot{\theta}}$:

– критерий Прандтля $Pr_{\tilde{n}\dot{\theta}}$.

66. Уточненный критерий Нуссельта:

$$Nu_{wa} = Nu'_{wa} \cdot \left(\frac{Pr_{wa}}{Pr_{\hat{n}\hat{o}}} \right)^{0,25}.$$

67. Уточненный коэффициент теплоотдачи воды, $\frac{\hat{A}\hat{\delta}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$

$$\alpha_{wa} = \frac{Nu_{wa} \cdot \lambda_{wa}}{d_{\hat{a}\hat{i}}}.$$

68. Средний коэффициент теплопередачи, $\frac{\hat{A}\hat{\delta}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{wa}} + \frac{d_{\hat{a}\hat{i}}}{2 \cdot \lambda_{\hat{\delta}\hat{\delta}}} \cdot \ln \left(\frac{d}{d_{\hat{a}\hat{i}}} \right) + \frac{d_{\hat{a}\hat{i}}}{d \cdot \alpha_{\hat{A}}} \right)^{-1}.$$

69. Требуемая площадь теплообмена, \hat{i}^2

$$F_{\hat{a}} = \frac{10^3 \cdot Q_a}{k \cdot \Delta \bar{t}_a}.$$

70. Площадь теплообмена по внутренней поверхности, \hat{i}^2

$$F_{\hat{a}1} = \pi \cdot d_{\hat{a}\hat{i}}^2 \cdot n \cdot (L - 2 \cdot s_2).$$

71. Число рядов труб

$$z = \frac{F_{\hat{a}}}{F_{\hat{a}1}}.$$

Округлить до ближайшего большего целого четного.

72. Высота, \hat{i}

$$H = z \cdot s_2.$$

73. Объем аппарата, \hat{i}^3

$$V_a = B \cdot L \cdot H.$$

74. Принятое число рядов труб

$$z_* = 1,2 \cdot z.$$

Округлить до ближайшего большего целого четного.

75. Высота секции, \hat{i}

$$H_* = z_* \cdot s_2.$$

76. Коэффициент $\zeta_{a\ddot{r}\dot{a}} = 0,15$ при $b = 2$.

77. Коэффициент при $\text{Re}_{wa} \geq 5 \cdot 10^3$

$$\xi_a = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_{\ddot{a}t}} + \frac{68}{\text{Re}_{wa}} \right)^{0,25}.$$

78. Приведенный коэффициент сопротивления

$$\zeta_a = 2 + 0,5 \cdot (z - 2) \cdot \zeta_{a\ddot{r}\dot{a}} + (0,5 \cdot z + 1) \cdot \xi_a \cdot (L/d_{\ddot{a}t}).$$

79. Сопротивление циркуляционной воды, $\ddot{I} \dot{a}$

$$\Delta p_a = 0,5 \cdot \zeta_a \cdot \rho_{wa} \cdot w_{wa}^2.$$

80. Приведенный коэффициент сопротивления для $a = 1,6 - 2,3$; $b = 2$;
 $b/a = 0,866 - 1,25$; $\text{Re}_{\bar{A}} = (6 - 100) \cdot 10^3$

$$\zeta_{\bar{A}} = 5,2 \cdot (a - 1)^{-0,25} \cdot \text{Re}_{\bar{A}}^{-0,29} + 4 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{b}{a} - 0,866 \right) \cdot \sqrt{\text{Re}_{\bar{A}}}.$$

81. Сопротивление газового тракта, $\ddot{I} \dot{a}$

$$\Delta p_{\bar{A}} = 0,5 \cdot \zeta_{\bar{A}} \cdot \rho_{\bar{A}} \cdot w_{\bar{A}}^2.$$

Результаты расчетов по заданному алгоритму представлены в таблицах 4.1-4.6.

4.2 Результаты расчетов топочного процесса и подогревателя рабочей жидкости модуля СТК

Результаты расчетов и численного моделирования теплообмена, представленные в таблицах 4.1 – 4.6, свидетельствуют о возможности решения поставленных задач.

Снижение диаметра труб приводит к интенсификации теплопередачи ($k \sim 10^2$) и повышению компактности (объем секции $V \rightarrow \min$), но, вместе с тем, повышает сопротивление Δp_a в циркуляционном контуре.

Оптимальный, с точки зрения конструкции, пучок с трубами 25x3 при $n = 20$ и температуре топочных газов $t_r = 1000-1200^\circ\text{C}$ (степень рециркуляции $\gamma_p = 2-3$)

обеспечивает достаточно рациональный режим теплообмена с удельной нагрузкой 400-450 кВт/м³ (см. табл. 4.3, 4.5). При этом, достигается удовлетворительный уровень компактности секции $F/V \approx 30$.

Снижение степени рециркуляции γ_p увеличивает компактность секции за счет снижения числа рядов и, соответственно, - размеры по высоте. При этом, заметного эффекта не наблюдается, так как увеличение температурного напора $\Delta \bar{t}_a$ не в полной мере компенсирует снижение теплоотдачи α_r со стороны топочных газов: удельная плотность конвективного потока (kF) растет несущественно.

Парогенераторный блок на базе жидкостно-парового струйного компрессора, систем рециркуляции и регенерации топочных газов практически не реагирует на изменение температуры окружающего воздуха (табл. 4.6).

Разрабатываемая система позволяет достичь значения коэффициента теплоиспользования η_q (по низшей теплоте сгорания q_n) на уровне 0,98-1,02 за счет частичного использования в регенераторе теплоты конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива.

Таблица 4.1 – Расчет подогревателя рабочей жидкости СТК
Труба (сталь 20) $d \times \delta = 32 \times 3$ мм

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение		
Количество труб в ряду	n	шт.	22	18	14
Исходные данные					
Параметры рабочей воды:					
– давление	p_{oa}	МПа	30	30	30
– температура	t_{oa}	°C	203	203	203
– расход	\dot{m}_{oa}	кг/ч	72.4	72.4	72.4
Параметры пара в сепараторе:					
– давление	p_c	МПа	15.55	15.55	15.55
– температура	t_c	°C	200	200	200
Максимальная температура топочных газов	$t_{\bar{A}1}$	°C	900	900	900
Минимальный температурный напор	θ_2	°C	20	20	20
Температура воздуха за регенератором	$t_{\bar{a}}$	°C	170	170	170
Температура атмосферного воздуха	$t_{i\bar{n}}$	°C	0	0	0
Характеристика трубного пучка:					
– схема включения	двухзаходный, гладкотрубный, поперечно обтекаемый, шахматный				
– безразмерный шаг	$\bar{a} \times \hat{a}$	–	1.6x2	1.6x2	1.6x2
– расчетная шероховатость внутренней поверхности труб	Δ	мм	0.2	0.2	0.2
Внутренний КПД циркуляционного насоса	η_{ii}	–	0.8	0.8	0.8
Топочный процесс					
Параметры рабочей воды:					
– энтальпия	h_{oa}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	866	866	866
Работа насоса	l_{ii}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2.1	2.1	2.1
Тепловая мощность подогревателя	Q_a	кВт	872	872	872
Температура адиабатного горения	$t_{\bar{A}\hat{a}}$	°C	2081	2081	2081
Степень рециркуляции топочных газов	$\gamma_{\delta\hat{a}\hat{o}}$	–	3.019	3.019	3.019
Расход первичного воздуха	$\dot{\delta}_{\hat{a}1}$	кг/ч	0.3193	0.3193	0.3193
Расход продуктов сгорания	$\dot{\delta}_{\bar{A}}$	кг/ч	0.339	0.339	0.339
Расход топочных газов	$G_{\bar{A}}$	кг/ч	1.0233	1.0233	1.0233

Продолжение таблицы 4.1

Расход топлива	$\dot{m}_{\delta i i}$	$\hat{e} \tilde{a} / \tilde{n}$	0.0197	0.0197	0.0197
Максимальный температурный напор	θ_1	$^{\circ}C$	697	697	697
Теплопередача трубного пучка					
Средняя скорость воды в трубах	w_a	\dot{i} / \tilde{n}	3.6	4.4	5.65
Критерий Рейнольдса воды	Re_{wa}	–	594614	726751	934394
Коэффициент теплоотдачи воды	α_{wa}	$\frac{\hat{A} \dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	22866	26970	33191
Средняя скорость топочных газов в пучке	$w_{\hat{A}}$	\dot{i} / \tilde{n}	1.97	2.9	4.66
Критерий Рейнольдса топочных газов	$Re_{\hat{A}}$	–	1087	1596	2567
Коэффициент теплоотдачи топочных газов	$\alpha_{\hat{A}}$	$\frac{\hat{A} \dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	34	42.8	56.9
Средний температурный напор	$\overline{\Delta t}_a$	$^{\circ}C$	190.6	190.6	190.6
Температура стенки труб	$t_{\tilde{n} \delta}$	$^{\circ}C$	201.8	201.8	201.8
Средний коэффициент теплопередачи	k	$\frac{\hat{A} \dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	41.65	52.4	69.6
Площадь теплообмена по внутренней поверхности	$F_{\hat{a} l}$	\dot{i}^2	3.91	2.6	1.55
Ширина газохода	B	$\dot{i} \dot{i}$	1152	947	742
Длина витков труб	L	$\dot{i} \dot{i}$	2304	1894	1485
Число рядов труб	z	–	28	34	42
Принятое число труб	z_*	–	34	42	50
Высота секции	H_*	$\dot{i} \dot{i}$	2176	2688	3200
Объем аппарата	V	\dot{i}^3	4.756	3.9	2.96
Соппротивление циркуляционной воды	Δp_a	$\dot{I} \dot{a}$	264312	393520	633593
Соппротивление газового такта	$\Delta p_{\hat{A}}$	$\dot{I} \dot{a}$	21	50	141

Таблица 4.2 – Расчет подогревателя рабочей жидкости СТК

Труба (сталь 20) $d \times \delta = 28 \times 3 \text{ мм}$

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение		
Количество труб в ряду	n	<i>шт.</i>	24	20	14
Исходные данные					
Параметры рабочей воды:					
– давление	p_{oa}	МПа	30	30	30
– температура	t_{oa}	$^{\circ}\text{C}$	203	203	203
– расход	\dot{m}_{oa}	кг/ч	72.4	72.4	72.4
Параметры пара в сепараторе:					
– давление	p_c	МПа	15.55	15.55	15.55
– температура	t_c	$^{\circ}\text{C}$	200	200	200
Максимальная температура топочных газов	$t_{\bar{A}1}$	$^{\circ}\text{C}$	900	900	900
Минимальный температурный напор	θ_2	$^{\circ}\text{C}$	20	20	20
Температура воздуха за регенератором	$t_{\bar{a}}$	$^{\circ}\text{C}$	170	170	170
Температура атмосферного воздуха	$t_{i\bar{n}}$	$^{\circ}\text{C}$	0	0	0
Характеристика трубного пучка:					
– схема включения	двухзаходный, гладкотрубный, поперечно обтекаемый, шахматный				
– безразмерный шаг	$\bar{a} \times \hat{a}$	–	1.6x2	1.6x2	1.6x2
– расчетная шероховатость внутренней поверхности труб	Δ	мм	0.2	0.2	0.2
Внутренний КПД циркуляционного насоса	η_{ii}	–	0.8	0.8	0.8
Топочный процесс					
Параметры рабочей воды:					
– энтальпия	h_{oa}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	866.5	866.5	866.5
Работа насоса	l_{ii}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2.1	2.1	2.1
Тепловая мощность подогревателя	Q_a	<i>кВт</i>	872	872	872
Температура адиабатного горения	$t_{\bar{A}\bar{a}}$	$^{\circ}\text{C}$	2081	2081	2081
Степень рециркуляции топочных газов	$\gamma_{\delta\bar{a}\bar{o}}$	–	3.019	3.019	3.019
Расход первичного воздуха	$\delta_{\bar{a}1}$	кг/кг	0.3193	0.3193	0.3193
Расход продуктов сгорания	$\delta_{\bar{A}}$	кг/кг	0.339	0.339	0.339

Продолжение таблицы 4.2

Расход топочных газов	$G_{\bar{A}}$	$\hat{e}\bar{a}/\bar{n}$	1.0233	1.0233	1.0233
Расход топлива	$\dot{m}_{\bar{o}i\bar{i}}$	$\hat{e}\bar{a}/\bar{n}$	0.0197	0.0197	0.0197
Максимальный температурный напор	θ_1	$^{\circ}C$	697	697	697
Теплопередача трубного пучка					
Средняя скорость воды в трубах	w_a	\dot{i} / \bar{n}	4.6	5.5	7.9
Критерий Рейнольдса воды	Re_{w_a}	–	644166	772999	1104284
Коэффициент теплоотдачи воды	α_{w_a}	$\frac{\hat{A}\dot{o}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	28860	33536	45049
Средняя скорость топочных газов в пучке	$w_{\bar{A}}$	\dot{i} / \bar{n}	2.18	3.1	6.09
Критерий Рейнольдса топочных газов	$Re_{\bar{A}}$	–	1051	1492	2934
Коэффициент теплоотдачи топочных газов	$\alpha_{\bar{A}}$	$\frac{\hat{A}\dot{o}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	38	47	70.5
Средний температурный напор	$\overline{\Delta t_a}$	$^{\circ}C$	190.6	190.6	190.6
Температура стенки труб	$t_{\bar{n}\bar{o}}$	$^{\circ}C$	201.8	201.8	201.8
Средний коэффициент теплопередачи	k	$\frac{\hat{A}\dot{o}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	48.2	59.4	89
Площадь теплообмена по внутренней поверхности	$F_{\bar{a}l}$	\dot{i}^2	3.45	2.38	1.15
Ширина газохода	B	$\dot{i} \dot{i}$	1098	918	650
Длина витков труб	L	$\dot{i} \dot{i}$	2195	1837	1299
Число рядов труб	z	–	28	32	46
Принятое число труб	z_*	–	34	38	56
Высота секции	H_*	$\dot{i} \dot{i}$	1904	2128	3136
Объем аппарата	V	\dot{i}^3	3.78	3.02	2.17
Соппротивление циркуляционной воды	Δp_a	$\ddot{I} \dot{a}$	501998	691835	1437311
Соппротивление газового такта	$\Delta p_{\bar{A}}$	$\ddot{I} \dot{a}$	26	55	253

Таблица 4.3 – Расчет подогревателя рабочей жидкости СТК

Труба (сталь 20) $d \times \delta = 25 \times 3 \text{ мм}$

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение		
Количество труб в ряду	n	<i>шт.</i>	24	20	14
Исходные данные					
Параметры рабочей воды:					
– давление	p_{oa}	МПа	30	30	30
– температура	t_{oa}	$^{\circ}\text{C}$	203	203	203
– расход	\dot{m}_{oa}	кг/ч	72.4	72.4	72.4
Параметры пара в сепараторе:					
– давление	p_c	МПа	15.55	15.55	15.55
– температура	t_c	$^{\circ}\text{C}$	200	200	200
Максимальная температура топочных газов	$t_{\bar{A}1}$	$^{\circ}\text{C}$	900	900	900
Минимальный температурный напор	θ_2	$^{\circ}\text{C}$	20	20	20
Температура воздуха за регенератором	$t_{\bar{a}}$	$^{\circ}\text{C}$	170	170	170
Температура атмосферного воздуха	$t_{i\bar{n}}$	$^{\circ}\text{C}$	0	0	0
Характеристика трубного пучка:					
– схема включения	двухзаходный, гладкотрубный, поперечно обтекаемый, шахматный				
– безразмерный шаг	$\bar{a} \times \hat{a}$	–	1.6x2	1.6x2	1.6x2
– расчетная шероховатость внутренней поверхности труб	Δ	мм	0.2	0.2	0.2
Внутренний КПД циркуляционного насоса	η_{ii}	–	0.8	0.8	0.8
Топочный процесс					
Параметры рабочей воды:					
– энтальпия	h_{oa}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	866.5	866.5	866.5
Работа насоса	l_{ii}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2.1	2.1	2.1
Тепловая мощность подогревателя	Q_a	<i>кВт</i>	872	872	872
Температура адиабатного горения	$t_{\bar{A}\bar{a}}$	$^{\circ}\text{C}$	2081	2081	2081
Степень рециркуляции топочных газов	$\gamma_{\delta\bar{a}\bar{o}}$	–	3.019	3.019	3.019
Расход первичного воздуха	$\delta_{\bar{a}1}$	кг/ч	0.3193	0.3193	0.3193
Расход продуктов сгорания	$\delta_{\bar{A}}$	кг/ч	0.339	0.339	0.339

Продолжение таблицы 4.3

Расход топочных газов	$G_{\bar{A}}$	$\hat{e}\bar{a}/\bar{n}$	1.0233	1.0233	1.0233
Расход топлива	$\dot{m}_{\hat{o}\hat{i}\hat{i}}$	$\hat{e}\bar{a}/\bar{n}$	0.0197	0.0197	0.0197
Максимальный температурный напор	θ_1	$^{\circ}C$	697	697	697
Теплопередача трубного пучка					
Средняя скорость воды в трубах	w_a	\hat{i} / \bar{n}	6.17	7.41	10.6
Критерий Рейнольдса воды	Re_{w_a}	–	745876	895052	1278645
Коэффициент теплоотдачи воды	α_{w_a}	$\frac{\hat{A}\hat{o}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$	37702	43828	58917
Средняя скорость топочных газов в пучке	$w_{\bar{A}}$	\hat{i} / \bar{n}	2.74	3.88	7.64
Критерий Рейнольдса топочных газов	$Re_{\bar{A}}$	–	1177	1671	3286
Коэффициент теплоотдачи топочных газов	$\alpha_{\bar{A}}$	$\frac{\hat{A}\hat{o}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$	45.6	56.3	84.5
Средний температурный напор	$\overline{\Delta t_a}$	$^{\circ}C$	190.6	190.6	190.6
Температура стенки труб	$t_{\bar{n}\hat{o}}$	$^{\circ}C$	201.8	201.8	201.8
Средний коэффициент теплопередачи	k	$\frac{\hat{A}\hat{o}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$	59.7	73.6	110.1
Площадь теплообмена по внутренней поверхности	$F_{\hat{a}1}$	\hat{i}^2	2.66	1.84	0.89
Ширина газохода	B	$\hat{i} \hat{i}$	980	820	580
Длина витков труб	L	$\hat{i} \hat{i}$	1960	1640	1160
Число рядов труб	z	–	30	34	48
Принятое число труб	z_*	–	36	42	58
Высота секции	H_*	$\hat{i} \hat{i}$	1800	2100	2900
Объем аппарата	V	\hat{i}^3	2.88	2.29	1.61
Соппротивление циркуляционной воды	Δp_a	$\hat{i} \hat{a}$	1024654	1401251	2862350
Соппротивление газового такта	$\Delta p_{\bar{A}}$	$\hat{i} \hat{a}$	43	89	403

Таблица 4.4 – Расчет подогревателя рабочей жидкости СТК

Труба (сталь 20) $d \times \delta = 20 \times 2,5$ мм

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение		
Количество труб в ряду	n	шт.	24	20	14
Исходные данные					
Параметры рабочей воды:					
– давление	p_{oa}	МПа	30	30	30
– температура	t_{oa}	°C	203	203	203
– расход	\dot{m}_{oa}	кг/с	72.4	72.4	72.4
Параметры пара в сепараторе:					
– давление	p_c	МПа	15.55	15.55	15.55
– температура	t_c	°C	200	200	200
Максимальная температура топочных газов	$t_{\bar{A}1}$	°C	900	900	900
Минимальный температурный напор	θ_2	°C	20	20	20
Температура воздуха за регенератором	$t_{\hat{a}}$	°C	170	170	170
Температура атмосферного воздуха	$t_{i\bar{n}}$	°C	0	0	0
Характеристика трубного пучка:					
– схема включения	двухзаходный, гладкотрубный, поперечно обтекаемый, шахматный				
– безразмерный шаг	$\hat{a} \times \hat{a}$	–	1.6x2	1.6x2	1.6x2
– расчетная шероховатость внутренней поверхности труб	Δ	мм	0.2	0.2	0.2
Внутренний КПД циркуляционного насоса	η_{ii}	–	0.8	0.8	0.8
Топочный процесс					
Параметры рабочей воды:					
– энтальпия	h_{oa}	$\frac{\dot{e}\ddot{A}\epsilon}{\hat{e}\tilde{a}}$	866.5	866.5	866.5
Работа насоса	l_{ii}	$\frac{\dot{e}\ddot{A}\epsilon}{\hat{e}\tilde{a}}$	2.1	2.1	2.1
Тепловая мощность подогревателя	Q_a	кВт	872	872	872
Температура адиабатного горения	$t_{\bar{A}\hat{a}}$	°C	2081	2081	2081
Степень рециркуляции топочных газов	$\gamma_{\delta\hat{a}\hat{o}}$	–	3.019	3.019	3.019
Расход первичного воздуха	$\delta_{\hat{a}1}$	кг/с	0.3193	0.3193	0.3193
Расход продуктов сгорания	$\delta_{\bar{A}}$	кг/с	0.339	0.339	0.339

Продолжение таблицы 4.4

Расход топочных газов	$G_{\bar{A}}$	$\hat{e}\bar{a}/\bar{n}$	1.0233	1.0233	1.0233
Расход топлива	$\dot{m}_{\hat{o}i\bar{i}}$	$\hat{e}\bar{a}/\bar{n}$	0.0197	0.0197	0.0197
Максимальный температурный напор	θ_1	$^{\circ}C$	697	697	697
Теплопередача трубного пучка					
Средняя скорость воды в трубах	w_a	\dot{i} / \bar{n}	9.9	11.9	17
Критерий Рейнольдса воды	Re_{w_a}	–	944777	1133732	1619617
Коэффициент теплоотдачи воды	α_{w_a}	$\frac{\hat{A}\hat{o}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	58053	67526	90878
Средняя скорость топочных газов в пучке	$w_{\bar{A}}$	\dot{i} / \bar{n}	4.27	6.07	11.9
Критерий Рейнольдса топочных газов	$Re_{\bar{A}}$	–	1471	2088	4108
Коэффициент теплоотдачи топочных газов	$\alpha_{\bar{A}}$	$\frac{\hat{A}\hat{o}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	65	80.5	120.8
Средний температурный напор	$\overline{\Delta t_a}$	$^{\circ}C$	190.6	190.6	190.6
Температура стенки труб	$t_{\bar{n}\hat{o}}$	$^{\circ}C$	201.8	201.8	201.8
Средний коэффициент теплопередачи	k	$\frac{\hat{A}\hat{o}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	86.4	106.5	159.3
Площадь теплообмена по внутренней поверхности	$F_{\hat{a}l}$	\dot{i}^2	1.68	1.16	0.56
Ширина газохода	B	$\dot{i} \dot{i}$	784	656	464
Длина витков труб	L	$\dot{i} \dot{i}$	1568	1312	928
Число рядов труб	z	–	32	38	52
Принятое число труб	z_*	–	38	46	62
Высота секции	H_*	$\dot{i} \dot{i}$	1520	1840	2480
Объем аппарата	V	\dot{i}^3	1.57	1.3	0.9
Соппротивление циркуляционной воды	Δp_a	$\ddot{I} \hat{a}$	2992232	4272116	8479424
Соппротивление газового такта	$\Delta p_{\bar{A}}$	$\ddot{I} \hat{a}$	105	229	1002

Таблица 4.5 – Расчет подогревателя рабочей жидкости СТК

Труба (сталь 20) $d \times \delta = 25 \times 3 \text{ мм}$; количество труб в ряду $n = 20 \phi \delta$

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение			
Максимальная температура топочных газов	$t_{\text{А1}}$	°C	1200	900	700	500
Исходные данные						
Параметры рабочей воды:						
– давление	p_{oa}	МПа	30	30	30	30
– температура	t_{oa}	°C	203	203	203	203
– расход	\dot{m}_{oa}	кг/с	72.4	72.4	72.4	72.4
Параметры пара в сепараторе:						
– давление	p_c	МПа	15.55	15.55	15.55	15.55
– температура	t_c	°C	200	200	200	200
Минимальный температурный напор	θ_2	°C	20	20	20	20
Температура воздуха за регенератором	$t_{\hat{a}}$	°C	170	170	170	170
Температура атмосферного воздуха	$t_{i\hat{n}}$	°C	0	0	0	0
Характеристика трубного пучка:						
– схема включения			двухзаходный, гладкотрубный, поперечно обтекаемый, шахматный			
– безразмерный шаг	$\hat{a} \times \hat{a}$	–	1.6x2	1.6x2	1.6x2	1.6x2
– расчетная шероховатость внутренней поверхности труб	Δ	мм	0.2	0.2	0.2	0.2
Внутренний КПД циркуляционного насоса	η_{ii}	–	0.8	0.8	0.8	0.8
Топочный процесс						
Параметры рабочей воды:						
– энтальпия	h_{oa}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	866.5	866.5	866.5	866.5
Работа насоса	l_{ii}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2.1	2.1	2.1	2.1
Тепловая мощность подогревателя	Q_a	кВт	872	872	872	872
Температура адиабатного горения	$t_{\hat{A}\hat{a}}$	°C	2081	2081	2081	2081

Продолжение таблицы 4.5

Степень рециркуляции топочных газов	$\gamma_{\delta\ddot{a}\ddot{o}}$	–	2.03	3.02	4.37	7.65
Расход первичного воздуха	$\delta_{\dot{a}l}$	$\hat{e}\ddot{a}/\ddot{n}$	0.319	0.319	0.319	0.319
Расход продуктов сгорания	$\delta_{\dot{A}}$	$\hat{e}\ddot{a}/\ddot{n}$	0.339	0.339	0.339	0.339
Расход топочных газов	$G_{\dot{A}}$	$\hat{e}\ddot{a}/\ddot{n}$	0.688	1.023	1.48	2.59
Расход топлива	$\dot{m}_{\dot{o}\dot{i}\dot{r}}$	$\hat{e}\ddot{a}/\ddot{n}$	0.02	0.02	0.02	0.02
Максимальный температурный напор	θ_1	°C	697	697	697	697
Теплопередача трубного пучка						
Средняя скорость воды в трубах	w_a	\dot{i} / \ddot{n}	7.41	7.41	7.41	7.41
Критерий Рейнольдса воды	Re_{w_a}	–	895052	895052	895052	895052
Коэффициент теплоотдачи воды	α_{w_a}	$\frac{\hat{A}\dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	43829	43828	43827	43826
Средняя скорость топочных газов в пучке	$w_{\dot{A}}$	\dot{i} / \ddot{n}	2.84	3.88	5.26	8.54
Критерий Рейнольдса топочных газов	$Re_{\dot{A}}$	–	1052	1671	2542	4723
Коэффициент теплоотдачи топочных газов	$\alpha_{\dot{A}}$	$\frac{\hat{A}\dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	46.5	56.3	67.9	91.3
Средний температурный напор	$\overline{\Delta t_a}$	°C	249.9	190.6	148.5	102.7
Температура стенки труб	$t_{\ddot{n}\dot{o}}$	°C	201.8	201.8	201.8	201.8
Средний коэффициент теплопередачи	k	$\frac{\hat{A}\dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	60.8	73.6	88.6	118.8
Площадь теплообмена по внутренней поверхности	$F_{\dot{a}l}$	\dot{i}^2	1.84	1.84	1.84	1.84
Ширина газохода	B	$\dot{i} \dot{i}$	820	820	820	820
Длина витков труб	L	$\dot{i} \dot{i}$	1640	1640	1640	1640
Число рядов труб	z	–	32	34	36	40
Принятое число труб	z_*	–	38	42	44	48
Высота секции	H_*	$\dot{i} \dot{i}$	1900	2100	2200	2400
Объем аппарата	V	\dot{i}^3	2.15	2.29	2.42	2.69
Сопротивление циркуляционной воды	Δp_a	$\dot{I} \dot{a}$	1325638	1401251	1476864	1628091
Сопротивление газового такта	$\Delta p_{\dot{A}}$	$\dot{I} \dot{a}$	47	89	165	438

Таблица 4.6 – Расчет подогревателя рабочей жидкости СТК

Труба (сталь 20) $d \times \delta = 25 \times 3 \text{ мм}$; количество труб в ряду $n = 20 \phi \delta$

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Численное значение			
			0	10	20	30
Температура атмосферного воздуха	$t_{i\bar{n}}$	°C	0	10	20	30
Исходные данные						
Параметры рабочей воды:						
– давление	p_{oa}	áàð	30	30	30	30
– температура	t_{oa}	°C	203	203	203	203
– расход	\dot{m}_{oa}	êã/ñ	72.4	72.4	72.4	72.4
Параметры пара в сепараторе:						
– давление	p_c	áàð	15.55	15.55	15.55	15.55
– температура	t_c	°C	200	200	200	200
Минимальный температурный напор	θ_2	°C	20	20	20	20
Температура воздуха за регенератором	$t_{\hat{a}}$	°C	170	170	170	170
Максимальная температура топочных газов	$t_{\bar{A}1}$	°C	900	900	900	900
Характеристика трубного пучка:						
– схема включения			двухзаходный, гладкотрубный, поперечно обтекаемый, шахматный			
– безразмерный шаг	$\hat{a} \times \hat{a}$	–	1.6x2	1.6x2	1.6x2	1.6x2
– расчетная шероховатость внутренней поверхности труб	Δ	ì ì	0.2	0.2	0.2	0.2
Внутренний КПД циркуляционного насоса	η_{ii}	–	0.8	0.8	0.8	0.8
Топочный процесс						
Параметры рабочей воды:						
– энтальпия	h_{oa}	$\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\bar{a}}$	866.5	866.5	866.5	866.5
Работа насоса	l_{ii}	$\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\bar{a}}$	2.09	2.09	2.09	2.09
Тепловая мощность подогревателя	Q_a	кВт	872	872	872	872
Температура адиабатного горения	$t_{\bar{A}\hat{a}}$	°C	2081	2083	2084	2085
Степень рециркуляции топочных газов	$\gamma_{\delta\ddot{a}\ddot{o}}$	–	3.020	3.022	3.024	3.026

Продолжение таблицы 4.6

Расход первичного воздуха	$\dot{\delta}_{a1}$	$\hat{e}\tilde{a}/\tilde{n}$	0.3187	0.3189	0.3187	0.3185
Расход продуктов сгорания	$\dot{\delta}_{\tilde{A}}$	$\hat{e}\tilde{a}/\tilde{n}$	0.339	0.3386	0.3384	0.3382
Расход топочных газов	$G_{\tilde{A}}$	$\hat{e}\tilde{a}/\tilde{n}$	1.023	1.023	1.023	1.023
Расход топлива	$\dot{m}_{\delta i \tilde{i}}$	$\hat{e}\tilde{a}/\tilde{n}$	0.02	0.02	0.02	0.02
Максимальный температурный напор	θ_1	$^{\circ}C$	697	697	697	697
Теплопередача трубного пучка						
Средняя скорость воды в трубах	w_a	\dot{i} / \tilde{n}	7.41	7.41	7.41	7.41
Критерий Рейнольдса воды	Re_{wa}	—	895052	895052	895052	895052
Коэффициент теплоотдачи воды	α_{wa}	$\frac{\hat{A}\dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	43828	43828	43828	43828
Средняя скорость топочных газов в пучке	$w_{\tilde{A}}$	\dot{i} / \tilde{n}	3.88	3.88	3.88	3.88
Критерий Рейнольдса топочных газов	$Re_{\tilde{A}}$	—	1671	1671	1671	1671
Коэффициент теплоотдачи топочных газов	$\alpha_{\tilde{A}}$	$\frac{\hat{A}\dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	56.3	56.3	56.3	56.3
Средний температурный напор	$\overline{\Delta t_a}$	$^{\circ}C$	190.6	190.6	190.6	190.6
Температура стенки труб	$t_{\tilde{n}\delta}$	$^{\circ}C$	201.8	201.8	201.8	201.8
Средний коэффициент теплопередачи	k	$\frac{\hat{A}\dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$	73.6	73.6	73.6	73.6
Площадь теплообмена по внутренней поверхности	F_{a1}	\dot{i}^2	1.84	1.84	1.84	1.84
Ширина газохода	B	$\dot{i} \dot{i}$	820	820	820	820
Длина витков труб	L	$\dot{i} \dot{i}$	1640	1640	1640	1640
Число рядов труб	z	—	34	34	34	34
Принятое число труб	z_*	—	42	42	42	42
Высота секции	H_*	$\dot{i} \dot{i}$	2100	2100	2100	2100
Объем аппарата	V	\dot{i}^3	2.29	2.29	2.29	2.29
Сопротивление циркуляционной воды	Δp_a	$\dot{I} \dot{a}$	1401251	1401251	1401251	1401251
Сопротивление газового такта	$\Delta p_{\tilde{A}}$	$\dot{I} \dot{a}$	89	89	89	89

4.3 Расчет регенеративного воздухонагревателя

Ниже приводятся алгоритм и результаты расчета регенеративного воздухонагревателя, входящего в состав модуля СТК, для бинарной паротурбинной установки (мини-ТЭЦ) мощностью 0,5 МВт.

4.3.1 Исходные данные

- Массовый расход продуктов сгорания, $G_{i\tilde{N}} = 0,339 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$.
- Массовый расход воздуха, $G_a = 0,319 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$.
- Расчетные температуры сред:
 - $t_{1a} = 0^\circ \tilde{N}$; $t_{2a} = 170^\circ \tilde{N}$ - температуры воздуха на входе и выходе из воздухоподогревателя;
 - $t_{1i\tilde{N}} = 190^\circ \tilde{N}$; $t_{2i\tilde{N}} = 45^\circ \tilde{N}$ - температуры продуктов сгорания на входе и выходе из воздухоподогревателя.
- Состав продуктов сгорания (объемные доли)

$$r_{CO_2} = 0,13; r_{N_2} = 0,76; r_{H_2O} = 0,11.$$
- Тип воздухоподогревателя – пластинчато-ребристый теплообменник (ПРТ).
Задача оптимизации состоит в:
 - обеспечение компактности модуля ПРТ с конструктивным соотношением размеров во фронтальной плоскости;
 - обеспечении оптимальной теплообменной характеристики модуля ПРТ;
 - обеспечения оптимального газодинамического сопротивления модуля ПРТ.

4.3.2 Схемное решение конструкции воздухонагревателя

Для воздухонагревателя с применением пластинчато-ребристых поверхностей могут быть использованы рамочные конструкции двух типов, рис. 4.1, 4.2.

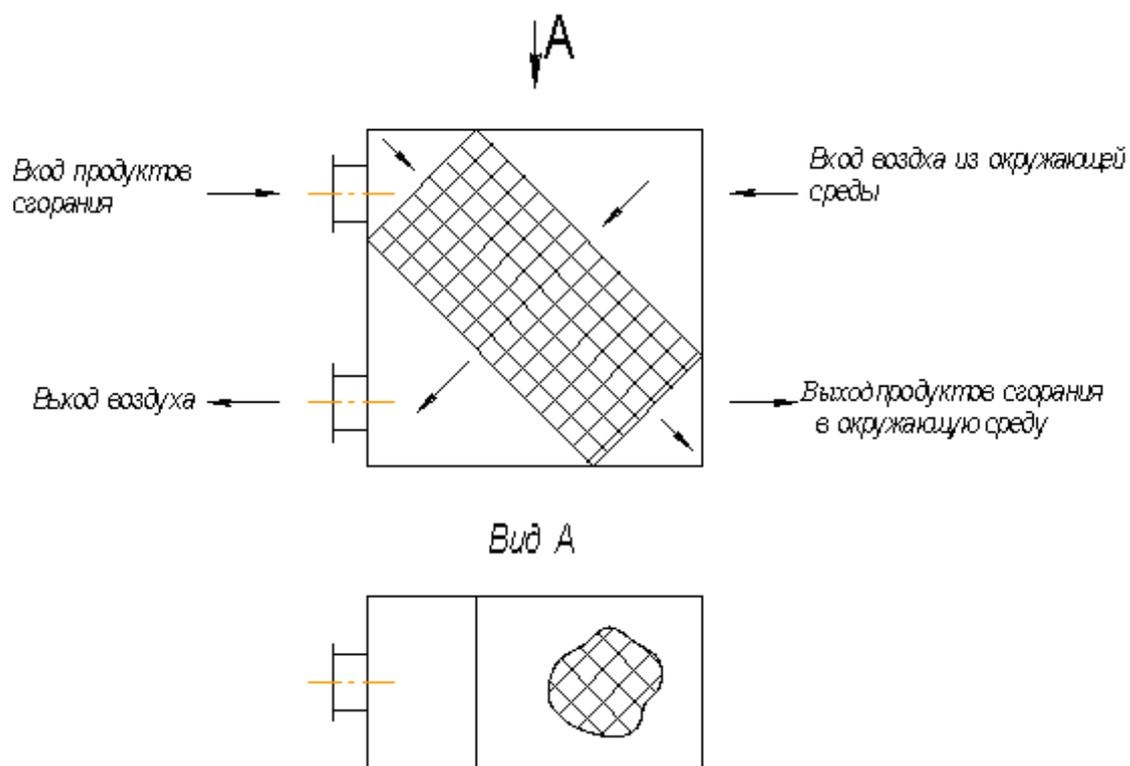


Рисунок 4.1 - Рамочная конструкция воздухонагревателя без коллекторов

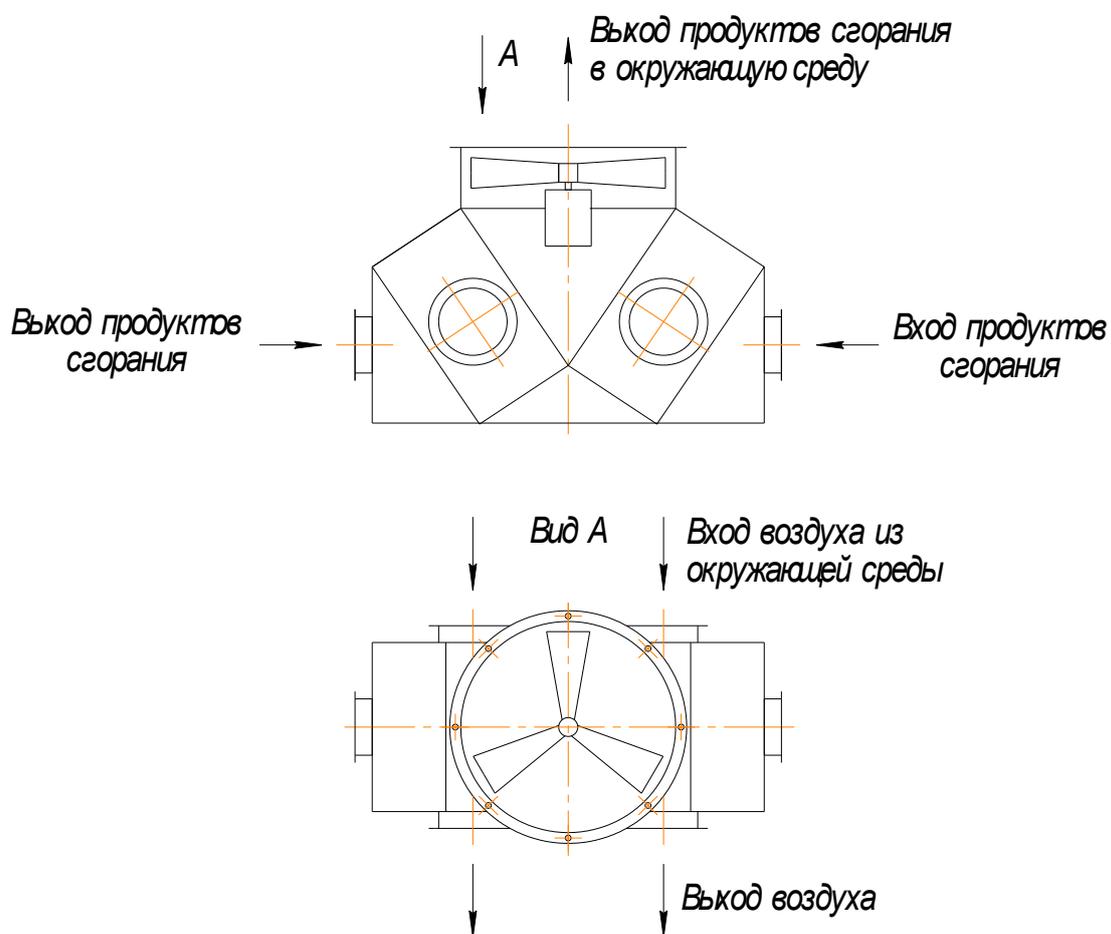


Рисунок 4.2 - V-образная конструкция воздухонагревателя

По схеме на рис. 4.1 модуль ПРТ размещается в корпусе, выполненном на базе рамочной конструкции из уголков с зашивкой левой верхней и нижней сторон листовым материалом, а в правой сетчатым материалом.

По схеме на рис. 4.2 угловое размещение модулей ПРТ позволяет реализовать компоновку воздухонагревателя со встроенным дымососом. В этом случае потоки воздуха и потоки продуктов сгорания имеют параллельную разводку на входе и выходе из аппарата.

Выбор схемного решения производится после определения габаритов модуля ПРТ, типа и размера дымососа.

4.3.3 Определение теплофизических параметров теплоносителей

Средние температуры теплоносителей:

– горячего потока (продуктов сгорания)

$$t_{\bar{A},\bar{n}\bar{o}} = 0,5 \cdot (t_{1I\bar{N}} + t_{2I\bar{N}}) = 0,5 \cdot (190 + 45) = 117,5^\circ \bar{N};$$

– холодного потока (атмосферного воздуха)

$$t_{\bar{O},\bar{n}\bar{o}} = 0,5 \cdot (t_{1\bar{a}} + t_{2\bar{a}}) = 0,5 \cdot (170 + 0) = 85^\circ \bar{N}.$$

Газовая постоянная продуктов сгорания

$$R_{I\bar{N}} = \frac{8,314}{\mu_{CO_2} \cdot r_{CO_2} + \mu_{N_2} \cdot r_{N_2} + \mu_{H_2O} \cdot r_{H_2O}},$$

где μ - молярные массы компонентов продуктов сгорания

$$R_{I\bar{N}} = \frac{8,314}{44 \cdot 0,13 + 28 \cdot 0,76 + 18 \cdot 0,11} = 0,2868 \frac{\hat{e}\bar{A}\bar{x}}{\hat{e}\bar{a} \cdot \hat{E}}.$$

Молярная масса продуктов сгорания

$$\mu_{I\bar{N}} = \frac{8,314}{R_{I\bar{N}}},$$

$$\mu_{I\bar{N}} = \frac{8,314}{0,2868} = 28,99 \frac{\hat{e}\bar{a}}{\hat{i} \hat{i} \hat{e}\bar{u}}.$$

Массовые доли компонентов смеси

$$g_{CO_2} = \frac{\mu_{CO_2} \cdot r_{CO_2}}{\mu_{I\bar{N}}} = \frac{0,13 \cdot 44}{28,99} = 0,197,$$

$$g_{N_2} = \frac{\mu_{N_2} \cdot r_{N_2}}{\mu_{i\tilde{N}}} = \frac{0,76 \cdot 28}{28,99} = 0,734,$$

$$g_{H_2O} = \frac{\mu_{H_2O} \cdot r_{H_2O}}{\mu_{i\tilde{N}}} = \frac{0,11 \cdot 18}{28,99} = 0,069.$$

Влагосодержание продуктов сгорания

$$d_{i\tilde{N}} = \frac{g_{H_2O}}{g_{CO_2} + g_{N_2}} = \frac{0,069}{0,197 + 0,734} = 0,0741 \frac{\hat{e}\tilde{a}_{\hat{e}}}{\hat{e}\tilde{a}_{\hat{e}, \hat{a}\hat{c}\hat{a}}}.$$

По величине влагосодержания была определена температура точки росы для потока продуктов сгорания в диапазоне давлений $100 \div 105 \hat{e}\tilde{I} \hat{a}$, и которая составляет $47,2 \div 48,1^\circ \tilde{N}$ соответственно.

На базе данных [21] для средних температур теплоносителей были определены основные теплофизические параметры, которые представлены в таблице 4.7

Таблица 4.7 – Теплофизические параметры теплоносителей

Поток	t_{cp}	ρ	\tilde{N}_p	$\lambda \cdot 10^2$	$\mu \cdot 10^6$	Pr
	$С^\circ$	$\frac{\hat{e}\tilde{a}}{\hat{i}^3}$	$\frac{\hat{A}\hat{e}}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$	$\frac{\hat{A}\hat{o}}{\hat{i} \cdot \hat{E}}$	$\hat{I} \hat{a} \cdot \tilde{n}$	-
Продукты сгорания	117,5	0,9822	1073	3,26	21,01	0,687
Воздух	85	0,9733	1011	3,09	21,3	0,691

Теплоемкость воздуха определялась с учетом относительной влажности на входе $\varphi_{a1} = 50\%$.

Исходя из целевого назначения воздухонагревателя, расчетная тепловая нагрузка берется по холодному потоку

$$\dot{Q}_{\hat{A}\hat{I}} = G_{\hat{a}} \cdot (\tilde{n}_p)_{\hat{a}} \cdot (t_{\hat{a}_2} - t_{\hat{a}_1}),$$

$$\dot{Q}_{\hat{A}\hat{I}} = 0,319 \cdot 1011 \cdot (170 - 0) = 54826 \hat{A}\hat{o}.$$

Для расчета принимаем $54,9 \hat{e}\hat{A}\hat{o}$.

4.3.4 Определение средней разности температур между теплоносителями

Поточная теплоемкость (водяной эквивалент) теплоносителя на горячей стороне

$$CP_{\bar{A}} = \tilde{n}_{p_{\bar{A}}} \cdot \delta \dot{Q}_{\bar{A}} = \tilde{n}_{p_{I\bar{N}}} \cdot (\dot{Q}_{1I\bar{N}} - \dot{Q}_{2I\bar{N}}),$$

$$CP_{\bar{A}} = 1,073 \cdot (190 - 45) = 155,585 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}.$$

Поточная теплоемкость (водяной эквивалент) теплоносителя на холодной стороне

$$CP_{\bar{O}} = \tilde{n}_{p_{\bar{O}}} \cdot \delta \dot{Q}_{\bar{O}} = \tilde{n}_{p_a} \cdot (\dot{Q}_{1a} - \dot{Q}_{2a}),$$

$$CP_{\bar{O}} = 1,011 \cdot (170 - 0) = 171,87 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}.$$

Отношение поточных теплоносителей

$$\dot{A} = \frac{CP_{\min}}{CP_{\max}} = \frac{CP_{\bar{A}}}{CP_{\bar{O}}},$$

$$\dot{A} = \frac{155,585}{171,87} = 0,90525.$$

Параметр характеристической разности температур

$$z_t = \sqrt{(1 + A)^2 - 4 \cdot p_{\dot{Y}} \cdot \dot{A}},$$

где $p_{\dot{Y}} = 0,76$ (индекс противоточности для перекрестного одноходового теплообменника)

$$z_t = \sqrt{1,90525^2 - 4 \cdot 0,76 \cdot 0,90525} = 0,937.$$

Параметры, учитывающие характер схем движения теплоносителей

$$P = \frac{T_{X2} - T_{X1}}{T_{\bar{A}1} - T_{X1}} = \frac{\delta T_X}{T_{\bar{A}1} - T_{X1}},$$

$$P = \frac{170 - 0}{190 - 0} = 0,895,$$

$$R = \frac{T_{\bar{A}1} - T_{\bar{A}2}}{T_{X2} - T_{X1}} = \frac{\delta T_{\bar{A}}}{\delta T_{\bar{O}}},$$

$$R = \frac{190 - 45}{170 - 0} = 0,853.$$

Эффективность воздухонагревателя

$$\eta = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{CP_{\bar{A}}}{CP_{\min}} \cdot \frac{T_{\bar{A}1} - T_{\bar{A}2}}{T_{\bar{A}1} - T_{X1}}.$$

Для данного аппарата $CP_{\min} = CP_{\bar{A}}$.

$$\eta = \frac{\delta T_{\bar{A}}}{T_{\bar{A}1} - T_{X1}} = \frac{190 - 45}{190 - 0} = 0,763.$$

Среднеарифметическое значение разности температур теплоносителей, рассчитанное для случая истинного противотока

$$\Delta t_{\bar{a}} = \frac{(T_{\bar{A}2} - T_{X1}) - (T_{\bar{A}1} - T_{X2})}{\ln \frac{T_{\bar{A}2} - T_{X1}}{T_{\bar{A}1} - T_{X2}}},$$

$$\Delta t_{\bar{a}} = \frac{(45 - 0) - (190 - 170)}{\ln \frac{45}{20}} = 30,83 \hat{E} (^{\circ} \tilde{N}).$$

Поправочный коэффициент, учитывающий характер относительного движения теплоносителей (однократный перекрестный ход) определяем из [22] на базе величин P и R

$$\varepsilon_{\Delta t} = 0,45.$$

Расчетная величина средней разности температур теплоносителей

$$\bar{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{\bar{a}},$$

$$\bar{\Delta t} = 0,45 \cdot 30,83 = 13,87 \hat{E} (^{\circ} \tilde{N}).$$

Для расчета принимаем $\bar{\Delta t} = 14 \hat{E} (^{\circ} \tilde{N})$.

4.3.5 Расчетная модель ПРТ

4.3.5.1 Геометрические характеристики

В основе конструкции пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов лежит идея о применении двухстороннего высокоэффективного оребрения со стороны горячего и холодного потоков.

Основные элементы, определяющие конструкцию этих аппаратов: плоские разделительные пластины и ребра из гофрированной ленты, расположенные между пластинами и имеющие хороший тепловой контакт с последними.

По массово-габаритным и эксплуатационным показателям эти аппараты относят к эффективным компактным теплообменникам, с показателем удельной теплопередающей поверхности в единице объема равным $1000 - 3000 \frac{\dot{i}^2}{i^3}$.

Конструкция оребрения в ПРТ отличается большим многообразием, связанным с поисками наилучших теплопередающих и гидродинамических характеристик аппаратов.

Для расчетного исследования были выбраны поверхности с волнистыми прерывистыми ребрами (короткие пластинчатые ребра по классификации В. Кэйса и А. Лондона типа ПЛР- 1 и ПЛР – 2, [23]). В таблице 4.8 приведены геометрические параметры пластинчато-ребристых поверхностей, применяемых в аппаратах криогенных установок, [24].

Таблица 4.8 – Геометрические параметры пластинчато-ребристых поверхностей

Тип ребер	l	t	δ_p	Δ	d_y	$S_{\dot{n}a,\delta}$	$S_{\dot{n}a,i}$	$S_{\dot{n}a}$	γ
	$\dot{i} \dot{i}$	$\frac{\dot{i}^2}{i^3}$	$\frac{\dot{i}^2}{i^3}$	$\frac{\dot{i}^2}{i^3}$	-				
Гладкие непрерывные	6	4	0,15	-	4,64	520	342	862	0,196
Прерывистые	6	4	0,15	1,5	4,64	520	342	862	0,196
	12	4	0,25	2,0	5,69	534	169	703	0,153
	12	2	0,25	2,0	3,05	1143	169	1312	0,209
	4	2	0,15	1,0	2,50	1081	519	1600	0,285
	6	2	0,25	1,0	2,68	1143	342	1485	0,282
	7	4	0,15	5,0	4,22	604	342	946	0,175

Обозначение параметров в таблице 4.8

l - ширина прохода (длина ребер);

t - шаг расположения ребер;

δ_p - толщина ребер;

Δ - расстояние между прорезями;

d_y - эквивалентный диаметр каналов поверхности;

$S_{\bar{n}\bar{a}} = S_{\bar{n}\bar{a},\delta} + S_{\bar{n}\bar{a},i}$ - компактность по свободному объему,

где $S_{\bar{n}\bar{a},\delta}$ и $S_{\bar{n}\bar{a},i}$ - компактности поверхностей ребер и пластин соответственно;

γ - степень стеснения – доля площади сечения канала, занятая пластинами и ребрами.

4.3.5.2 Геометрические параметры модуля воздухонагревателя

При применении одинакового профиля ребристой поверхности для горячего и холодного потоков геометрический объем модуля ПРТ описывается выражениями

$$W_{\bar{A}} = H \cdot L_{\bar{A}} \cdot L_{\bar{O}}, \quad (4.1)$$

$$W_{\bar{O}} = H \cdot L_{\bar{O}} \cdot L_{\bar{A}}, \quad (4.2)$$

где $H = N \cdot l$ - суммарная высота живого сечения модуля;

N - число проходов во фронтальной плоскости.

При равенстве $N_{\bar{A}} = N_{\bar{O}}$ будет иметь равенство высот $H_{\bar{A}} = H_{\bar{O}} = H$.

$L_{\bar{A}}$, $L_{\bar{O}}$ - ширина прохода во фронтальной плоскости, соответственно для горячего и холодного потоков.

При введении в рассмотрение соотношений

$$a_v = \frac{L_{\bar{A}}}{L_{\bar{O}}};$$

$$a_h = \frac{H}{L_{\bar{A}}}$$

и подстановкой их в (4.1) и (4.2) получим

$$W_{\bar{A}} = W_{\bar{O}} = W$$

$$W = \frac{a_h}{a_v} L_{\bar{A}}^3 \quad (4.3)$$

Для свободного объема модуля по любому потоку

$$W_{\bar{n}\bar{a}} = W \cdot (1 - \gamma) \quad (4.4)$$

Откуда можно записать

$$W_{\bar{n}\bar{a}} = \frac{a_h}{a_v} L_{\bar{A}}^3 \cdot (1 - \gamma) \quad (4.5)$$

Величина a_v корректирует различие объемных расходов горячего и холодного теплоносителя при условии обеспечения равенства площадей свободного сечения:

при $F_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}} = F_{\bar{n}\bar{a},\bar{O}}$

$$a_v = \frac{G_{\bar{A}}}{G_{\bar{O}}} \cdot \frac{\rho_{\bar{O}}}{\rho_{\bar{A}}} \cdot \frac{w_{\bar{O}}}{w_{\bar{A}}} = \frac{G_{\bar{A}}}{G_{\bar{O}}} \cdot \frac{u_{\bar{O}}}{u_{\bar{A}}} \quad (4.6)$$

где $\rho_{\bar{A}}, \rho_{\bar{O}}$ - плотность теплоносителей, взятая по средним параметрам температур и давлений горячего и холодного потоков;

$w_{\bar{A}}, w_{\bar{O}}$ - линейные скорости теплоносителей в каналах соответствующих потоков;

$u_{\bar{A}}, u_{\bar{O}}$ - массовые скорости теплоносителей.

Долевое соотношение a_h должно находиться в диапазоне, обеспечивающем нормальное конструктивное исполнение коллекторов (сборных крышек) и соединительных патрубков со скоростью перемещения газа в последних не более $25 - 80 \frac{\bar{i}}{\bar{n}}$.

4.3.5.3 Условие обеспечения поверхности теплообмена в объеме модуля

Условие связи объема модуля и требуемой поверхности теплообмена описывается выражением

$$W_{\bar{n}\bar{a}} = \frac{F}{S_{\bar{n}\bar{a}}} \quad (4.7)$$

где F - поверхность теплообмена рассматривается одинаковой для обоих теплоносителей, но определяется по теплофизическим параметрам горячего потока.

С учетом известных выражений для расчета теплообменных аппаратов можно записать

$$W_{\bar{n}\bar{a}} = \frac{A_Q}{k} \quad (4.8)$$

где k - коэффициент теплопередачи;

$A_Q = \frac{\dot{Q}}{\Delta t \cdot S_{\text{н\ddot{a}}}}$ - параметр интенсивности теплового потока в объеме модуля,

который зависит от теплопроводимости аппарата, kF , и компактности выбранной поверхности пластинчато-ребристого типа.

Для одних и тех же расчетных данных величина свободного объема, а следовательно и геометрического объема уменьшается для поверхностей с более высокой компактностью.

Принимаем допущение о нижеследующем соотношении коэффициентов теплоотдачи с учетом эффективности оребрения для обоих потоков в интервале оптимизационных расчетов, а именно

$$\alpha_{\bar{o}} \cdot \eta_{\bar{o}} = 0,9 \cdot \alpha_{\bar{a}} \cdot \eta_{\bar{a}}$$

Пренебрегая также термическим сопротивлением разделительных пластин, можно записать выражение для коэффициента теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\bar{a}} \cdot \eta_{\bar{a}}} + \frac{1}{0,91 \cdot \alpha_{\bar{a}} \cdot \eta_{\bar{a}}}} = 0,476 \cdot \alpha_{\bar{a}} \cdot \eta_{\bar{a}} \quad (4.9)$$

На основании расчета коэффициента эффективности оребрения, $\eta_{\bar{a}}$ в диапазоне коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\bar{a}} = 25 \dots 200 \frac{\hat{A}\dot{\delta}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$ принимается среднее значение $\eta_{\bar{a}} = 0,95$.

Величина коэффициента теплоотдачи определяется обобщенным выражением, [24] для указанных типов поверхностей в таблице 4.8

$$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = a \cdot Re^{-0,38} \quad \text{при } 250 \leq Re \leq 6000$$

$$\text{где } a = 0,285 \cdot \left\{ \frac{d_y}{t} \cdot \left[1 + 0,25 \cdot \frac{\Delta \cdot (t+l)}{t \cdot l} \right] \right\}^{\frac{1}{3}};$$

$$St = \frac{\alpha}{\rho \cdot w \cdot c_p} \quad \text{- критерий Стантона};$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad \text{- критерий Прандтля}.$$

После подстановок уравнение (4.9) приводится к виду

$$k = 0,4522 \cdot \frac{a \cdot \rho \cdot c_p \cdot w}{\text{Pr}^{\frac{2}{3}}} \cdot \text{Re}^{-0,38} \quad (4.10)$$

Рассматриваем в качестве лимитирующего параметра оптимизации число Рейнольдса по скорости потока в свободном сечении, из уравнения (4.10) получим

$$k = A_k \cdot \text{Re}^{0,62} \quad (4.11)$$

$$\text{где } A_k = 0,4522 \cdot \frac{a \cdot c_p \cdot \mu}{\text{Pr}^{\frac{2}{3}} \cdot d_y};$$

μ - динамическая вязкость среды расчетного потока;

\tilde{n}_y - удельная изобарная теплоемкость среды расчетного потока.

На базе уравнений (4.4), (4.8) и (4.11) можно записать

$$\frac{a_h}{a_v} \cdot L_{\tilde{A}}^3 \cdot (1-\gamma) = \frac{A_Q}{A_k} \cdot \text{Re}^{-0,62} \quad (4.12)$$

Скорость потока, входящая в число Рейнольдса должна быть согласована с параметром a_h .

На основе уравнений для свободного сечения модуля во фронтальной плоскости

$$F_{\tilde{n}\tilde{A}} = \frac{G}{\rho \cdot w}, \quad (4.13a)$$

$$F_{\tilde{n}\tilde{A}} = H \cdot L \cdot (1-\gamma), \quad (4.13b)$$

получим

$$H \cdot L = \frac{G}{\text{Re}} \cdot \frac{d_y}{\mu \cdot (1-\gamma)}, \quad (4.14)$$

откуда

$$a_h = \frac{G \cdot d_y}{\text{Re} \cdot L^2 \cdot \mu \cdot (1-\gamma)} \quad (4.15)$$

После подстановки (4.15) в (4.12) получим

$$L = \frac{A_Q}{A_k \cdot A_H} \cdot \text{Re}^{0,38}, \quad (4.16)$$

где $A_H = \frac{G \cdot d_y}{\mu}$.

Данное уравнение устанавливает связь основного геометрического параметра модуля воздухонагревателя, L_A для различных исследуемых поверхностей и выбранного соотношения a_h в интервале допустимых значений числа Рейнольдса для критериальной зависимости фактора теплоотдачи с последующей оценкой гидродинамического сопротивления модуля по зависимости

$$\Delta p = 4 \cdot f_{\delta} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot \frac{L}{d_y}, \quad (4.17)$$

где f_{δ} - фактор сопротивления

$$f_{\delta} = 11,7 \cdot \text{Re}^{-0,92} + c \cdot \text{Re}^{-0,235} \quad \text{при } 500 < \text{Re} < 1800,$$

$$f_{\delta} = 0,078 \cdot \text{Re}^{-0,25} + c \cdot \text{Re}^{-0,235} \quad \text{при } 1800 < \text{Re} < 12000.$$

Здесь

$$\tilde{n} = 0,00052 \cdot \frac{\Delta^2 \cdot t}{\delta_p^2 \cdot l} - 0,0306 \cdot \frac{\Delta}{\delta_p} \cdot \sqrt{\frac{t}{l}} + 0,52.$$

Уравнение (4.17) также можно привести к виду

$$\Delta p = A_p^* \cdot \text{Re}^2, \quad (4.18)$$

где

$$A_p^* = 2 \cdot f_{\delta} \cdot \frac{\mu^2 \cdot L}{\rho \cdot d_y^3},$$

либо

$$\Delta p = A_p \cdot L, \quad (4.19)$$

где

$$A_p = 2 \cdot f_{\delta} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{d_y}.$$

Для расчета газодинамического сопротивления ПРТ с гладкими непрерывными ребрами использовалось уравнение из [24]

$$f_T = 32,7 \cdot \text{Re}^{-1,03}.$$

4.3.6 Результаты расчета

4.3.6.1 Расчет первого приближения

Используя вышеизложенную методику расчета параметров модуля ПРТ, в таблицах 4.9 - 4.15 приведены значения основных геометрических и режимных характеристик для поверхностей пластинчато-ребристого типа, представленных в таблице 4.8.

Расчет выполнен по параметрам горячего потока, при этом было принято условие $a_v = 1$, т.е. равенства ширины модуля по обоим потокам во фронтальных плоскостях.

Расчет произведен на тепловую нагрузку $54,9 \text{ кВт}$ для двух значений средней разности температур между теплоносителем $\bar{\Delta t} = 14^\circ \text{C}$ и $\bar{\Delta t} = 30^\circ \text{C}$. Расчет для $\bar{\Delta t} = 30^\circ \text{C}$ соответствует условиям, если конструктивное исполнение аппарата базируется на чисто противоточной схеме с использованием кожухопакетного схемного решения. Величина $\bar{\Delta t} = 14^\circ \text{C}$ соответствует схеме с прерывистым однократным током для аппаратов рамочной и V-образной конструкции.

Для поверхности с непрерывными гладкими ребрами уравнение 4.16 имеет вид

$$L = \frac{A_{\text{в}}}{A_{\text{к}} \cdot A_{\text{н}}} \cdot \text{Re}^{0,52},$$

а уравнение для определения фактора сопротивления

$$f = 32,7 \cdot \text{Re}^{-1,03} \quad \text{при } \text{Re} = 7000 \div 2000, [24]$$

$$\text{и } f = 0,389 \cdot \text{Re}^{-0,44} \quad \text{при } \text{Re} = 500 \div 5000.$$

Расчет газодинамического сопротивления модуля выполняется при представлении уравнения 4.17 в виде

$$\Delta p = A_p \cdot L.$$

Таблица 4.9 - Поверхность: непрерывные ребра 6/4

$$A_K = 0,59275; A_H = 74,8494; L = \frac{A_Q}{A_K \cdot A_H} \cdot \text{Re}^{0,52}$$

Re	$w, \frac{\dot{t}}{\bar{n}}$	$F_{\bar{n}\dot{a}}, \dot{t}^2$	L, \dot{t}	H, \dot{t}	f	$A_p, \frac{\dot{t} \dot{a}}{\dot{t}}$	$\Delta\delta, \dot{t} \dot{a}$
$\overline{\Delta t} = 30^\circ \bar{N}; A_Q = 2,123$							
250	1,14	0,2994	0,845	0,441	0,110833	61,3	51,8
500	2,29	0,1497	1,211	0,154	0,054276	121,2	146,8
750	3,44	0,0998	1,496	0,083	0,035746	180,2	269,5
1000	4,58	0,0748	1,737	0,053	0,026579	237,5	412,5
1250	5,73	0,0598	1,951	0,038	0,021122	295,4	576,3
1500	6,87	0,0499	2,145	0,028	0,017505	351,9	754,3
1750	8,02	0,0428	2,324	0,022	0,014935	409,2	950,9
2000	9,17	0,0374	2,491	0,018	0,013016	466,2	1161,3
$\overline{\Delta t} = 14^\circ \bar{N}; A_Q = 4,549$							
250	1,14	0,2994	1,81	0,206	0,11083	61,3	111,0
300	1,375	0,2495	1,99	0,156	0,09186	74,0	147,2
400	1,83	0,1875	2,31	0,100	0,06830	97,4	225,0
500	2,23	0,1497	2,595	0,072	0,05427	121,2	314,5

Таблица 4.10 - Поверхность 6/4:

$$\dot{a} = 0,3143; A_K = 0,88126; A_H = 74,8494; c = 0,30482$$

Re	$w, \frac{\dot{t}}{\bar{n}}$	$F_{\bar{n}\dot{a}}, \dot{t}^2$	L, \dot{t}	H, \dot{t}	f	$A_p, \frac{\dot{t} \dot{a}}{\dot{t}}$	$\Delta\delta, \dot{t} \dot{a}$
$\overline{\Delta t} = 30^\circ \bar{N}; A_Q = 2,123$							
250	1,14	0,2994	0,262	1,421	0,156068	86,393	22,6
500	2,29	0,1497	0,3414	0,545	0,109231	243,99	83,3
750	3,44	0,0998	0,398	0,311	0,090821	457,78	182,2
1000	4,58	0,0748	0,444	0,209	0,080455	718,86	319,2
1250	5,73	0,0598	0,484	0,154	0,0736106	1029,45	498,2
1500	6,87	0,0499	0,518	0,119	0,0686608	1380,31	715,0
1750	8,02	0,0428	0,549	0,097	0,0648648	1777,11	975,6
2000	9,17	0,0374	0,578	0,081	0,0618317	2214,66	1280,0
$\overline{\Delta t} = 14^\circ \bar{N}; A_Q = 4,549$							
250	1,14	0,2994	0,561	0,664	0,156068	86,393	48,5
500	2,29	0,1497	0,731	0,255	0,109231	243,99	178,5
750	3,44	0,0998	0,853	0,145	0,090821	457,78	390,5
1000	4,58	0,0748	0,951	0,098	0,080455	718,86	684,0
1250	5,73	0,0598	1,037	0,072	0,0736106	1029,45	1067,5
1500	6,87	0,0499	1,110	0,056	0,0686608	1380,31	1532,0

Таблица 4.11 - Поверхность 12/4:

$$\dot{\alpha} = 0,3374; A_K = 0,77145; A_H = 91,7873; c = 0,38976$$

Re	$w, \frac{\dot{\alpha}}{\bar{n}}$	$F_{\bar{n}\dot{\alpha}}, \dot{\alpha}^2$	$L, \dot{\alpha}$	$H, \dot{\alpha}$	f	$A_p, \frac{\dot{I} \dot{\alpha}}{\dot{\alpha}}$	$\Delta\delta, \dot{I} \dot{\alpha}$
$\overline{\Delta t} = 30^\circ \bar{N}; A_Q = 2,603$							
250	0,93	0,3671	0,299	1,446	0,179274	53,86	16,1
500	1,87	0,1836	0,390	0,556	0,128948	156,6	61,1
750	2,80	0,1224	0,455	0,317	0,108747	296,1	134,7
1000	3,74	0,0918	0,507	0,314	0,097210	472,3	239,4
1250	4,67	0,0734	0,552	0,157	0,089508	678,0	374,3
1500	5,61	0,0612	0,592	0,121	0,0838918	917,1	542,9
1750	6,54	0,524	0,625	0,099	0,079554	1181,9	738,7
2000	7,47	0,0459	0,660	0,081	0,076067	1474,3	973,0
$\overline{\Delta t} = 14^\circ \bar{N}; A_Q = 5,577$							
250	0,93	0,3671	0,641	0,676	0,179274	53,86	34,5
500	1,87	0,1836	0,836	0,260	0,128948	156,6	130,9
750	2,80	0,1224	0,975	0,148	0,108747	296,1	288,6
1000	3,74	0,0918	1,086	0,100	0,097210	472,3	513,0
1250	4,67	0,0734	1,183	0,073	0,089508	678,0	802,0
1500	5,61	0,0612	1,268	0,057	0,0838918	917,1	1163,3

Таблица 4.12 - Поверхность 12/2:

$$\dot{\alpha} = 0,3572; A_K = 1,5237; A_H = 49,2; c = 0,42561$$

Re	$w, \frac{\dot{\alpha}}{\bar{n}}$	$F_{\bar{n}\dot{\alpha}}, \dot{\alpha}^2$	$L, \dot{\alpha}$	$H, \dot{\alpha}$	f	$A_p, \frac{\dot{I} \dot{\alpha}}{\dot{\alpha}}$	$\Delta\delta, \dot{I} \dot{\alpha}$
$\overline{\Delta t} = 30^\circ \bar{N}; A_Q = 1,395$							
250	1,74	0,1968	0,152	1,639	0,189068	370,9	56,4
500	3,48	0,0984	0,198	0,629	0,13727	1077,2	213,3
750	5,23	0,0656	0,230	0,360	0,116313	2061,6	474,2
1000	6,97	0,0492	0,257	0,241	0,10428	3282,7	843,7
1250	8,71	0,0394	0,279	0,178	0,096218	4730,1	1319,7
1500	10,46	0,0328	0,300	0,138	0,096218	6403,6	1921,1
1750	12,20	0,0281	0,318	0,111	0,085753	8270,8	2630,1
2000	13,94	0,0246	0,334	0,093	0,082075	10335,0	2451,9
$\overline{\Delta t} = 14^\circ \bar{N}; A_Q = 2,989$							
250	1,74	0,1968	0,325	0,764	0,189068	370,9	120,8
500	3,48	0,0984	0,424	0,293	0,13727	1077,2	457,0
750	5,23	0,0656	0,493	0,168	0,116313	2061,6	1016,0
1000	6,97	0,0492	0,551	0,113	0,10428	3282,7	1807,8
1250	8,71	0,0394	0,598	0,083	0,096218	4730,1	2827,7
1500	10,46	0,0328	0,643	0,064	0,096218	6403,6	4116,4

Таблица 4.13 - Поверхность 4/2:

$$\dot{\alpha} = 0,3251; A_K = 1,6918; A_H = 40,328; c = 0,38731$$

Re	$w, \frac{\dot{\lambda}}{\tilde{n}}$	$F_{\tilde{n}\dot{\alpha}}, \dot{\lambda}^2$	$L, \dot{\lambda}$	$H, \dot{\lambda}$	f	$A_p, \frac{\dot{I} \dot{\alpha}}{\dot{\lambda}}$	$\Delta\delta, \dot{I} \dot{\alpha}$
$\overline{\Delta t} = 30^\circ \tilde{N}; A_Q = 1,143$							
250	2,13	0,1613	0,136	1,659	0,178605	640,6	87,1
500	4,25	0,0806	0,177	0,637	0,128379	1833,2	324,5
750	6,38	0,0538	0,207	0,364	0,108230	3482,7	720,9
1000	8,51	0,0403	0,231	0,243	0,096726	5537,8	1279,2
1250	10,63	0,0323	0,252	0,179	0,089050	7954,9	2004,6
1500	12,76	0,0269	0,270	0,140	0,083452	10741,7	2900,3
1750	14,88	0,0236	0,286	0,113	0,079130	13851,1	2961,4
2000	17,01	0,0202	0,301	0,094	0,075656	17305,7	5209,0
$\overline{\Delta t} = 14^\circ \tilde{N}; A_Q = 2,449$							
250	2,13	0,1613	0,291	0,774	0,178605	640,6	186,6
500	4,25	0,0806	0,379	0,297	0,128379	1833,2	695,3
750	6,38	0,0538	0,443	0,170	0,108230	3482,7	1544,7
1000	8,51	0,0403	0,495	0,114	0,096726	5537,8	2741,0
1250	10,63	0,0323	0,540	0,084	0,089050	7954,9	4295,3
1500	12,76	0,0269	0,578	0,065	0,083452	10741,7	6214,5

Таблица 4.14 - Поверхность 6/2:

$$\dot{\alpha} = 0,3308; A_K = 1,6058; A_H = 43,232; c = 0,4521$$

Re	$w, \frac{\dot{\lambda}}{\tilde{n}}$	$F_{\tilde{n}\dot{\alpha}}, \dot{\lambda}^2$	$L, \dot{\lambda}$	$H, \dot{\lambda}$	f	$A_p, \frac{\dot{I} \dot{\alpha}}{\dot{\lambda}}$	$\Delta\delta, \dot{I} \dot{\alpha}$
$\overline{\Delta t} = 30^\circ \tilde{N}; A_Q = 1,232$							
250	1,98	0,1729	0,145	1,664	0,1963056	567,5	82,3
500	3,97	0,0865	0,188	0,639	0,143419	1666,9	313,4
750	5,95	0,0576	0,219	0,365	0,121903	3182,6	697,0
1000	7,94	0,0432	0,245	0,245	0,109505	5091,1	1247,3
1250	9,92	0,0346	0,267	0,181	0,101176	7342,5	1960,4
1500	11,90	0,0288	0,286	0,141	0,095070	9928,4	2839,5
1750	13,88	0,0247	0,303	0,114	0,090335	12834,4	3888,8
2000	15,87	0,0216	0,319	0,095	0,086515	16068,8	5126,0
$\overline{\Delta t} = 14^\circ \tilde{N}; A_Q = 2,6398$							
250	1,98	0,1729	0,311	0,775	0,1963056	567,5	176,5
500	3,97	0,0865	0,403	0,299	0,143419	1666,9	671,8
750	5,95	0,0576	0,469	0,171	0,121903	3182,6	1492,6
1000	7,94	0,0432	0,525	0,114	0,109505	5091,1	2672,8
1250	9,92	0,0346	0,572	0,084	0,101176	7342,5	4199,9
1500	11,90	0,0288	0,613	0,065	0,095070	9928,4	6086,1

Таблица 4.15 - Поверхность 6/2,3:

$$\dot{a} = 0,4265; A_K = 1,8015; A_H = 49,6845; c = 0,071$$

Re	$w, \frac{\dot{t}}{\tilde{n}}$	$F_{\tilde{n}\dot{a}}, \dot{t}^2$	L, \dot{t}	H, \dot{t}	f	$A_p, \frac{\dot{I} \dot{a}}{\dot{t}}$	$\Delta\delta, \dot{I} \dot{a}$
$\overline{\Delta t} = 30^\circ \tilde{N}; A_Q = 1,411$							
250	1,72	0,1987	0,128	2,046	0,092188	59,15	7,6
500	3,45	0,0994	0,167	0,786	0,054952	419,7	70,1
750	5,18	0,0662	0,195	0,448	0,041477	714,2	139,2
1000	6,90	0,0497	0,217	0,301	0,034336	1049	227,6
1250	8,63	0,0397	0,237	0,222	0,029847	1426,4	338,0
1500	10,35	0,0331	0,254	0,172	0,026733	1837,6	466,7
1750	12,08	0,0284	0,269	0,139	0,024429	2287,5	615,3
2000	13,81	0,0248	0,283	0,116	0,022645	2771,3	784,3
$\overline{\Delta t} = 14^\circ \tilde{N}; A_Q = 3,023$							
250	1,72	0,1987	0,274	0,958	0,092188	59,15	16,3
500	3,45	0,0994	0,358	0,367	0,054952	419,7	150,2
750	5,18	0,0662	0,418	0,209	0,041477	714,2	298,3
1000	6,90	0,0497	0,465	0,141	0,034336	1049	487,7
1250	8,63	0,0397	0,508	0,103	0,029847	1426,4	724,2
1500	10,35	0,0331	0,544	0,080	0,026733	1837,6	1000,0

Выбор модуля производится для всех поверхностей по условию $\frac{H}{L} \leq 0,5$.

4.3.6.2 Поверочный расчет модуля ПРТ

Данный расчет выполнен для модуля с поверхностью на базе прерывистых ребер с высотой $l = 6\dot{t}$ и шагом $t = 4\dot{t}$.

Исходные данные для расчета:

- скорость горячего потока: $w_{\tilde{A}} = 3,44 \frac{\dot{t}}{\tilde{n}}$;
- массовые расходы теплоносителей: $G_{\tilde{A}} = 0,339 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$, $G_{\tilde{O}} = 0,319 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$;
- тепловая нагрузка: $\dot{Q}_i = 54,9\hat{e}\tilde{A}\dot{a}$;
- средняя разность температур: $\overline{\Delta t} = 13,87^\circ \tilde{N}$.

Площадь свободного сечения (для $a_v = 1$)

$$F_{\tilde{n}\tilde{A}} = F_{\tilde{n}\tilde{O}} = \frac{G_{\tilde{A}}}{\rho_{\tilde{A}} \cdot w_{\tilde{A}}} = \frac{0,339}{0,9822 \cdot 3,44} = 0,10\dot{t}^2.$$

Скорость холодного потока

$$w_{\bar{A}} = \frac{G_{\bar{o}}}{\rho_{\bar{o}} \cdot F_{\bar{n}\bar{a},\bar{o}}} = \frac{0,319}{0,9733 \cdot 0,1} = 3,27 \frac{\bar{i}}{\bar{n}}.$$

Числа Рейнольдса

$$\text{Re}_{\bar{A}} = \frac{d_{\bar{Y}} \cdot w_{\bar{A}} \cdot \rho_{\bar{A}}}{\mu_{\bar{A}}} = \frac{0,00464 \cdot 3,44 \cdot 0,9822}{21,01 \cdot 10^{-6}} = 746,2,$$

$$\text{Re}_{\bar{o}} = \frac{d_{\bar{Y}} \cdot w_{\bar{o}} \cdot \rho_{\bar{o}}}{\mu_{\bar{o}}} = \frac{0,00464 \cdot 3,27 \cdot 0,9733}{21,3 \cdot 10^{-6}} = 693,3.$$

Параметр $j = St \cdot \text{Pr}^{\frac{2}{3}}$,

$$j_{\bar{A}} = a \cdot \text{Re}_{\bar{A}}^{-0,38} = 0,3143 \cdot 746,2^{-0,38} = 0,025448,$$

$$j_{\bar{o}} = a \cdot \text{Re}_{\bar{o}}^{-0,38} = 0,3143 \cdot 693,3^{-0,38} = 0,026169.$$

Коэффициенты теплоотдачи

$$\alpha_{\bar{A}} = \frac{j_{\bar{A}} \cdot \rho_{\bar{A}} \cdot w_{\bar{A}} \cdot \bar{n}_{\bar{o}\bar{A}}}{\text{Pr}_{\bar{A}}^{\frac{2}{3}}} = \frac{0,025448 \cdot 0,9822 \cdot 3,44 \cdot 1073}{0,687^{\frac{2}{3}}} = 118,49 \frac{\hat{A}\bar{o}}{\bar{i}^2 \cdot \hat{E}},$$

$$\alpha_{\bar{o}} = \frac{j_{\bar{o}} \cdot \rho_{\bar{o}} \cdot w_{\bar{o}} \cdot \bar{n}_{\bar{o}\bar{o}}}{\text{Pr}_{\bar{o}}^{\frac{2}{3}}} = \frac{0,026169 \cdot 0,9733 \cdot 3,27 \cdot 1011}{0,691^{\frac{2}{3}}} = 107,73 \frac{\hat{A}\bar{o}}{\bar{i}^2 \cdot \hat{E}}.$$

Коэффициенты эффективности ребер

$$\eta_{\bar{o}\bar{A}} = \frac{\text{th}\left(\bar{o}_{\bar{A}} \cdot \frac{l_{\bar{A}}}{2}\right)}{\bar{o}_{\bar{A}} \cdot \frac{l_{\bar{A}}}{2}} = \frac{\text{th}\left(102,63 \cdot \frac{0,006}{2}\right)}{102,63 \cdot \frac{0,006}{2}} = 0,9696,$$

$$\eta_{\bar{o}\bar{o}} = \frac{\text{th}\left(\bar{o}_{\bar{o}} \cdot \frac{l_{\bar{o}}}{2}\right)}{\bar{o}_{\bar{o}} \cdot \frac{l_{\bar{o}}}{2}} = \frac{\text{th}\left(97,86 \cdot \frac{0,006}{2}\right)}{97,86 \cdot \frac{0,006}{2}} = 0,9722,$$

где

$$\bar{o}_{\bar{A}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\bar{A}}}{\lambda_{\bar{o}} \cdot \delta_{\bar{o}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 118,49}{150 \cdot 0,00015}} = 102,63 \bar{i}^{-1},$$

$$\bar{o}_{\bar{o}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\bar{o}}}{\lambda_{\bar{o}} \cdot \delta_{\bar{o}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 107,73}{150 \cdot 0,00015}} = 97,86 \bar{i}^{-1}.$$

Коэффициенты эффективности оребрения

$$\eta_{\bar{A}} = 1 - \frac{S_{\bar{n}\bar{a},\bar{\delta},\bar{A}}}{S_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}}} \cdot (1 - \eta_{\bar{\delta}\bar{A}}) = 1 - \frac{520}{862} \cdot (1 - 0,9696) = 0,9817,$$

$$\eta_{\bar{\delta}} = 1 - \frac{S_{\bar{n}\bar{a},\bar{\delta},\bar{\delta}}}{S_{\bar{n}\bar{a},\bar{\delta}}} \cdot (1 - \eta_{\bar{\delta}\bar{\delta}}) = 1 - \frac{520}{862} \cdot (1 - 0,9722) = 0,9832.$$

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к поверхности горячего потока

$$k_{\bar{A}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\bar{A}} \cdot \eta_{\bar{A}}} + \frac{\delta_i \cdot S_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}}}{\lambda_i \cdot S_{\bar{n}\bar{a},i,\bar{\delta}}} + \frac{S_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}} \cdot F_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}}}{\alpha_{\bar{\delta}} \cdot \eta_{\bar{\delta}} \cdot S_{\bar{n}\bar{a},\bar{\delta}} \cdot F_{\bar{n}\bar{a},\bar{\delta}}} \right)^{-1},$$

$$k_{\bar{A}} = \left(\frac{1}{118,49 \cdot 0,9817} + \frac{0,00025 \cdot 862}{150 \cdot 342} + \frac{1}{107,73 \cdot 0,9832} \right)^{-1} = 55,43 \frac{\hat{A}\bar{\delta}}{i^2 \cdot \hat{E}}.$$

Площадь поверхности теплообмена модуля

$$F_{\bar{A}} = \frac{\dot{Q}_i}{k_{\bar{A}} \cdot \Delta t} = \frac{54900}{55,43 \cdot 13,87} = 71,41 i^2.$$

Свободный объем каналов по горячему потоку

$$W_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}} = \frac{F_{\bar{A}}}{S_{\bar{n}\bar{a}}} = \frac{71,41}{862} = 0,0828 i^3.$$

Ширина каналов горячего потока

$$L_{\bar{A}} = L_{\bar{\delta}} = \frac{W_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}}}{F_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}}} = \frac{0,0828}{0,1} = 0,828 i.$$

Суммарная высота живого сечения

$$H_{\bar{A}} = H_{\bar{\delta}} = \frac{F_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}}}{L_{\bar{A}} \cdot (1 - \gamma)} = \frac{0,1}{0,828 \cdot (1 - 0,196)} = 0,15 i.$$

Площадь фронтального сечения аппарата без учета разделительных пластин

$$F_{\bar{\delta}\bar{\delta}} = 2 \cdot \frac{F_{\bar{n}\bar{a}}}{1 - \gamma} = 2 \cdot \frac{0,1}{1 - 0,196} = 0,2487 i^2.$$

Число проходов во фронтальной плоскости составляет

$$N_{\bar{A}} = N_{\bar{\delta}} = \frac{\dot{I}}{l} = \frac{0,15}{0,006} = 25.$$

Общая высота аппарата при толщине разделительных пластин $\delta_i = 0,5 i$

$$\dot{I}_{tot} = 2 \cdot N \cdot l + \delta_n \cdot (2 \cdot N + 1) = 2 \cdot 25 \cdot 0,006 + 0,005 \cdot (2 \cdot 25 + 1) = 0,3255 i.$$

Габариты модуля без учета размеров проставочных брусков (в мм):

$$828 \times 828 \times 325,5.$$

Газодинамическое сопротивление собственно поверхности воздухонагревателя.

Для горячего потока:

$$\Delta p_{\bar{A}} = 4 \cdot f_{\bar{A}} \cdot \frac{\rho_{\bar{A}} \cdot w_{\bar{A}}^2}{2} \cdot \frac{L_{\bar{A}}}{d_y},$$

где фактор $f_{\bar{A}}$ определяется по формуле

$$f_{\bar{A}} = 11,7 \cdot \text{Re}^{-0,92} + \tilde{n} \cdot \text{Re}^{-0,235},$$

$$\tilde{n} = 0,00052 \cdot \frac{\Delta^2 \cdot t}{\delta_p^2 \cdot l} - 0,0306 \cdot \frac{\Delta}{\delta_p} \cdot \sqrt{\frac{t}{l}} + 0,52.$$

Для выбранной поверхности $\tilde{n} = 0,30482$

$$f_{\bar{A}} = 11,7 \cdot 746,2^{-0,92} + 0,30482 \cdot 746,2^{-0,235} = 0,091022,$$

$$\Delta \delta_{\bar{A}} = 4 \cdot 0,091022 \cdot \frac{0,9822 \cdot 3,44^2}{2} \cdot \frac{0,828}{0,00464} = 377,6 \text{ } \ddot{\text{a}}.$$

Для холодного потока:

$$f_{\bar{O}} = 11,7 \cdot 693,3^{-0,92} + 0,30482 \cdot 693,3^{-0,235} = 0,094007,$$

$$\Delta \delta_{\bar{O}} = 4 \cdot 0,094007 \cdot \frac{0,9733 \cdot 3,27^2}{2} \cdot \frac{0,828}{0,00464} = 349,2 \text{ } \ddot{\text{a}}.$$

После проработки конструкции необходимо учесть местные газодинамические сопротивления на входе в аппарат и выходе из него, а также в коллекторах и присоединительных устройствах.

4.3.7 Выводы по расчету воздухонагревателя

1. Представленная методика оптимизации при выборе поверхности и габаритов модуля пластинчато-ребристого теплообменника ограничена следующими условиями для использования

$$\frac{G_{\bar{A}}}{G_{\bar{O}}} < 1,1; \rho_{\bar{A}} \cong \rho_{\bar{O}}; c_{p\bar{A}} \cong c_{p\bar{O}}.$$

2. Для обеспечения компактности модуля ПРТ, конструктивного соотношения размеров H и L , а также оптимальных тепло- и газодинамических характеристик

рекомендуется применение поверхностей с короткими прерывистыми ребрами с высотой 4...6 мм.

3. После принятия размеров модуля H и L выполняется поверочный расчет по горячему и холодному потокам.

4.4 Расчет вращающегося регенератора

В качестве альтернативы воздухонагревателю на базе пластинчато-ребристых поверхностей может быть применен вращающийся регенератор, содержащий проницаемую насадку (матрицу), совершающую периодическое перемещение теплопередающей поверхности из области движения горячего потока в область движения холодного потока.

Принципиальные схемы вращающегося регенератора показаны на рисунке 4.3.

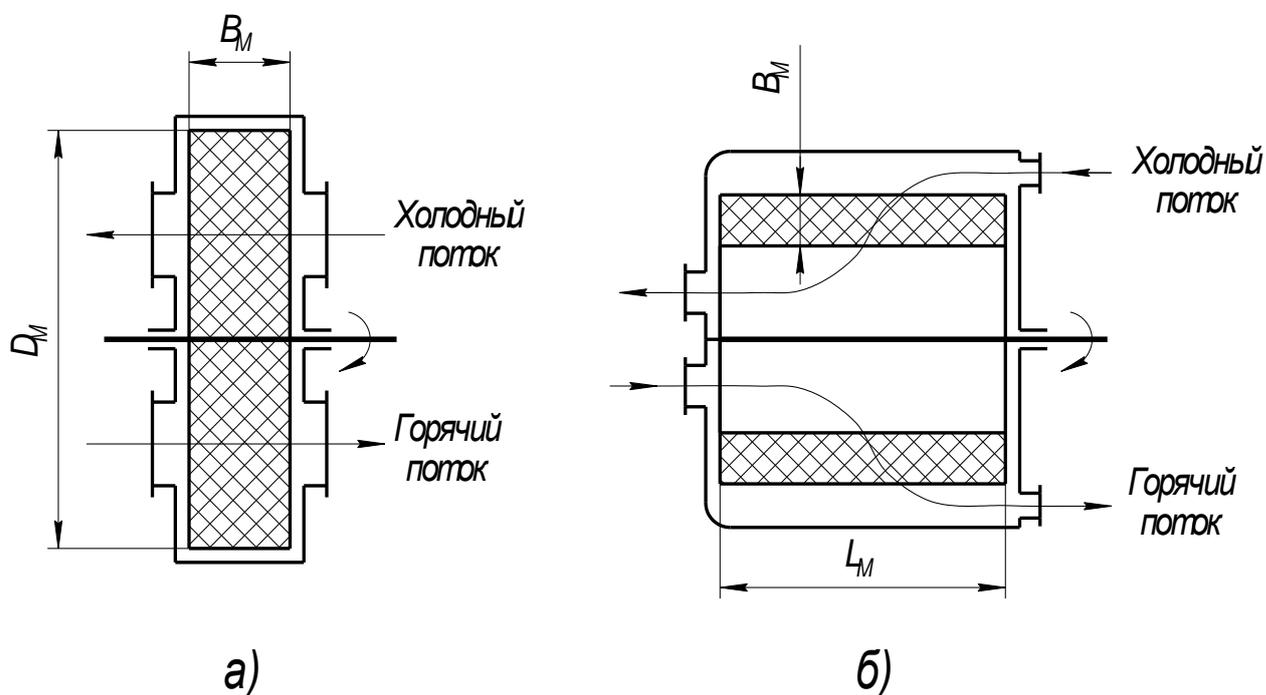


Рисунок 4.3 - Схемы вращающихся регенераторов
а – с осевым потоком, *б* – с радиальным потоком

В работе разработана методика расчета вращающихся регенераторов. Ниже приводится расчет вращающегося регенератора для бинарной паротурбинной установки (мини-ТЭЦ) мощностью 0,5 МВт.

При расчете используются исходные данные, представленные в разделе 4.3.1, а также выбираются следующие характеристики сетчатой насадки:

- диаметр проволоки , $d_{i\delta} = 0,343 \text{ мм}$;
- толщина одной сетки, $\delta_{\bar{n}} = 0,648 \text{ мм}$;
- пористость сетки, $\delta = 0,725$;
- материал – нержавеющая сталь;
- удельная теплоемкость материала, $\tilde{n}_i = 504 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$;
- плотность материала, $\rho_i = 7820 \text{ кг/м}^3$;
- скорость вращения ротора, $n_p = 28 \text{ об/мин}$;

Задача расчета состоит в определении объема, массы и основных размеров матрицы (диаметра D_m и толщины L_m). Расчет базируется на материалах [23].

1. Гидравлический радиус сетчатого материала матрицы

$$r_{\bar{a}} = \frac{\delta}{4(1-\delta)} d_{i\delta} = \frac{0,725}{4(1-0,725)} \cdot 0,343 = 0,226 \text{ м} .$$

2. Поверхность теплообмена в единице объема (компактность)

$$\psi = \delta / r_{\bar{a}} = 0,725 / 0,000226 = 3208 \text{ м}^2 / \text{м}^3 .$$

3. Расчетные давления холодного и горячего потоков (воздуха и продуктов сгорания)

$$\begin{aligned} p_{1X} &= 100 \text{ кПа}; & p_{1Г} &= 105 \text{ кПа}; \\ p_{2X} &= 98 \text{ кПа}; & p_{2Г} &= 100 \text{ кПа}; \\ p_{X, \text{cp}} &= 99 \text{ кПа}; & p_{Г, \text{cp}} &= 102,5 \text{ кПа}; \end{aligned}$$

где индексы «1» и «2» относятся к условиям входа и выхода потока соответственно, индекс «cp» - среднее значение.

4. Удельные объемы холодного и горячего потоков

$$\begin{aligned}v_{IX} &= 0,7835 \text{ м}^3/\text{кг}; & v_{I\Gamma} &= 1,265 \text{ м}^3/\text{кг}; \\v_{2X} &= 1,297 \text{ м}^3/\text{кг}; & v_{2\Gamma} &= 0,912 \text{ м}^3/\text{кг}; \\v_{X,cp} &= 1,038 \text{ м}^3/\text{кг}; & v_{\Gamma,cp} &= 1,093 \text{ м}^3/\text{кг}.\end{aligned}$$

5. Объемные расходы холодного и горячего потоков

$$\begin{aligned}V_{IX} &= 0,25 \text{ м}^3/\text{с}; & V_{I\Gamma} &= 0,429 \text{ м}^3/\text{с}; \\V_{2X} &= 0,414 \text{ м}^3/\text{с}; & V_{2\Gamma} &= 0,309 \text{ м}^3/\text{с}; \\V_{X,cp} &= 0,331 \text{ м}^3/\text{с}; & V_{\Gamma,cp} &= 0,37 \text{ м}^3/\text{с}.\end{aligned}$$

6. Принимаем расчетное значение скорости потоков

$$w_{\Gamma} = w_X = 3 \text{ м/с}.$$

7. Площадь свободного сечения для потоков (по средним параметрам)

$$f_{\bar{n}\bar{a}\bar{A}} = V_{\bar{A},\bar{n}\bar{a}} / w_{\bar{A}} = 0,37 / 3 = 0,123 \text{ м}^2;$$

$$f_{\bar{n}\bar{a}\bar{O}} = V_{\bar{O},\bar{n}\bar{a}} / w_{\bar{O}} = 0,331 / 3 = 0,11 \text{ м}^2.$$

8. Суммарное значение площади свободного сечения матрицы

$$f_{\bar{n}\bar{a}.tot} = f_{\bar{n}\bar{a}\bar{A}} + f_{\bar{n}\bar{a}\bar{O}} = 0,123 + 0,11 = 0,233 \text{ м}^2.$$

9. Суммарное значение площади фронтального сечения матрицы

$$f_{\delta\delta.tot} = \frac{f_{\bar{n}\bar{a}.tot}}{\delta} = \frac{0,233}{0,725} = 0,321 \text{ м}^2.$$

10. Долевые соотношения

$$\bar{f}_{\bar{n}\bar{a}\bar{A}} = \frac{f_{\bar{n}\bar{a}\bar{A}}}{f_{\bar{n}\bar{a}.tot}} = \frac{0,123}{0,233} = 0,528;$$

$$\bar{f}_{\bar{n}\bar{a}\bar{O}} = \frac{f_{\bar{n}\bar{a}\bar{O}}}{f_{\bar{n}\bar{a}.tot}} = 1 - 0,528 = 0,472.$$

11. Площади фронтального сечения для потоков

$$f_{\delta\delta\bar{A}} = \bar{f}_{c\bar{a}\bar{A}} \cdot f_{\delta\delta.tot} = 0,528 \cdot 0,321 = 0,1695 \text{ м}^2,$$

$$f_{\delta\delta\bar{O}} = f_{\delta\delta.tot} \cdot \bar{f}_{\delta\delta\bar{A}} = 0,321 \cdot 0,1695 = 0,1515 \text{ м}^2.$$

12. Диаметр фронтального сечения матрицы для регенератора с осевым потоком (без учета размеров сечения вала).

$$\bar{A}_i = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\delta\delta.tot}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,321}{\pi}} = 0,639 \text{ м} \approx 0,64 \text{ м}.$$

13. Наружный диаметр матрицы для регенератора с радиальным потоком

$$\ddot{A}_{i,i} = \sqrt{\frac{f_{\dot{\delta},tot}}{\pi \cdot L_i}} = \frac{0,321}{\pi \cdot L_i} = 0,1022 / L_i ,$$

где L_m – осевая длина матрицы (рисунок 4.3)

Выбор величины L_m производится из условия $L_m = D_m$, откуда

$$\ddot{A}_{i,i} = \sqrt{\frac{f_{\dot{\delta},tot}}{\pi}} = \sqrt{0,1022} = 0,32i .$$

14. Массовые скорости для потоков

$$u_{\bar{A}} = \frac{\dot{m}_{\bar{A}}}{f_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}}} = \frac{0,339}{0,123} = 2,756 \hat{e}\tilde{a} / (\tilde{n} \cdot \dot{i}^2) ,$$

$$u_{\bar{O}} = \frac{\dot{m}_{\bar{O}}}{f_{\bar{n}\bar{a},\bar{O}}} = \frac{0,319}{0,11} = 2,9 \hat{e}\tilde{a} / (\tilde{n} \cdot \dot{i}^2) .$$

15. Числа Рейнольдса для потоков

$$R_{\dot{a}\bar{A}} = \frac{4 \cdot r_{\bar{a}} \cdot u_{\bar{A}}}{\mu_{\bar{A}}} = \frac{4 \cdot 0,226 \cdot 10^{-3} \cdot 2,756}{21,01 \cdot 10^{-6}} = 118,6 ,$$

$$R_{\dot{a}\bar{O}} = \frac{4 \cdot r_{\bar{a}} \cdot u_{\bar{O}}}{\mu_{\bar{O}}} = \frac{4 \cdot 0,226 \cdot 10^{-3} \cdot 2,9}{21,3 \cdot 10^{-6}} = 123,1 .$$

16. Параметр теплоотдачи, согласно данных [23, рис. 7.8]

$$j_{\bar{A}} = (St \cdot \dot{\delta}_r^{2/3})_{\bar{A}} = 0,1;$$

$$j_{\bar{O}} = (St \cdot \dot{\delta}_r^{2/3})_{\bar{O}} = 0,102 .$$

17. Параметр гидравлического сопротивления, согласно данных на [23 рис. 7.9].

$$f_{\Gamma} = 0,76; f_X = 0,72.$$

18. Критерии Стантона

$$St_{\bar{A}} = \frac{j_{\bar{A}}}{p_r^{2/3}} = \frac{0,1}{0,687^{2/3}} = 0,1284 ,$$

$$St_{\bar{O}} = \frac{j_{\bar{O}}}{p_r^{2/3}} = \frac{0,102}{0,691^{2/3}} = 0,1305 .$$

19. Коэффициенты теплоотдачи

$$\alpha_{\bar{A}} = St_{\bar{A}} \cdot u_{\bar{A}} \cdot \tilde{n}_{\dot{\delta}\bar{A}} = 0,1284 \cdot 2,756 \cdot 1073 = 379,7 \hat{A}\dot{\delta} / (\dot{i}^2 \cdot \hat{E}) ,$$

$$\alpha_{\bar{O}} = St_{\bar{O}} \cdot u_{\bar{O}} \cdot \tilde{n}_{\dot{\delta}\bar{O}} = 0,1305 \cdot 2,9 \cdot 1012 = 383 \hat{A}\dot{\delta} / (\dot{i}^2 \cdot \hat{E}) .$$

20. Периоды нагрева и охлаждения матрицы

$$\tau_{i\dot{a}\ddot{a}\ddot{b}} = \frac{60}{n_p} \cdot \bar{f}_{\dot{n}\dot{a}\dot{A}} = \frac{60}{28} \cdot 0,528 = 1,131 \frac{\dot{n}\dot{a}\dot{e}}{\dot{i}\dot{a}\dot{d}\dot{e}\dot{i}\dot{a}};$$

$$\tau_{i\dot{o}\ddot{e}} = \frac{60}{n_p} \cdot \bar{f}_{\dot{n}\dot{a}\dot{O}} = \frac{60}{28} \cdot 0,472 = 1,011 \frac{\dot{n}\dot{a}\dot{e}}{\dot{i}\dot{a}\dot{d}\dot{e}\dot{i}\dot{a}}.$$

21. Коэффициент теплопередачи «идеального» регенератора, [25]

$$k_{e\dot{a}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\dot{A}} \cdot \tau_{i\dot{a}\ddot{a}\ddot{b}}} + \frac{1}{\alpha_{\dot{O}} \cdot \tau_{i\dot{o}\ddot{e}}}} = \frac{1}{\frac{1}{397,7 \cdot 1,131} + \frac{1}{383 \cdot 1,011}} 203,6 \frac{\dot{A}\dot{e}}{\dot{i}^2 \cdot \dot{E} \cdot \dot{i}\dot{a}\dot{d}\dot{e}\dot{i}\dot{a}}.$$

22. Параметр для коэффициента полезного действия поверхности нагрева, [25]

$$\frac{2\alpha_{\dot{A}} \cdot \tau_{i\dot{a}\ddot{a}\ddot{b}}}{\dot{n}_i \dot{a}_i \cdot \rho_i} = \frac{2 \cdot 379,7 \cdot 1,131}{504 \cdot 0,01808 \cdot 7820} = 0,012,$$

где толщина матрицы принимается по величине первого приближения $\delta_M = 80 \cdot r_2 = 18,08$ мм.

Для данного значения параметра (0,012) действительный коэффициент теплопередачи может быть принят как для идеального регенератора, т.е. $K = K_{ид}$.

23. Удельный тепловой поток

$$q_F = k(t_{\dot{A},\dot{n}\dot{b}} - t_{\dot{O},\dot{n}\dot{b}}) = 203,6(117,5 - 85) = 6617 \frac{\dot{A}\dot{e}}{\dot{i}^2 \cdot \dot{i}\dot{a}\dot{d}\dot{e}\dot{i}\dot{a}}.$$

24. Теплопередающая поверхность матрицы для потоков

$$F_{\dot{A}} = \frac{\dot{Q}_T \cdot \tau_{i\dot{a}\ddot{a}\ddot{b}}}{q_F} = \frac{54900 \cdot 1,131}{6617} 9,384 \dot{i}^2,$$

$$F_{\dot{O}} = \frac{\dot{Q}_T \cdot \tau_{i\dot{o}\ddot{e}}}{q_F} = \frac{54900 \cdot 1,011}{6617} = 8,388 \dot{i}^2.$$

25. Общая поверхность теплообмена

$$F_{tot} = F_{\dot{A}} + F_{\dot{O}} = 9,384 + 8,388 = 17,772 \dot{i}^2.$$

26. Объем матрицы для обеспечения общей поверхности теплообмена

$$W_i = F_{tot} / \psi = 17,772 / 3208 = 0,00554 \dot{i}^3.$$

27. Масса матрицы

$$\dot{I}_i = W_i (1 - \delta) \rho_i = 0,00554 \cdot (1 - 0,725) \cdot 7820 = 11,91 \dot{e}\dot{a}$$

28. Фактор отношения поверхности теплообмена к площади свободного сечения

$$\frac{F_{\bar{A}}}{f_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}}} = \frac{9,384}{0,123} = 76,29,$$

$$\frac{F_{\bar{O}}}{f_{\bar{n}\bar{a},\bar{O}}} = \frac{8,388}{0,11} = 76,25.$$

Принимаем $F/f_{св} = 76,3$.

29. Толщина матрицы

$$\hat{A}_i = r_{\bar{A}} \cdot \frac{F}{f_{\bar{n}\bar{a}}} = 0,000226 \cdot 76,3 = 0,0172 \text{ м}.$$

30. Число слоев сеток в матрице

$$Z_c = \frac{\hat{a}_i}{\delta_{\bar{n}}} = \frac{0,0172}{0,000648} = 26,6, \text{ с округлением } 27.$$

31. Число единиц переноса теплоты по потокам

$$NTU_{\bar{A}} = St_{\bar{A}} \frac{F_{\bar{A}}}{f_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}}} = 0,1284 \cdot 76,3 = 9,797,$$

$$NTU_{\bar{O}} = St_{\bar{O}} \frac{F_{\bar{O}}}{f_{\bar{n}\bar{a},\bar{O}}} = 0,1305 \cdot 76,3 = 9,957.$$

32. Отношение полных теплоемкостей потоков (водяных эквивалентов)

$$\frac{\tilde{N}D_{\bar{O}}}{\tilde{N}D_{\bar{A}}} = \frac{0,319 \cdot 1012}{0,339 \cdot 1073} = 0,887.$$

33. Полная теплоемкость матрицы

$$\tilde{N}D_i = \dot{V}_i \cdot \tilde{n}_i \cdot n_p / 60 = 11,91 \cdot 504 \cdot 28 / 60 = 2801 \hat{A} \delta / \hat{e}.$$

34. Отношение полных теплоемкостей матрицы и холодного потока

$$\frac{\tilde{N}D_i}{\tilde{N}D_{\bar{O}}} = \frac{2801}{0,319 \cdot 1012} = 8,677.$$

35. Общее число единиц переноса теплоты

$$NTU_o = \frac{1}{\frac{1}{NTU_x} + \frac{CP_x / CP_{\bar{A}}}{NTU_{\bar{A}}}} = \frac{1}{\frac{1}{9,957} + \frac{0,887}{9,797}} = 5,236.$$

36. Эффективность регенератора по графику 2.30 из [23]

$$\varepsilon_{\delta} = 0,87.$$

37. Потеря давления для горячего потока

$$\begin{aligned} \Delta \mathcal{D}_{\bar{A}} &= \frac{u_{\bar{A}}^2 v_{1\bar{A}}}{2} \left[(1 + \delta^2) \left(\frac{v_{2\bar{A}}}{v_{1\bar{A}}} - 1 \right) + f_{\bar{A}} \frac{F_{\bar{A}}}{f_{\bar{n}\bar{a},\bar{A}}} \cdot \frac{v_{\bar{A},\bar{n}\bar{d}}}{v_{1\bar{A}}} \right] = \\ &= \frac{2,756^2 \cdot 1,265}{2} \left[(1 + 0,725^2) \left(\frac{0,912}{1,265} - 1 \right) + 0,76 \cdot 76,3 \cdot \frac{1,093}{1,265} \right] = 238,7 \text{ Ĩ à}. \end{aligned}$$

38. Потеря давления для холодного потока

$$\begin{aligned} \Delta \mathcal{D}_{\bar{O}} &= \frac{u_{\bar{O}}^2 v_{1\bar{O}}}{2} \left[(1 + \delta^2) \left(\frac{v_{2\bar{O}}}{v_{1\bar{O}}} - 1 \right) + f_{\bar{O}} \frac{F_{\bar{O}}}{f_{\bar{n}\bar{a},\bar{O}}} \cdot \frac{v_{\bar{O},\bar{n}\bar{d}}}{v_{1\bar{O}}} \right] = \\ &= \frac{2,9^2 \cdot 0,7835}{2} \left[(1 + 0,725^2) \left(\frac{1,297}{0,7835} - 1 \right) + 0,72 \cdot 76,3 \cdot \frac{1,038}{0,7835} \right] = 243,1 \text{ Ĩ à}. \end{aligned}$$

5 РАСЧЕТ И ЭСКИЗНАЯ РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Для бинарной паротурбинной установки (мини-ТЭЦ) со струйным термокомпрессорным модулем, которая является малой локальной энергоустановкой применяются турбины относительно небольшой мощности (0,5-3,0 МВт). Конструктивно это могут быть турбины разных типов: осевые, центробежные, винтовые.

Наибольшее распространение получили осевые турбины, но они обычно создаются на гораздо большие мощности. Поэтому следует оценить возможность разработки осевых турбин в указанном выше диапазоне мощностей на условия работы в составе бинарной паротурбинной установки (мини-ТЭЦ) со струйным термокомпрессорным модулем.

В настоящее время накоплен большой теоретический и экспериментальный материал по исследованиям и разработкам осевых турбин [26-35]. Обобщение этого материала позволяет выполнить расчет осевых турбин для указанного диапазона мощностей.

Ниже приводится алгоритм и расчет осевой турбины мощностью 0,5 МВт.

Этот расчет состоит из нескольких этапов:

- 1) Общий термодинамический расчет турбины.
- 2) Разбивка турбины на ступени.
- 3) Расчет ступеней турбины.

В таблице 5.1 приведены исходные данные для расчета.

Таблица 5.1 – Исходные данные

Параметр	Значение
Общая эффективная мощность турбины N_e , кВт	500
Начальное давление p_0 , бар	15,55
Конечное давление p_K , бар	1,44
Начальная температура T_0 , °C	200
Относительный внутренний КПД турбины η_{oi}	0,7
Механический КПД турбины $\eta_{i\dot{\alpha}\delta}^{\dot{\delta}}$, (в примере приводится как η_{mt})	0,97
Механический КПД редуктора $\eta_{i\dot{\alpha}\delta}^{\dot{\delta}}$, (в примере приводится как η_{mr})	0,95

На рисунке 5.1 показана конструктивная схема проточной части ступени паровой турбины.

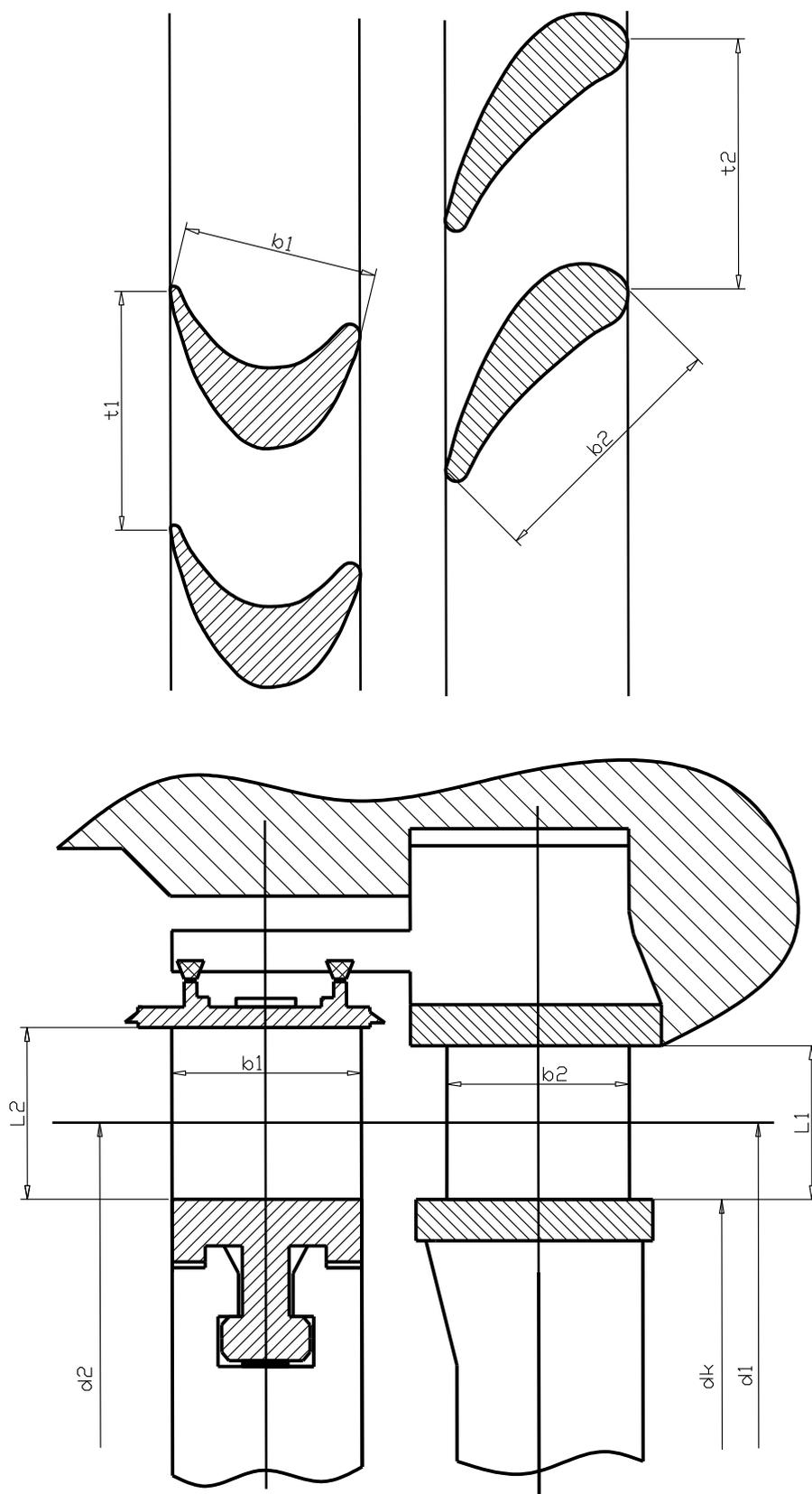


Рисунок 5.1 - Конструктивная схема проточной части ступени паровой турбины

5.1 Общий термодинамический расчет турбины

Начальные параметры:

- давление на входе в турбину $p_0=15,55$ бар;
- давление на выходе из турбины $p_k=1,44$ бар;
- температура на входе в турбину $t_0=200^\circ\text{C}$;
- энтальпия на входе в турбину $h_0=2791,4 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$;
- энтропия на входе в турбину $s_0=6,43 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}$;
- энтальпия в конце адиабатного процесса расширения $h_{1s}=2381 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$;
- энтропия воды на выходе из турбины $s_{1i}=1,42 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}$;
- энтропия пара на выходе из турбины $s_{1ii}=7,237 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}$;
- удельный объем воды на выходе из турбины $v_{1si}=0,0010517 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$;
- удельный объем пара на выходе из турбины $v_{1sii}=1,206 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$;
- частота вращения ротора турбины $n=10000 \frac{\hat{t} \acute{a}}{\hat{i} \hat{e} \acute{i}}$;
- мощность турбины $N_I=500$ кВт;
- относительный внутренний КПД турбины $\eta_{oi}=0,7$;
- механический КПД турбины $\eta_{mt}=0,97$;
- механический КПД редуктора $\eta_{mr}=0,95$.

Порядок расчета:

Удельная работа адиабатного процесса расширения пара в турбине:

$$L_{ts} = h_0 - h_{1s},$$

$$L_{ts} = 410,4 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}.$$

Массовый расход пара через турбину:

$$m_1 = \frac{N_1}{L_{ts} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{mr} \cdot \eta_{mt}},$$

$$m_1 = 1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}.$$

Удельная работа реального процесса расширения пара в турбине:

$$L_t = L_{ts} \cdot \eta_{oi},$$

$$L_t = 287,28 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}.$$

Удельная энтальпия пара в конце реального процесса расширения пара в турбине:

$$h_1 = h_0 - L_t,$$

$$h_1 = 2504,12 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}.$$

Степень сухости пара после адиабатного процесса расширения в турбине:

$$x_{1s} = \frac{s_0 - s_{1i}}{s_{1ii} - s_{1i}},$$

$$x_{1s} = 0,8613.$$

Абсолютная скорость пара в конце адиабатного процесса расширения в турбине:

$$c_{1s} = \sqrt{2000 \cdot (h_0 - h_{1s})},$$

$$c_{1s} = 905,9801 \frac{\hat{i}}{\tilde{n}}.$$

Скорость звука пара в конце адиабатного процесса расширения в турбине:

$$a_{1s} = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_{1s} \cdot 10^5},$$

$$a_{1s} = 440,9876 \frac{\hat{i}}{\tilde{n}}.$$

Число Маха:

$$M_{1s} = \frac{c_{1s}}{a_{1s}},$$

$$M_{1s} = 2,054.$$

Так как число Маха больше 1, то необходимо турбину разбить на ступени.

5.2 Разбивка турбины на ступени

Начальные параметры:

- давление на входе в турбину $p_0 = 15,55$ бар;
- давление на выходе из турбины $p_k = 1,44$ бар;
- степень понижения давления в ступени $E_1 = 0,546$.

Порядок расчета:

Степень понижения давления в ступени:

$$E = \frac{E_1}{0,9},$$

$$E = 0,61.$$

Количество ступеней:

$$Z = \frac{\ln\left(\frac{p_k}{p_0}\right)}{\ln(E)},$$

$$Z = 4,76$$

Принимаем $Z=5$.

Уточнение степени понижения давления в ступени:

$$E_{yt} = \sqrt[5]{\frac{p_k}{p_0}},$$

$$E_{yt} = 0,621.$$

Расчет конечных давлений для каждой ступени:

$$p_1 = p_0 \cdot E_{yt}; p_1 = 9,66 \text{ áàð},$$

$$p_2 = p_0 \cdot E_{yt}^2; p_2 = 6 \text{ áàð},$$

$$p_3 = p_0 \cdot E_{yt}^3; p_3 = 3,73 \text{ áàð},$$

$$p_4 = p_0 \cdot E_{yt}^4; p_4 = 2,32 \text{ áàð},$$

$$p_5 = p_0 \cdot E_{yt}^5; p_5 = 1,44 \text{ áàð},$$

5.3 Расчет ступеней

5.3.1 Расчет первой ступени турбины

Начальные параметры:

- давление на входе в ступень $p_0 = 15,55$ бар;
- давление на выходе из ступени $p_k = 9,66$ бар;
- температура на входе в ступень $t_0 = 200^\circ\text{C}$;
- энтальпия на входе в ступень $h_0 = 2791 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$;
- энтропия на входе в ступень $s_0 = 6,428 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}$;
- энтальпия воды на выходе из ступени $h_{li} = 756,1 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$;
- энтропия воды на выходе из ступени $s_{li} = 2,124 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}$;
- энтропия пара на выходе из ступени $s_{lii} = 6,597 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}$;
- удельный объем воды на выходе из ступени $v_{lsi} = 0,0011252 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$;
- удельный объем пара на выходе из ступени $v_{lisi} = 0,20086 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$;
- теплота парообразования $r_l = 2019,6 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$;
- частота вращения ротора турбины $n = 10000 \frac{\hat{i} \acute{\alpha}}{\hat{i} \hat{e} \acute{\alpha}}$;
- массовый расход пара $m_l = 1,8887$;
- относительный внутренний КПД ступени $\eta_{oi} = 0,7$.

Коэффициенты:

- коэффициент адиабатного расширения $k = 1,3$;

- коэффициент скорости, учитывающий влияние вредных сопротивлений при течении пара через каналы рабочих лопаток $\psi = 0,82$;
- коэффициент скорости $\mu=0,94$.

Выбираем профиль решеток сопловых лопаток С-9012А, для которых:

- выходной угол наклона сопла $\alpha_1=12^\circ$.

Выбираем профиль решеток рабочих лопаток Р-2617А, для которых:

- угол входа $\beta_1=23^\circ$;
- выходной угол $\beta_2=18^\circ$.

Порядок расчета.

Степень сухости пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$x_{1s} = \frac{s_0 - s_{1i}}{s_{1ii} - s_{1i}},$$

$$x_{1s} = 0,9622.$$

Удельная энтальпия пара в конце адиабатного процесса расширения пара в ступени:

$$h_{1s} = h_{1i} + x_{1s} \cdot r_1,$$

$$h_{1s} = 2699,395 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\ddot{a}}.$$

Удельный объем пара в конце адиабатного процесса расширения пара в ступени:

$$v_{1s} = v_{1si} + x_{1s} \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_{1s} = 0,1933 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\ddot{a}}.$$

Абсолютная скорость пара в конце адиабатного процесса расширения в ступени:

$$c_{1s} = \sqrt{2000 \cdot (h_0 - h_{1s})},$$

$$c_{1s} = 428,0304 \frac{\hat{i}}{\hat{n}}.$$

Абсолютная скорость пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$c_1 = \mu \cdot c_{1s},$$

$$c_1 = 402,3486 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Скорость звука пара в конце адиабатного процесса расширения в ступени:

$$a_{1s} = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_{1s} \cdot 10^5},$$

$$a_{1s} = 492,71 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Число Маха при адиабатном процессе расширении пара в ступени:

$$M_{1s} = \frac{c_{1s}}{a_{1s}},$$

$$M_{1s} = 0,8687.$$

Удельная энтальпия пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$h_1 = h_0 - \frac{c_1^2}{2000},$$

$$h_1 = 2710,0578 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Степень сухости пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$x_1 = \frac{h_1 - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_1 = 0,9675.$$

Удельный объем пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$v_1 = v_{1si} + x_1 \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_1 = 0,1944 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Скорость звука для пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_1 \cdot 10^5},$$

$$a_1 = 494,0521 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Число Маха при реальном процессе расширении пара в ступени:

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1},$$

$$M_1 = 0,8144.$$

Окружная скорость пара в сопловых лопатках:

$$u_1 = 0,488 \cdot c_1,$$

$$u_1 = 196,3461 \frac{\dot{i}}{c}.$$

Высота сопловой лопатки:

$$L_1 = \frac{m_1 \cdot v_1 \cdot n \cdot 10^3}{60 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)},$$

$$L_1 = 3,7251 \dot{i} \dot{i}.$$

Проекции абсолютной и относительной скоростей в сопловых лопатках:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad c_{1u} = 393,5563 \frac{\dot{i}}{c},$$

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad c_{1a} = 83,653 \frac{\dot{i}}{c},$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 \quad w_{1u} = 197,2102 \frac{\dot{i}}{c},$$

$$w_{1a} = c_{1a} \quad w_{1a} = 83,653 \frac{\dot{i}}{c}.$$

Относительная скорость пара в сопловых лопатках:

$$w_1 = \sqrt{w_{1a}^2 + w_{1u}^2},$$

$$w_1 = 214,2188 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}}.$$

Относительная скорость пара в рабочих лопатках:

$$w_2 = \psi \cdot w_1,$$

$$w_2 = 175,6594 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}}.$$

Окружная скорость пара в рабочих лопатках:

$$u_2 = u_1,$$

$$u_2 = 196,3461 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}}.$$

Проекции абсолютной скорости в рабочих лопатках:

$$c_{2u} = (w_2 \cdot \cos(\beta_2)) - u_2 \quad c_{2u} = -29,2841 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}},$$

$$c_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad c_{2a} = 54,2817 \frac{\dot{v}}{\tilde{n}}$$

Абсолютная скорость в рабочих лопатках:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2},$$

$$c_2 = 61,6771 \frac{\dot{v}}{\tilde{n}}.$$

Угол выхода потока из рабочих лопаток:

$$\alpha_2 = 180 + \arctg\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right),$$

$$\alpha_2 = 118,346^\circ.$$

Средний диаметр сопловых лопаток:

$$d_1 = \frac{u_1 \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot n},$$

$$d_1 = 374,9935 \text{ мм}.$$

Корневой диаметр:

$$d_K = d_1 - L_1,$$

$$d_K = 371,3 \text{ мм}.$$

Изменение удельной энтальпии пара в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками:

$$\Delta h = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000},$$

$$\Delta h = 7,5167 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная энтальпия пара на входе в рабочие лопатки:

$$h_2 = h_1 + \Delta h,$$

$$h_2 = 2717,5745 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Степень сухости пара на входе в рабочие лопатки:

$$x_2 = \frac{h_2 - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_2 = 0,9712.$$

Удельный объем пара на входе в рабочие лопатки:

$$v_2 = v_{1Si} + x_2 \cdot (v_{1Si} - v_{1Si}),$$

$$v_2 = 0,1951.$$

Значение перепада на валу турбины принимаем:

$$\Delta l = 0,5 \dot{v} \dot{v}.$$

Высота рабочей лопатки:

$$L_2 = 2 \cdot \Delta l + \frac{m_1 \cdot v_2 \cdot 1000 \cdot n}{u_2 \cdot 60 \cdot w_2 \cdot \sin(\beta_2)},$$

$$L_2 = 6,7626 \text{ мм.}$$

Средний диаметр рабочих лопаток:

$$d_2 = d_k + L_2,$$

$$d_2 = 377,7626 \text{ мм.}$$

Работа пара на рабочих лопатках:

$$L_u = u_1 \cdot (c_{1u} + c_{2u}),$$

$$L_u = 71523,441 \text{ Дж.}$$

Разность удельных энтальпий:

$$\Delta h_s = h_0 - h_{1s},$$

$$\Delta h_s = 91,605 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная работа пара на рабочих лопатках при адиабатическом процессе расширения:

$$E_0 = \Delta h_s - \frac{c_2^2}{2},$$

$$E_0 = 89703 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

КПД на рабочих лопатках:

$$\eta_{on} = \frac{L_u}{E_0},$$

$$\eta_{on} = 0,7973.$$

Диаметр втулки диска:

$$d_v = 0,5(d_1 - L_1),$$

$$d_v = 185,6342 \text{ мм.}$$

Принимаем:

– толщина гребешков: $\Delta=0,8$;

– коэффициент расхода: $\mu_0=0,75$;

– средний удельный объем: $v_0=0,16 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

– число лабиринтов: $Z_0=5$;

– множитель, который учитывает тип коренного уплотнения и наличие разгрузочных отверстий в дисках(при отсутствии разгрузочных отверстий): $\chi = 1,4$.

Тогда

– радиальный зазор в уплотнениях диафрагмы:

$$\delta y = 0,002 \cdot d_v \quad \delta y = 0,3713 \text{ мм.}$$

– площадь кольцевой щели радиального уплотнения диафрагмы (площадь зазора):

$$F_0 = \pi \cdot d_v \cdot \delta y \cdot 10^{-6},$$

$$F_0 = 0,0002165 \text{ м}^2.$$

Изменение массового расхода из-за утечек:

$$\Delta m_0 = \mu_0 \cdot F_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0 \cdot 10^5}{\nu_0}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_K}{p_0}\right)^2}{Z_0}},$$

$$\Delta m_0 = 0,1774153 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Коэффициент потерь из-за утечек:

$$\xi_{yt} = \chi \cdot \left(\frac{\Delta m_0}{m_1} \right),$$

$$\xi_{yt} = 0,1315.$$

Скорость на корневом диаметре:

$$u_K = \frac{\pi \cdot d_K \cdot n}{60 \cdot 1000},$$

$$u_K = 194,2551 \text{ м/с}.$$

Принимаем ширину бандажа:

$$B = 15 \text{ мм}.$$

Степень сухости в начальной точке:

$$x_0 = 1.$$

Коэффициент потерь из-за трения:

$$\xi_{tr} = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot B}{d_K} \right) \cdot \frac{u_K^3 \cdot d_K^2}{m_1 \cdot \nu_1 \cdot E_0 \cdot \eta_{on} \cdot 1000^2},$$

$$\xi_{tr} = 0,0151.$$

Коэффициент потерь от влажности пара:

$$\xi_v = 0,35 \cdot x_0 - 0,35 \cdot x_{1S},$$

$$\xi_v = 0,0132.$$

Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{0i} = \eta_{on} \cdot (1 - \xi_{yt} - \xi_{tr} - \xi_v),$$

$$\eta_{0i} = 0,6699.$$

Удельная работа пара на ступени:

$$L_i = \eta_{0i} \cdot E_0 \cdot 10^{-3},$$

$$L_i = 60,093 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Уточненная удельная энтальпия:

$$h_{2y} = h_0 - L_i,$$

$$h_{2y} = 2730,907 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Уточненная степень сухости пара в рабочих лопатках:

$$x_{2y} = \frac{h_{2y} - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_{2y} = 0,9778.$$

Уточненный средний диаметр рабочих лопаток:

$$d_{2y} = d_1 + (L_2 - L_1),$$

$$d_{2y} = 378,031 \text{ мм}.$$

Уточненный удельный объем пара в рабочих лопатках:

$$v_{2y} = v_{1Si} + x_{2y} \cdot (v_{1Si} - v_{1Si}),$$

$$v_{2y} = 0,1964 \frac{\text{л}^3}{\text{кг}}.$$

Уточненная высота рабочей лопатки:

$$L_{2y} = 2 \cdot \Delta l + \frac{m_1 \cdot v_{2y} \cdot 1000 \cdot 1000}{\pi \cdot d_{2y} \cdot w_2 \cdot \sin(\beta_2)},$$

$$L_{2y} = 6,7549 \text{ мм}.$$

Принимаем ширину рабочей и сопловой лопаток:

$$b_1 = 15 \text{ мм},$$

$$b_2 = 15 \text{ мм}.$$

Шаг рабочей и сопловой лопаток:

$$t_1 = 0,87 \cdot b_1 \quad t_1 = 13,05 \text{ мм},$$

$$t_2 = 0,75 \cdot b_2 \quad t_2 = 11,25 \text{ мм}.$$

Количество рабочих и сопловых лопаток:

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_1}{t_1} \quad Z_1 = 90,2741,$$

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{t_2} \quad Z_2 = 105,49.$$

Принимаем:

$$Z_1=90, Z_2=106.$$

Пересчитываем значения шага рабочей и сопловой лопаток с учетом принятого числа рабочих и сопловых лопаток.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_1}{Z_1} \quad t_1 = 13,0879 \text{ мм},$$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{Z_2} \quad t_2 = 11,196 \text{ мм}.$$

Проход между рабочими и сопловыми лопатками:

$$A_1 = t_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad A_1 = 2,7215 \text{ мм},$$

$$A_2 = t_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad A_1 = 3,4598 \text{ мм}.$$

Начальная удельная энтальпия на второй ступени:

$$h_{0II} = h_{2y} + \frac{c^2}{2000}.$$

$$h_{0II} = 2732,809 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

5.3.2 Расчет второй ступени турбины

Начальные параметры:

- давление на входе в ступень $p_0=9,66$ бар;
- давление на выходе из ступени $p_k=6$ бар;
- температура на входе в ступень $t_0=178,4^\circ\text{C}$;

- энтальпия на входе в ступень $h_0=2732,809 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- энтропия на входе в ступень $s_0=6,4896 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- энтальпия воды на выходе из ступени $h_{1i}=670 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- энтропия воды на выходе из ступени $s_{1i}=1,9311 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- энтропия пара на выходе из ступени $s_{1ii}=6,7592 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- удельный объем воды на выходе из ступени $v_{1si}=0,0011006 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- удельный объем пара на выходе из ступени $v_{1sii}=0,315575 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- теплота парообразования $r_I=2086 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- частота вращения ротора турбины $n=10000 \frac{\hat{i} \hat{a}}{\hat{i} \hat{e} \hat{i}}$;
- массовый расход пара $m_I=1,8887$
- относительный внутренний КПД ступени $\eta_{oi}=0,7$;

Коэффициенты:

- коэффициент адиабатного расширения $k=1,3$;
- коэффициент скорости, учитывающий влияние вредных сопротивлений при течении пара через каналы рабочих лопаток $\psi = 0,82$;
- коэффициент скорости $\mu=0,94$;

Выбираем профиль решеток сопловых лопаток С-9012А, для которых:

- выходной угол наклона сопла $\alpha_I=12^\circ$.

Выбираем профиль решеток рабочих лопаток Р-2617А, для которых:

- угол входа $\beta_I=23^\circ$;
- выходной угол $\beta_2=18^\circ$.

Порядок расчета:

Степень сухости пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$x_{1s} = \frac{s_0 - s_{1i}}{s_{1ii} - s_{1i}},$$

$$x_{1s} = 0,9442.$$

Удельная энтальпия пара в конце адиабатного процесса расширения пара в ступени:

$$h_{1s} = h_{1i} + x_{1s} \cdot r_1,$$

$$h_{1s} = 2639,5182 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельный объем пара в конце адиабатного процесса расширения пара в ступени:

$$v_{1s} = v_{1si} + x_{1s} \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_{1s} = 0,298 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Абсолютная скорость пара в конце адиабатного процесса расширения в ступени:

$$c_{1s} = \sqrt{2000 \cdot (h_0 - h_{1s})},$$

$$c_{1s} = 431,9508 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Абсолютная скорость пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$c_1 = \mu \cdot c_{1s}$$

$$c_1 = 406,0338 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Скорость звука для пара в конце адиабатного процесса расширения в ступени:

$$a_{1s} = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_{1s} \cdot 10^5},$$

$$a_{1s} = 482,1323 \frac{m}{c}.$$

Число Маха при адиабатном процессе расширения пара в ступени:

$$M_{1s} = \frac{c_{1s}}{a_{1s}},$$

$$M_{1s} = 0,8959.$$

Удельная энтальпия пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$h_1 = h_0 - \frac{c_1^2}{2000},$$

$$h_1 = 2650,3773 \frac{кДж}{кг}.$$

Степень сухости пара после реального процесса расширения в ступени:

$$x_1 = \frac{h_1 - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_1 = 0,9494.$$

Удельный объем пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$v_1 = v_{1si} + x_1 \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_1 = 0,2997 \frac{m^3}{кг}.$$

Скорость звука для пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_1 \cdot 10^5},$$

$$a_1 = 483,4547 \frac{m}{c}.$$

Число Маха при реальном процессе расширения пара в ступени:

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1},$$

$$M_1 = 0,8935.$$

Окружная скорость пара в сопловых лопатках:

$$u_1 = 0,488 \cdot c_1,$$

$$u_1 = 198,1445 \frac{m}{c}.$$

Высота сопловой лопатки:

$$L_1 = \frac{m_1 \cdot v_1 \cdot n \cdot 10^3}{60 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)},$$

$$L_1 = 5,639 \text{ мм.}$$

Проекции абсолютной и относительной скоростей в сопловых лопатках:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad c_{1u} = 397,161 \frac{M}{c},$$

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad c_{1a} = 84,4192 \frac{M}{c},$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 \quad w_{1u} = 199,0165 \frac{M}{c},$$

$$w_{1a} = c_{1a} \quad w_{1a} = 84,4192 \frac{M}{c}.$$

Относительная скорость пара в сопловых лопатках:

$$w_1 = \sqrt{w_{1a}^2 + w_{1u}^2},$$

$$w_1 = 216,1808 \frac{M}{c}.$$

Относительная скорость пара в рабочих лопатках:

$$w_2 = \psi \cdot w_1,$$

$$w_2 = 177,2683 \frac{M}{c}.$$

Окружная скорость пара в рабочих лопатках:

$$u_2 = u_1,$$

$$u_2 = 198,1445 \frac{M}{c}.$$

Проекции абсолютной скорости в рабочих лопатках:

$$c_{2u} = (w_2 \cdot \cos(\beta_2)) - u_2 \quad c_{2u} = -29,5523 \frac{M}{c},$$

$$c_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad c_{2a} = 54,7789 \frac{M}{c}.$$

Абсолютная скорость в рабочих лопатках:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2},$$

$$c_2 = 62,242 \frac{M}{c}.$$

Угол выхода потока из рабочих лопаток:

$$\alpha_2 = 180 + \arctg\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right),$$

$$\alpha_2 = 118,346^\circ.$$

Средний диаметр сопловых лопаток:

$$d_1 = d_k + L_1,$$

$$d_1 = 376,639 \text{ мм}.$$

Корневой диаметр:

$$d_k = 371 \text{ мм}.$$

Изменение удельной энтальпии пара в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками:

$$\Delta h = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000},$$

$$\Delta h = 7,6551 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная энтальпия пара на входе в рабочие лопатки:

$$h_2 = h_1 + \Delta h,$$

$$h_2 = 2658,0323 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Степень сухости пара на входе в рабочие лопатки:

$$x_2 = \frac{h_2 - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_2 = 0,953.$$

Удельный объем пара на входе в рабочие лопатки:

$$v_2 = v_{1Si} + x_2 \cdot (v_{1Si} - v_{1Si}),$$

$$v_2 = 0,3008 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Значение перепада на валу турбины:

$$\Delta l = 0,055 \cdot L_1,$$

$$\Delta l = 0,3101 \text{ мм}.$$

Высота рабочей лопатки:

$$L_2 = 2 \cdot \Delta l + \frac{m_1 \cdot v_2 \cdot 1000 \cdot n}{u_2 \cdot 60 \cdot w_2 \cdot \sin(\beta_2)},$$

$$L_2 = 9,3855 \text{ мм.}$$

Средний диаметр рабочих лопаток:

$$d_2 = d_1,$$

$$d_2 = 376,639 \text{ мм.}$$

Работа пара на рабочих лопатках:

$$L_u = u_1 \cdot (c_{1u} + c_{2u}),$$

$$L_u = 72839,628 \text{ Дж.}$$

Разность удельных энтальпий:

$$\Delta h_s = h_0 - h_{1s},$$

$$\Delta h_s = 93,2908 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная работа пара на рабочих лопатках в адиабатическом процессе расширения:

$$E_0 = \Delta h_s - \frac{c_2^2}{2},$$

$$E_0 = 91353,73 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

КПД на рабочих лопатках:

$$\eta_{on} = \frac{L_u}{E_0},$$

$$\eta_{on} = 0,7973.$$

Диаметр втулки диска:

$$d_v = 0,5(d_1 - L_1),$$

$$d_v = 185,5 \text{ мм.}$$

Принимаем:

– толщина гребешков: $\Delta=0,8$;

– коэффициент расхода: $\mu_0=0,75$;

– средний удельный объем: $v_0=0,16 \frac{\dot{v}}{\dot{e}\tilde{a}^3}$;

– число лабиринтов: $Z_0=5$;

– множитель, который учитывает тип коренного уплотнения и наличие разгрузочных отверстий в дисках (при отсутствии разгрузочных отверстий): $\chi = 1,4$.

Тогда

– радиальный зазор в уплотнениях диафрагмы:

$$\delta y = 0,002 \cdot d_v \quad \delta y = 0,371 \text{ мм.}$$

– площадь кольцевой щели радиального уплотнения диафрагмы (площадь зазора):

$$F_0 = \pi \cdot d_v \cdot \delta y \cdot 10^{-6},$$

$$F_0 = 0,0002162 \text{ м}^2.$$

Изменение массового расхода из-за утечек:

$$\Delta m_0 = \mu_0 \cdot F_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0 \cdot 10^5}{v_0}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_K}{p_0}\right)^2},$$

$$\Delta m_0 = 0,1396471 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Коэффициент потерь из-за утечек:

$$\xi_{yt} = \chi \cdot \left(\frac{\Delta m_0}{m_1}\right),$$

$$\xi_{yt} = 0,1035.$$

Скорость на корневом диаметре:

$$u_K = \frac{\pi \cdot d_K \cdot n}{60 \cdot 1000},$$

$$u_K = 194,2551 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Принимаем ширину бандажа:

$$B = 20 \text{ мм.}$$

Степень сухости в начальной точке:

$$x_0 = 1.$$

Коэффициент потерь из-за трения:

$$\xi_{tr} = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot B}{d_K}\right) \cdot \frac{u_K^3 \cdot d_K^2}{m_1 \cdot v_1 \cdot E_0 \cdot \eta_{on} \cdot 1000^2},$$

$$\xi_{tr} = 0,01.$$

Коэффициент потерь от влажности пара:

$$\xi_v = 0,35 \cdot x_0 - 0,35 \cdot x_{1s},$$

$$\xi_v = 0,0195.$$

Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{0i} = \eta_{on} \cdot (1 - \xi_{yt} - \xi_{tr} - \xi_v),$$

$$\eta_{0i} = 0,6913.$$

Удельная работа пара на ступени:

$$L_i = \eta_{0i} \cdot E_0 \cdot 10^{-3},$$

$$L_i = 63,1513 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Уточненная удельная энтальпия:

$$h_{2y} = h_0 - L_i,$$

$$h_{2y} = 2669,6577 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Уточненная степень сухости пара в рабочих лопатках:

$$x_{2y} = \frac{h_{2y} - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_{2y} = 0,9586.$$

Уточненный средний диаметр рабочих лопаток:

$$d_{2y} = d_1 + (L_2 - L_1),$$

$$d_{2y} = 380,3855 \text{ мм}.$$

Уточненный удельный объем пара в рабочих лопатках:

$$v_{2y} = v_{1si} + x_{2y} \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_{2y} = 0,3026 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Уточненная высота рабочей лопатки:

$$L_{2y} = 2 \cdot \Delta l + \frac{m_1 \cdot v_{2y} \cdot 1000 \cdot 1000}{\pi \cdot d_{2y} \cdot w_2 \cdot \sin(\beta_2)},$$

$$L_{2y} = 9,3497 \text{ мм}.$$

Принимаем ширину рабочей и сопловой лопаток:

$$b_1 = 20 \text{ мм} \quad b_2 = 33 \text{ мм}.$$

Шаг рабочей и сопловой лопаток:

$$\begin{aligned} t_1 &= 0,87 \cdot b_1 & t_1 &= 17,4 \text{ мм}, \\ t_2 &= 0,75 \cdot b_2 & t_2 &= 24,75 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Количество рабочих и сопловых лопаток:

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{\pi \cdot d_1}{t_1} & Z_1 &= 68,0027, \\ Z_2 &= \frac{\pi \cdot d_2}{t_2} & Z_2 &= 47,8079. \end{aligned}$$

Принимаем:

$$Z_1=68, Z_2=48.$$

Пересчитываем значения шага рабочей и сопловой лопаток с учетом принятого числа рабочих и сопловых лопаток.

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{\pi \cdot d_1}{Z_1} & t_1 &= 17,4007 \text{ мм}, \\ t_2 &= \frac{\pi \cdot d_2}{Z_2} & t_2 &= 24,651 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Проход между рабочими и сопловыми лопатками:

$$\begin{aligned} A_1 &= t_1 \cdot \sin(\alpha_1) & A_1 &= 3,6178 \text{ мм}, \\ A_2 &= t_2 \cdot \sin(\beta_2) & A_1 &= 7,6176 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Начальная удельная энтальпия на третьей ступени:

$$\begin{aligned} h_{0III} &= h_{2y} + \frac{c_2^2}{2000}, \\ h_{0III} &= 2671,5947 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

5.3.3 Расчет третьей ступени турбины

Начальные параметры:

- давление на входе в ступень $p_0=6$ бар;
- давление на выходе из ступени $p_k=3,73$ бар;
- температура на входе в ступень $t_0=158,83^\circ\text{C}$;
- энтальпия на входе в ступень $h_0=2671,5947 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- энтропия на входе в ступень $s_0=6,5635 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- энтальпия воды на выходе из ступени $h_{1i}=594 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- энтропия воды на выходе из ступени $s_{1i}=1,751 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- энтропия пара на выходе из ступени $s_{1ii}=6,919 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- удельный объем воды на выходе из ступени $v_{1si}=0,0010809 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- удельный объем пара на выходе из ступени $v_{1sii}=0,49378 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- теплота парообразования $r_l=2141 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- частота вращения ротора турбины $n=10000 \frac{\hat{i} \acute{a}}{\hat{i} \grave{e} \grave{i}}$;
- массовый расход пара $m_l=1,8887$
- относительный внутренний КПД ступени $\eta_{oi}=0,7$.

Коэффициенты:

- коэффициент адиабатного расширения $k=1,3$;
- коэффициент скорости, учитывающий влияние вредных сопротивлений при течении пара через каналы рабочих лопаток $\psi = 0,82$;

– коэффициент скорости $\mu=0,94$;

Выбираем профиль решеток сопловых лопаток С-9012А, для которых:

– выходной угол наклона сопла $\alpha_I=12^\circ$.

Выбираем профиль решеток рабочих лопаток Р-2617А, для которых:

– угол входа $\beta_I=23^\circ$;

– выходной угол $\beta_2=18^\circ$.

Порядок расчета:

Степень сухости пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$x_{1s} = \frac{s_0 - s_{1i}}{s_{1ii} - s_{1i}},$$

$$x_{1s} = 0,9312.$$

Удельная энтальпия пара в конце адиабатного процесса расширения пара в ступени:

$$h_{1s} = h_{1i} + x_{1s} \cdot r_1,$$

$$h_{1s} = 2587,7234 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельный объем пара в конце адиабатного процесса расширения пара в ступени:

$$v_{1s} = v_{1si} + x_{1s} \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_{1s} = 0,4599 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Абсолютная скорость пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$c_{1s} = \sqrt{2000 \cdot (h_0 - h_{1s})},$$

$$c_{1s} = 409,5639 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Абсолютная скорость пара после реального процесса расширения в ступени:

$$c_1 = \mu \cdot c_{1s},$$

$$c_1 = 384,9901 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Скорость звука для пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$a_{1s} = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_{1s} \cdot 10^5},$$

$$a_{1s} = 472,2284 \frac{M}{c}.$$

Число Маха при адиабатном процесса расширения пара в ступени:

$$M_{1s} = \frac{c_{1s}}{a_{1s}},$$

$$M_{1s} = 0,8673.$$

Удельная энтальпия пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$h_1 = h_0 - \frac{c_1^2}{2000},$$

$$h_1 = 2597,486 \frac{kJ}{kg}.$$

Степень сухости пара после реального процесса расширения в ступени:

$$x_1 = \frac{h_1 - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_1 = 0,9358.$$

Удельный объем пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$v_1 = v_{1si} + x_1 \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_1 = 0,4621 \frac{m^3}{kg}.$$

Скорость звука для пара после расширения в ступени:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_1 \cdot 10^5},$$

$$a_1 = 473,3804 \frac{M}{c}.$$

Число Маха при реальном процессе расширении пара в ступени:

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1},$$

$$M_1 = 0,8652.$$

Окружная скорость пара в сопловых лопатках:

$$u_1 = 0,488 \cdot c_1,$$

$$u_1 = 187,8752 \frac{M}{c}.$$

Высота сопловой лопатки:

$$L_1 = \frac{m_1 \cdot v_1 \cdot n \cdot 10^3}{60 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)},$$

$$L_1 = 9,6735 \text{ мм}.$$

Проекция абсолютной и относительной скоростей в сопловых лопатках:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad c_{1u} = 376,5771 \frac{M}{c},$$

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad c_{1a} = 80,0439 \frac{M}{c},$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 \quad w_{1u} = 188,702 \frac{M}{c},$$

$$w_{1a} = c_{1a} \quad w_{1a} = 80,0439 \frac{M}{c}.$$

Относительная скорость пара в сопловых лопатках:

$$w_1 = \sqrt{w_{1a}^2 + w_{1u}^2},$$

$$w_1 = 204,9767 \frac{M}{c}.$$

Относительная скорость пара в рабочих лопатках:

$$w_2 = \psi \cdot w_1,$$

$$w_2 = 168,0809 \frac{M}{c}.$$

Окружная скорость пара в рабочих лопатках:

$$u_2 = u_1,$$

$$u_2 = 187,8752 \frac{M}{c}.$$

Проекция абсолютной скорости в рабочих лопатках:

$$c_{2u} = (w_2 \cdot \cos(\beta_2)) - u_2 \quad c_{2u} = -28,0207 \frac{M}{c},$$

$$c_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad c_{2a} = 51,9399 \frac{M}{c}.$$

Абсолютная скорость в рабочих лопатках:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2},$$

$$c_2 = 59,0162 \frac{M}{c}.$$

Угол выхода потока из рабочих лопаток:

$$\alpha_2 = 180 + \arctg\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right),$$

$$\alpha_2 = 118,346^\circ.$$

Средний диаметр сопловых лопаток:

$$d_1 = d_K + L_1,$$

$$d_1 = 380,6735 \text{ мм}.$$

Корневой диаметр:

$$d_K = 371 \text{ мм},$$

Изменение удельной энтальпии пара между сопловыми и рабочими лопатками:

$$\Delta h = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000},$$

$$\Delta h = 6,8821 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная энтальпия пара на входе в рабочие лопатки:

$$h_2 = h_1 + \Delta h,$$

$$h_2 = 2604,3681 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Степень сухости пара на входе в рабочие лопатки:

$$x_2 = \frac{h_2 - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_2 = 0,939.$$

Удельный объем пара на входе в рабочие лопатки:

$$v_2 = v_{1Si} + x_2 \cdot (v_{1Si} - v_{1Si}),$$

$$v_2 = 0,4637 \frac{M^3}{\text{кг}}.$$

Значение перепада на валу турбины:

$$\Delta l = 0,055 \cdot L_1,$$

$$\Delta l = 0,532 \text{ мм}.$$

Высота рабочей лопатки:

$$L_2 = 2 \cdot \Delta l + \frac{m_1 \cdot v_2 \cdot 1000 \cdot n}{u_2 \cdot 60 \cdot w_2 \cdot \sin(\beta_2)},$$

$$L_2 = 15,1639 \text{ мм.}$$

Средний диаметр рабочих лопаток:

$$d_2 = d_1,$$

$$d_2 = 380,6735 \text{ мм.}$$

Работа пара на рабочих лопатках:

$$L_u = u_1 \cdot (c_{1u} + c_{2u}),$$

$$L_u = 65485,098 \text{ Дж.}$$

Разность удельных энтальпий:

$$\Delta h_s = h_0 - h_{1s},$$

$$\Delta h_s = 83,8713 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная работа пара на рабочих лопатках:

$$E_0 = \Delta h_s - \frac{c_2^2}{2},$$

$$E_0 = 82129,85 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

КПД на рабочих лопатках:

$$\eta_{on} = \frac{L_u}{E_0},$$

$$\eta_{on} = 0,7973.$$

Диаметр втулки диска:

$$d_v = 0,5(d_1 - L_1),$$

$$d_v = 185,5 \text{ мм.}$$

Принимаем:

– толщина гребешков: $\Delta=0,8$;

– коэффициент расхода: $\mu_0=0,75$;

– средний удельный объем: $v_0=0,16 \frac{\dot{v}^3}{\dot{\epsilon} \ddot{a}}$;

– число лабиринтов: $Z_0=5$;

– множитель, который учитывает тип коренного уплотнения и наличие разгрузочных отверстий в дисках(при отсутствии разгрузочных отверстий): $\chi = 1,4$.

Тогда

– радиальный зазор в уплотнениях диафрагмы:

$$\delta y = 0,002 \cdot d_v \qquad \delta y = 0,371 \text{ мм.}$$

– площадь кольцевой щели радиального уплотнения диафрагмы (площадь зазора):

$$F_0 = \pi \cdot d_v \cdot \delta y \cdot 10^{-6} \qquad F_0 = 0,0002162 \text{ м}^2.$$

Изменение массового расхода из-за утечек:

$$\Delta m_0 = \mu_0 \cdot F_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0 \cdot 10^5}{\nu_0}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^2},$$

$$\Delta m_0 = 0,1099962 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Коэффициент потерь из-за утечек:

$$\xi_{yt} = \chi \cdot \left(\frac{\Delta m_0}{m_1}\right),$$

$$\xi_{yt} = 0,0815.$$

Скорость на корневом диаметре:

$$u_k = \frac{\pi \cdot d_k \cdot n}{60 \cdot 1000},$$

$$u_k = 194,2551 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Принимаем ширину бандажа:

$$B = 20 \text{ мм.}$$

Степень сухости в начальной точке:

$$x_0 = 1.$$

Коэффициент потерь из-за трения:

$$\xi_{tr} = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot B}{d_k}\right) \cdot \frac{u_k^3 \cdot d_k^2}{m_1 \cdot \nu_1 \cdot E_0 \cdot \eta_{on} \cdot 1000^2},$$

$$\xi_{tr} = 0,0077.$$

Коэффициент потерь от влажности пара:

$$\xi_v = 0,35 \cdot x_0 - 0,35 \cdot x_{1s}.$$

$$\xi_v = 0,0241.$$

Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{0i} = \eta_{on} \cdot (1 - \xi_{yt} - \xi_{tr} - \xi_v),$$

$$\eta_{0i} = 0,707.$$

Удельная работа пара на ступени:

$$L_i = \eta_{0i} \cdot E_0 \cdot 10^{-3},$$

$$L_i = 58,0664 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Уточненная удельная энтальпия:

$$h_{2y} = h_0 - L_i$$

$$h_{2y} = 2613,5283 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Уточненная степень сухости пара в рабочих лопатках:

$$x_{2y} = \frac{h_{2y} - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_{2y} = 0,9433.$$

Уточненный средний диаметр рабочих лопаток:

$$d_{2y} = d_1 + (L_2 - L_1),$$

$$d_{2y} = 386,1639 \text{ мм}.$$

Уточненный удельный объем пара в рабочих лопатках:

$$v_{2y} = v_{1Si} + x_{2y} \cdot (v_{1Sii} - v_{1Si}),$$

$$v_{2y} = 0,4658 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Уточненная высота рабочей лопатки:

$$L_{2y} = 2 \cdot \Delta l + \frac{m_1 \cdot v_{2y} \cdot 1000 \cdot 1000}{\pi \cdot d_{2y} \cdot w_2 \cdot \sin(\beta_2)},$$

$$L_{2y} = 15,0266 \text{ мм}.$$

Принимаем ширину рабочей и сопловой лопаток:

$$b_1 = 30 \text{ мм} \qquad b_2 = 50 \text{ мм}.$$

Шаг рабочей и сопловой лопаток:

$$t_1 = 0,87 \cdot b_1 \qquad t_1 = 26,1 \text{ мм},$$

$$t_2 = 0,75 \cdot b_2 \qquad t_2 = 37,5 \text{ мм}.$$

Количество рабочих и сопловых лопаток:

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_1}{t_1} \qquad Z_1 = 45,8207,$$

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{t_2} \qquad Z_2 = 31,8912.$$

Принимаем:

$$Z_1=46, Z_2=32.$$

Пересчитываем значения шага рабочей и сопловой лопаток с учетом принятого числа рабочих и сопловых лопаток.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_1}{Z_1} \qquad t_1 = 25,9983 \text{ мм},$$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{Z_2} \qquad t_2 = 37,3725 \text{ мм}.$$

Проход между рабочими и сопловыми лопатками:

$$A_1 = t_1 \cdot \sin(\alpha_1) \qquad A_1 = 5,4053 \text{ мм},$$

$$A_2 = t_2 \cdot \sin(\beta_2) \qquad A_1 = 11,5487 \text{ мм}.$$

Начальная удельная энтальпия на четвертой ступени:

$$h_{0IV} = h_{2y} + \frac{c_2^2}{2000}.$$

5.3.4 Расчет четвертой ступени турбины

Начальные параметры:

- давление на входе в ступень $p_0=3,73$ бар;
- давление на выходе из ступени $p_k=2,32$ бар;

- температура на входе в ступень $t_0=141,3$ °C;
- энтальпия на входе в ступень $h_0=2615,2697 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- энтропия на входе в ступень $s_0=6,6301 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- энтальпия воды на выходе из ступени $h_{1i}=525 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- энтропия воды на выходе из ступени $s_{1i}=1,5312 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- энтропия пара на выходе из ступени $s_{1ii}=7,0773 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- удельный объем воды на выходе из ступени $v_{1si}=0,00110649 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- удельный объем пара на выходе из ступени $v_{1sii}=0,7708095 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- теплота парообразования $r_I=2188,2 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- частота вращения ротора турбины $n=10000 \frac{\hat{i} \hat{a}}{\hat{i} \hat{e} \hat{i}}$;
- массовый расход пара $m_I=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\hat{n}}$;
- относительный внутренний КПД ступени $\eta_{oi}=0,7$;

Коэффициенты:

- коэффициент адиабатного расширения $k=1,3$;
- коэффициент скорости, учитывающий влияние вредных сопротивлений при течении пара через каналы рабочих лопаток $\psi = 0,82$;
- коэффициент скорости $\mu=0,94$;

Выбираем профиль решеток сопловых лопаток С-9012А, для которых:

- выходной угол наклона сопла $\alpha_I=12^\circ$.

Выбираем профиль решеток рабочих лопаток Р-2617А, для которых:

- угол входа $\beta_I=23^\circ$;

– выходной угол $\beta_2=18^\circ$.

Порядок расчета:

Степень сухости пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$x_{1s} = \frac{s_0 - s_{1i}}{s_{1ii} - s_{1i}},$$

$$x_{1s} = 0,9194.$$

Удельная энтальпия пара в конце адиабатного процесса расширения пара в ступени:

$$h_{1s} = h_{1i} + x_{1s} \cdot r_1,$$

$$h_{1s} = 2536,7583 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\ddot{a}}.$$

Удельный объем пара в конце адиабатного процесса расширения пара в ступени:

$$v_{1s} = v_{1si} + x_{1s} \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_{1s} = 0,7087 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\ddot{a}}.$$

Абсолютная скорость пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$c_{1s} = \sqrt{2000 \cdot (h_0 - h_{1s})},$$

$$c_{1s} = 396,2609 \frac{\hat{i}}{\tilde{n}}.$$

Абсолютная скорость пара после реального процесса расширения в ступени:

$$c_1 = \mu \cdot c_{1s},$$

$$c_1 = 372,4852 \frac{\hat{i}}{c}.$$

Скорость звука для пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$a_{1s} = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_{1s} \cdot 10^5},$$

$$a_{1s} = 462,3383 \frac{\hat{i}}{c}.$$

Число Маха при адиабатном процессе расширении пара в ступени:

$$M_{1s} = \frac{c_{1s}}{a_{1s}},$$

$$M_{1s} = 0,8571.$$

Удельная энтальпия пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$h_1 = h_0 - \frac{c_1^2}{2000},$$

$$h_1 = 2545,8971 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\ddot{a}},$$

Степень сухости пара после реального процесса расширения в ступени:

$$x_1 = \frac{h_1 - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_1 = 0,9235.$$

Удельный объем пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$v_1 = v_{1si} + x_1 \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_1 = 0,712 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\ddot{a}}.$$

Скорость звука для пара после расширения в ступени:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_1 \cdot 10^5},$$

$$a_1 = 463,3857 \frac{\hat{i}}{c}.$$

Число Маха при реальном процессе расширении пара в ступени:

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1},$$

$$M_1 = 0,8038.$$

Окружная скорость пара в сопловых лопатках:

$$u_1 = 0,488 \cdot c_1,$$

$$u_1 = 181,7728 \frac{\hat{i}}{c},$$

Высота сопловой лопатки:

$$L_1 = \frac{m_1 \cdot v_1 \cdot n \cdot 10^3}{60 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)},$$

$$L_1 = 15,9202 \text{ м} .$$

Проекция абсолютной и относительной скоростей в сопловых лопатках:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad c_{1u} = 364,3456 \frac{\text{м}}{\text{с}} ,$$

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad c_{1a} = 77,444 \frac{\text{м}}{\text{с}} ,$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 \quad w_{1u} = 182,5728 \frac{\text{м}}{\text{с}} ,$$

$$w_{1a} = c_{1a} \quad w_{1a} = 77,444 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

Относительная скорость пара в сопловых лопатках:

$$w_1 = \sqrt{w_{1a}^2 + w_{1u}^2} ,$$

$$w_1 = 198,3189 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

Относительная скорость пара в рабочих лопатках:

$$w_2 = \psi \cdot w_1 ,$$

$$w_2 = 162,6215 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

Окружная скорость пара в рабочих лопатках:

$$u_2 = u_1 ,$$

$$u_2 = 181,7728 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

Проекция абсолютной скорости в рабочих лопатках:

$$c_{2u} = (w_2 \cdot \cos(\beta_2)) - u_2 \quad c_{2u} = -27,1106 \frac{\text{м}}{\text{с}} ,$$

$$c_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad c_{2a} = 50,2528 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

Абсолютная скорость в рабочих лопатках:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} ,$$

$$c_2 = 57,0993 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

Угол выхода потока из рабочих лопаток:

$$\alpha_2 = 180 + \arctg\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right),$$

$$\alpha_2 = 118,346^\circ.$$

Средний диаметр сопловых лопаток:

$$d_1 = d_k + L_1,$$

$$d_1 = 386,9202 \text{ мм}.$$

Корневой диаметр:

$$d_k = 371 \text{ мм}.$$

Изменение удельной энтальпии пара между сопловыми и рабочими лопатками:

$$\Delta h = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000},$$

$$\Delta h = 6,4423 \frac{\text{кДж/кг}}{\text{кг}}.$$

Удельная энтальпия пара на входе в рабочие лопатки:

$$h_2 = h_1 + \Delta h,$$

$$h_2 = 2552,3394 \frac{\text{кДж/кг}}{\text{кг}}.$$

Степень сухости пара на входе в рабочие лопатки:

$$x_2 = \frac{h_2 - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_2 = 0,9265.$$

Удельный объем пара на входе в рабочие лопатки:

$$v_2 = v_{1si} + x_2 \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_2 = 0,7142 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Значение передачу на валу турбины:

$$\Delta l = 0,055 \cdot L_1,$$

$$\Delta l = 0,8756 \text{ мм}.$$

Высота рабочей лопатки:

$$L_2 = 2 \cdot \Delta l + \frac{m_1 \cdot v_2 \cdot 1000 \cdot n}{u_2 \cdot 60 \cdot w_2 \cdot \sin(\beta_2)},$$

$$L_2 = 23,8346 \text{ м}.$$

Средний диаметр рабочих лопаток:

$$d_2 = d_1,$$

$$d_2 = 386,9202 \text{ мм}.$$

Работа пара на рабочих лопатках:

$$L_u = u_1 \cdot (c_{1u} + c_{2u}),$$

$$L_u = 61300,148 \text{ Дж}.$$

Разность удельных энтальпий:

$$\Delta h_s = h_0 - h_{1s},$$

$$\Delta h_s = 78,5114 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная работа пара на рабочих лопатках:

$$E_0 = \Delta h_s - \frac{c_2^2}{2},$$

$$E_0 = 76881,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

КПД на рабочих лопатках:

$$\eta_{on} = \frac{L_u}{E_0},$$

$$\eta_{on} = 0,7973.$$

Диаметр втулки диска:

$$d_v = 0,5(d_1 - L_1),$$

$$d_v = 185,5 \text{ мм}.$$

Принимаем:

– толщина гребешков: $\Delta=0,8$;

– коэффициент расхода: $\mu_0=0,75$;

– средний удельный объем: $v_0=0,16 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

– число лабиринтов: $Z_0=5$;

– множитель, который учитывает тип коренного уплотнения и наличие разгрузочных отверстий в дисках(при отсутствии разгрузочных отверстий): $\chi = 1,4$.

Тогда

– радиальный зазор в уплотнениях диафрагмы:

$$\delta y = 0,002 \cdot d_v \quad \delta y = 0,371 \text{ мм.}$$

– площадь кольцевой щели радиального уплотнения диафрагмы (площадь зазора):

$$F_0 = \pi \cdot d_v \cdot \delta y \cdot 10^{-6},$$

$$F_0 = 0,0002162 \text{ м}^2.$$

Изменение массового расхода из-за утечек:

$$\Delta m_0 = \mu_0 \cdot F_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0 \cdot 10^5}{\nu_0}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_K}{p_0}\right)^2}{Z_0}},$$

$$\Delta m_0 = 0,0866995 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}.$$

Коэффициент потерь из-за утечек:

$$\xi_{yt} = \chi \cdot \left(\frac{\Delta m_0}{m_1} \right),$$

$$\xi_{yt} = 0,0643.$$

Скорость на корневом диаметре:

$$u_K = \frac{\pi \cdot d_K \cdot n}{60 \cdot 1000},$$

$$u_K = 194,2551 \text{ м/с}.$$

Принимаем ширину бандажа:

$$B = 35 \text{ мм}.$$

Степень сухости в начальной точке:

$$x_0 = 1.$$

Коэффициент потерь из-за трения:

$$\xi_{tr} = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot B}{d_K} \right) \cdot \frac{u_K^3 \cdot d_K^2}{m_1 \cdot \nu_1 \cdot E_0 \cdot \eta_{on} \cdot 1000^2},$$

$$\xi_{tr} = 0,0055.$$

Коэффициент потерь от влажности пара:

$$\xi_v = 0,35 \cdot x_0 - 0,35 \cdot x_{1S},$$

$$\xi_v = 0,0282.$$

Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{0i} = \eta_{on} \cdot (1 - \xi_{yt} - \xi_{tr} - \xi_v),$$

$$\eta_{0i} = 0,7192.$$

Удельная работа пара на ступени:

$$L_i = \eta_{0i} \cdot E_0 \cdot 10^{-3},$$

$$L_i = 55,2937 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\ddot{a}}.$$

Уточненная удельная энтальпия:

$$h_{2y} = h_0 - L_i,$$

$$h_{2y} = 2559,976 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\ddot{a}}.$$

Уточненная степень сухости пара в рабочих лопатках:

$$x_{2y} = \frac{h_{2y} - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_{2y} = 0,93.$$

Уточненный средний диаметр рабочих лопаток:

$$d_{2y} = d_1 + (L_2 - L_1),$$

$$d_{2y} = 394,8346 \text{ мм.}$$

Уточненный удельный объем пара в рабочих лопатках:

$$v_{2y} = v_{1Si} + x_{2y} \cdot (v_{1Si} - v_{1Si}),$$

$$v_{2y} = 0,7169 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\ddot{a}}.$$

Уточненная высота рабочей лопатки:

$$L_{2y} = 2 \cdot \Delta l + \frac{m_1 \cdot v_{2y} \cdot 1000 \cdot 1000}{\pi \cdot d_{2y} \cdot w_2 \cdot \sin(\beta_2)},$$

$$L_{2y} = 23,4733 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину рабочей и сопловой лопаток:

$$b_1 = 35 \text{ мм},$$

$$b_2 = 35 \text{ мм}.$$

Шаг рабочей и сопловой лопаток:

$$t_1 = 0,87 \cdot b_1 \quad t_1 = 30,45 \text{ мм} ,$$

$$t_2 = 0,75 \cdot b_2 \quad t_2 = 26,25 \text{ мм} .$$

Количество рабочих и сопловых лопаток:

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_1}{t_1} \quad Z_1 = 39,9194,$$

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{t_2} \quad Z_2 = 46,3065 .$$

Принимаем:

$$Z_1=40, Z_2=46.$$

Пересчитываем значения шага рабочей и сопловой лопаток с учетом принятого числа рабочих и сопловых лопаток.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_1}{Z_1} \quad t_1 = 30,3886 \text{ мм} ,$$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{Z_2} \quad t_2 = 37,3725 \text{ мм} .$$

Проход между рабочими и сопловыми лопатками:

$$A_1 = t_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad A_1 = 6,3182 \text{ мм} ,$$

$$A_2 = t_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad A_2 = 8,1657 \text{ мм} .$$

Начальная удельная энтальпия на пятой ступени:

$$h_{0II} = h_{2y} + \frac{c^2}{2000} ,$$

$$h_{0II} = 2561,6062 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

5.3.5 Расчет пятой ступени турбины

Начальные параметры:

- давление на входе в ступень $p_0=2,32$ бар;
- давление на выходе из ступени $p_k=1,44$ бар;
- температура на входе в ступень $t_0=125$ °С;

- энтальпия на входе в ступень $h_0=2561,6062 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- энтропия на входе в ступень $s_0=6,6969 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- энтальпия воды на выходе из ступени $h_{1i}=461,9 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- энтропия воды на выходе из ступени $s_{1i}=1,4201 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- энтропия пара на выходе из ступени $s_{1ii}=7,2366 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- удельный объем воды на выходе из ступени $v_{1si}=0,0010517 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- удельный объем пара на выходе из ступени $v_{1sii}=1,2045 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- теплота парообразования $r_I=2229,4 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- частота вращения ротора турбины $n=10000 \frac{\hat{i} \hat{a}}{\hat{i} \hat{e} \hat{i}}$;
- массовый расход пара $m_I=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\hat{n}}$
- относительный внутренний КПД ступени $\eta_{oi}=0,7$;

Коэффициенты:

- коэффициент адиабатного расширения $k=1,3$;
- коэффициент скорости, учитывающий влияние вредных сопротивлений при течении пара через каналы рабочих лопаток $\psi = 0,82$;
- коэффициент скорости $\mu=0,94$;

Выбираем профиль решеток сопловых лопаток С-9012А, для которых:

- выходной угол наклона сопла $\alpha_I=12^\circ$.

Выбираем профиль решеток рабочих лопаток Р-2617А, для которых:

- угол входа $\beta_I=23^\circ$;
- выходной угол $\beta_2=18^\circ$.

Порядок расчета:

Степень сухости пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$x_{1s} = \frac{s_0 - s_{1i}}{s_{1ii} - s_{1i}},$$

$$x_{1s} = 0,9072.$$

Удельная энтальпия пара в конце адиабатного процесса расширения пара в ступени:

$$h_{1s} = h_{1i} + x_{1s} \cdot r_1,$$

$$h_{1s} = 2484,439 \frac{\hat{e}\ddot{A}\varphi}{\hat{e}\ddot{a}}.$$

Удельный объем пара в конце адиабатного процесса расширения пара в ступени:

$$v_{1s} = v_{1si} + x_{1s} \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_{1s} = 1,0928 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\ddot{a}}.$$

Абсолютная скорость пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$c_{1s} = \sqrt{2000 \cdot (h_0 - h_{1s})},$$

$$c_{1s} = 392,8542 \frac{\hat{i}}{\hat{n}}.$$

Абсолютная скорость пара после реального процесса расширения в ступени:

$$c_1 = \mu \cdot c_{1s},$$

$$c_1 = 469,283 \frac{\hat{i}}{c}.$$

Скорость звука пара после адиабатного процесса расширения в ступени:

$$a_{1s} = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_{1s} \cdot 10^5},$$

$$a_{1s} = 452,3037 \frac{\hat{i}}{c}.$$

Число Маха при адиабатном процессе расширении пара в ступени:

$$M_{1s} = \frac{c_{1s}}{a_{1s}},$$

$$M_{1s} = 0,8686.$$

Энтальпия пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$h_1 = h_0 - \frac{c_1^2}{2000},$$

$$h_1 = 2493,4212 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\ddot{\alpha}}.$$

Степень сухости пара после реального процесса расширения в ступени:

$$x_1 = \frac{h_1 - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_1 = 0,9112.$$

Удельный объем пара в конце реального процесса расширения в ступени:

$$v_1 = v_{1si} + x_1 \cdot (v_{1sii} - v_{1si}),$$

$$v_1 = 1,0977 \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\ddot{\alpha}}.$$

Скорость звука для пара после расширения в ступени:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_k \cdot v_1 \cdot 10^5},$$

$$a_1 = 453,306 \frac{\hat{i}}{c}.$$

Число Маха при реальном процессе расширении пара в ступени:

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1},$$

$$M_1 = 0,8146.$$

Окружная скорость пара в сопловых лопатках:

$$u_1 = 0,488 \cdot c_1,$$

$$u_1 = 180,2101 \frac{\hat{i}}{c}.$$

Высота сопловой лопатки:

$$L_1 = \frac{m_1 \cdot v_1 \cdot n \cdot 10^3}{60 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)},$$

$$L_1 = 24,973 \hat{i} \hat{i}.$$

Проекция абсолютной и относительной скоростей в сопловых лопатках:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad c_{1u} = 361,2133 \frac{\dot{i}}{c},$$

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad c_{1a} = 76,7783 \frac{\dot{i}}{c},$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 \quad w_{1u} = 181,0032 \frac{\dot{i}}{c},$$

$$w_{1a} = c_{1a} \quad w_{1a} = 76,7783 \frac{\dot{i}}{c}.$$

Относительная скорость пара в сопловых лопатках:

$$w_1 = \sqrt{w_{1a}^2 + w_{1u}^2},$$

$$w_1 = 196,614 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}}.$$

Относительная скорость пара в рабочих лопатках:

$$w_2 = \psi \cdot w_1,$$

$$w_2 = 161,2234 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}}.$$

Окружная скорость пара в рабочих лопатках:

$$u_2 = u_1,$$

$$u_2 = 180,2101 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}}.$$

Проекция абсолютной скорости в рабочих лопатках:

$$c_{2u} = (w_2 \cdot \cos(\beta_2)) - u_2 \quad c_{2u} = -26,8775 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}},$$

$$c_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad c_{2a} = 49,8208 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}}.$$

Абсолютная скорость в рабочих лопатках:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2},$$

$$c_2 = 56,6084 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}}.$$

Угол выхода потока из рабочих лопаток:

$$\alpha_2 = 180 + \arctg\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right),$$

$$\alpha_2 = 118,346^\circ.$$

Изменение удельной энтальпии пара между сопловыми и рабочими лопатками:

$$\Delta h = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000},$$

$$\Delta h = 6,332 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}.$$

Удельная энтальпия пара на входе в рабочие лопатки:

$$h_2 = h_1 + \Delta h,$$

$$h_2 = 2499,7533 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}.$$

Степень сухости пара на входе в рабочие лопатки:

$$x_2 = \frac{h_2 - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_2 = 0,9141.$$

Удельный объем пара на входе в рабочие лопатки:

$$v_2 = v_{1Si} + x_2 \cdot (v_{1Si} - v_{1Si}),$$

$$v_2 = 1,1011 \frac{\dot{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}.$$

Средний диаметр сопловых лопаток:

$$d_1 = d_k + L_1,$$

$$d_1 = 365,973 \dot{i} \dot{i}.$$

Средний диаметр рабочих лопаток:

$$d_2 = d_1,$$

$$d_2 = 395,973 \text{ мм}.$$

Значение передачу на валу турбины:

$$\Delta l = 0,5 \dot{i} \dot{i},$$

Высота рабочей лопатки:

$$L_2 = 2 \cdot \Delta l + \frac{m_1 \cdot v_2 \cdot 1000 \cdot n}{u_2 \cdot 60 \cdot w_2 \cdot \sin(\beta_2)},$$

$$L_2 = 34,5555 \dot{i} \dot{i}.$$

Удельная работа пара на рабочих лопатках:

$$L_u = u_1 \cdot (c_{1u} + c_{2u}),$$

$$L_u = 60250,685 \text{ Дж}.$$

Разность удельной энтальпии:

$$\Delta h_s = h_0 - h_{1s},$$

$$\Delta h_s = 77,1672 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\ddot{\alpha}}.$$

Удельная работа пара на рабочих лопатках:

$$E_0 = \Delta h_s - \frac{c_2^2}{2},$$

$$\dot{A}_0 = 75564,97 \frac{\dot{A}\alpha}{\hat{e}\ddot{\alpha}}.$$

КПД на рабочих лопатках:

$$\eta_{on} = \frac{L_u}{E_0},$$

$$\eta_{on} = 0,7973.$$

Диаметр втулки диска:

$$d_v = 0,5(d_1 - L_1),$$

$$d_v = 185,5 \text{ мм.}$$

Принимаем

– толщина гребешков: $\Delta=0,8$;

– коэффициент расхода: $\mu_0=0,75$;

– средний удельный объем: $v_0=0,16 \frac{\dot{i}^3}{\hat{e}\ddot{\alpha}}$;

– число лабиринтов: $Z_0=5$;

– множитель, который учитывает тип коренного уплотнения и наличие разгрузочных отверстий в дисках(при отсутствии разгрузочных отверстий): $\chi = 1,4$.

Тогда

– радиальный зазор в уплотнениях диафрагмы:

$$\delta y = 0,002 \cdot d_v \quad \delta y = 0,371 \text{ мм.}$$

– площадь кольцевой щели радиального уплотнения диафрагмы (площадь зазора):

$$F_0 = \pi \cdot d_v \cdot \delta y \cdot 10^{-6},$$

$$F_0 = 0,0002162 \dot{i}^2.$$

Изменение массового расхода из-за утечек:

$$\Delta m_0 = \mu_0 \cdot F_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0 \cdot 10^5}{v_0}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_K}{p_0}\right)^2}{Z_0}},$$

$$\Delta m_0 = 0,068466 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}.$$

Коэффициент потерь из-за утечек:

$$\xi_{yt} = \chi \cdot \left(\frac{\Delta m_0}{m_1} \right),$$

$$\xi_{yt} = 0,0508.$$

Скорость на корневом диаметре:

$$u_K = \frac{\pi \cdot d_K \cdot n}{60 \cdot 1000},$$

$$u_K = 194,2551 \text{ м/с}.$$

Принимаем ширину бандажа:

$$B = 40 \text{ мм}.$$

Степень сухости в начальной точке:

$$x_0 = 1.$$

Коэффициент потерь из-за трения:

$$\xi_{tr} = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot B}{d_K} \right) \cdot \frac{u_K^3 \cdot d_K^2}{m_1 \cdot v_1 \cdot E_0 \cdot \eta_{on} \cdot 1000^2},$$

$$\xi_{tr} = 0,0037.$$

Коэффициент потерь от влажности пара:

$$\xi_V = 0,35 \cdot x_0 - 0,35 \cdot x_{1s},$$

$$\xi_V = 0,0325.$$

Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{0i} = \eta_{on} \cdot (1 - \xi_{yt} - \xi_{tr} - \xi_V),$$

$$\eta_{0i} = 0,728.$$

Удельная работа пара на ступени:

$$L_i = \eta_{0i} \cdot E_0 \cdot 10^{-3},$$

$$L_i = 55,0108 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\ddot{\alpha}}.$$

Уточненная удельная энтальпия:

$$h_{2y} = h_0 - L_i,$$

$$h_{2y} = 2506,5954 \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\ddot{\alpha}}.$$

Уточненная степень сухости пара в рабочих лопатках:

$$x_{2y} = \frac{h_{2y} - h_{1i}}{r_1},$$

$$x_{2y} = 0,9172.$$

Уточненный средний диаметр рабочих лопаток:

$$d_{2y} = d_1 + (L_2 - L_1),$$

$$d_{2y} = 405,5555 \text{ мм.}$$

Уточненный удельный объем пара в рабочих лопатках:

$$v_{2y} = v_{1Si} + x_{2y} \cdot (v_{1Si} - v_{1Si}),$$

$$v_{2y} = 1,1048 \frac{\dot{i}^3}{\hat{e}\ddot{\alpha}}.$$

Уточненная высота рабочей лопатки:

$$L_{2y} = 2 \cdot \Delta l + \frac{m_1 \cdot v_{2y} \cdot 1000 \cdot 1000}{\pi \cdot d_{2y} \cdot w_2 \cdot \sin(\beta_2)},$$

$$L_{2y} = 33,8726 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину рабочей и сопловой лопаток:

$$b_1 = 40 \text{ мм},$$

$$b_2 = 40 \text{ мм}.$$

Шаг рабочей и сопловой лопаток:

$$t_1 = 0,87 \cdot b_1 \quad t_1 = 34,8 \text{ мм},$$

$$t_2 = 0,75 \cdot b_2 \quad t_2 = 30 \text{ мм}.$$

Количество рабочих и сопловых лопаток:

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_1}{t_1} \quad Z_1 = 35,7467,$$

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{t_2} \quad Z_2 = 41,4662.$$

Принимаем:

$$Z_1=36, Z_2=41.$$

Пересчитываем значения шага рабочей и сопловой лопаток с учетом принятого числа рабочих и сопловых лопаток.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_1}{Z_1} \quad t_1 = 30,3886 \text{ мм},$$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{Z_2} \quad t_2 = 37,3725 \text{ мм}.$$

Проход между рабочими и сопловыми лопатками:

$$A_1 = t_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad A_1 = 7,1844 \text{ мм},$$

$$A_2 = t_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad A_2 = 9,3759 \text{ мм}.$$

Конечная удельная энтальпия на пятой ступени:

$$h_{0v} = h_{2y} + \frac{c^2}{2000},$$

$$h_{0v} = 2508,197 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Суммарная удельная работа турбины:

$$E_{Li} = 65,4504 + 63,1513 + 58,0664 + 55,2937 + 55,0108,$$

$$E_{Li} = 296,9726 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Проверяем относительный внутренний КПД турбины

$$\eta = \frac{E_{Li}}{L_{ts}},$$

$$\eta = 0,7236.$$

По приведенному выше алгоритму были рассчитаны также турбины мощностью 1, 1,5 и 2 МВт. Результаты расчетов всех турбин приведены ниже в таблицах 5.2-5.7.

Таблица 5.2 – Основные параметры и геометрические размеры для первой ступени при различной мощности турбины

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Высота сопловой лопатки L_1 , мм	3,7251	7,4503	11,1754	14,9
Высота рабочей лопатки L_2 , мм	6,7626	12,5255	18,2881	24,051
Средний диаметр сопловых лопаток d_1 , мм	374,9935	374,9935	374,9935	374,9935
Корневой диаметр d_k , мм	371	368	364	360
Средний диаметр рабочих лопаток d_2 , мм	377,7626	380,5255	382,2881	384,051
Диаметр втулки диска d_v , мм	185,6342	183,7716	181,9091	180,0464
Изменение массового расхода из-за утечек $\Delta m, \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	0,1774	0,1739	0,1704	0,1669
Коэффициент потерь из-за утечек ξ_{yt}	0,1315	0,0644	0,0421	0,0309
Окружная скорость на корневом диаметре $u_k, \frac{\dot{i}}{\tilde{n}}$	194,255	192,6842	190,59	188,4956
Коэффициент потерь из-за трения ξ_{tr}	0,0151	0,0072	0,0046	0,0033
Относительный внутренний КПД ступени η_{0i}	0,6699	0,7296	0,7496	0,7595
Удельная работа пара на ступени $L_i, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$	60,0926	65,4504	67,2394	68,1329
Уточненная удельная энтальпия $h_{2y}, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$	2730,907	2725,55	2723,76	2722,87
Уточненная степень сухости пара в рабочих лопатках x_{2y}	0,9778	0,9752	0,9743	0,9738

Продолжение таблицы 5.2

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Уточненный удельный объем пара в рабочих лопатках $v_{2y}, \frac{\dot{v}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$	0,1964	0,1959	0,1957	0,1956
Уточненный средний диаметр рабочих лопаток $d_{2y}, \text{ мм}$	378,031	380,0687	382,1062	384,1439
Уточненная высота рабочей лопатки $L_{2y}, \text{ мм}$	6,7549	12,4176	18,0195	23,5623
Количество рабочих лопаток Z_1	90	90	90	90
Количество сопловых лопаток Z_2	106	106	107	107
Шаг рабочей лопатки $t_1, \text{ мм}$	13,0897	13,0897	13,0897	13,0897
Шаг сопловой лопатки $t_2, \text{ мм}$	11,196	12,2779	11,2442	11,276
Проход между рабочими лопатками $A_1, \text{ мм}$	2,7215	2,7215	2,7215	2,7215
Проход между сопловыми лопатками $A_2, \text{ мм}$	3,4598	3,4851	3,4685	3,4845

Таблица 5.3 – Основные параметры и геометрические размеры для второй ступени при различной мощности турбины.

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Высота сопловой лопатки $L_1, \text{ мм}$	5,639	11,6812	17,9668	23,9535
Высота рабочей лопатки $L_2, \text{ мм}$	9,3855	18,97	28,6725	38,0417
Средний диаметр сопловых лопаток $d_1, \text{ мм}$	376,639	379,6812	381,9668	383,9535
Средний диаметр рабочих лопаток $d_2, \text{ мм}$	376,639	379,6812	381,9668	383,9535

Продолжение таблицы 5.3

Параметры	N=500кВт $m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	N=1000кВт $m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	N=1500кВт $m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	N=2000кВт $m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Диаметр втулки диска d_v , мм	185,5	184	182	180
Изменение массового расхода из-за утечек $\Delta m, \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	0,139647	0,1374	0,13443	0,1315
Коэффициент потерь из-за утечек ξ_{yt}	0,1035	0,0509	0,0332	0,0244
Окружная скорость на корневом диаметре ζ_k , $\frac{\dot{i}}{\tilde{n}}$	194,255	192,6843	190,59	188,4956
Коэффициент потерь из-за трения ξ_{tr}	0,01	0,005	0,0032	0,0023
Относительный внутренний КПД ступени η_{0i}	0,6913	0,7369	0,7525	0,7602
Удельная работа пара на ступени $L_i, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$	63,1513	64,9198	64,6549	65,2928
Уточненная удельная энтальпия $h_{2y}, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$	2669,6577	2662,5319	2661,0078	2659,4763
Уточненная степень сухости пара в рабочих лопатках x_{2y}	0,9586	0,9552	0,9545	0,9537
Уточненный удельный объем пара в рабочих лопатках $v_{2y}, \frac{\dot{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$	0,3026	0,3015	0,3013	0,301
Уточненный средний диаметр рабочих лопаток d_{2y} , мм	380,2855	386,97	392,6765	398,0417
Уточненная высота рабочей лопатки L_{2y} , мм	9,3497	18,6995	28,0223	36,8745
Количество рабочих лопаток Z_1	68	69	69	69

Продолжение таблицы 5.3

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Количество сопловых лопаток Z_2	48	48	48	49
Шаг рабочей лопатки t_1 , мм	17,4007	17,287	17,3911	17,4815
Шаг сопловой лопатки t_2 , мм	24,651	24,8501	24,9997	24,6168
Проход между рабочими лопатками A_1 , мм	3,6148	3,542	3,61158	3,6346
Проход между сопловыми лопатками A_2 , мм	7,6146	7,6791	7,7253	7,607

Таблица 5.4 – Основные параметры и геометрические размеры для третьей ступени при различной мощности турбины.

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Высота сопловой лопатки L_1 , мм	9,6725	19,3442	28,0217	38,6858
Высота рабочей лопатки L_2 , мм	15,1639	30,3442	44,0778	57,9683
Средний диаметр сопловых лопаток d_1 , мм	380,6725	387,3442	393,0217	398,6858
Средний диаметр рабочих лопаток d_2 , мм	380,6725	387,3442	393,0217	398,6858
Диаметр втулки диска d_v , мм	185,5	184	182	180
Изменение массового расхода из-за утечек $\Delta m, \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	0,10999	0,1082	0,10588	0,10357
Коэффициент потерь из-за утечек ξ_{yt}	0,0815	0,0401	0,0262	0,0192
Окружная скорость на корневом диаметре $u_k, \frac{\hat{i}}{\tilde{n}}$	194,2551	192,684	190,59	188,4956
Коэффициент потерь из-за трения ξ_{tr}	0,0077	0,0037	0,0024	0,0017

Продолжение таблицы 5.4

Параметры	N=500кВт $m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	N=1000кВт $m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	N=1500кВт $m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	N=2000кВт $m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Относительный внутренний КПД ступени η_{0i}	0,707	0,7423	0,7543	0,7602
Удельная работа пара на ступени $L_i, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$	58,0664	60,4635	61,6887	62,1411
Уточненная удельная энтальпия $h_{2y}, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$	2613,5283	2603,6363	2601,141	2599,1564
Уточненная степень сухости пара в рабочих лопатках x_{2y}	0,9433	0,9386	0,9275	0,9366
Уточненный удельный объем пара в рабочих лопатках $v_{2y}, \frac{\hat{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$	0,4658	0,4635	0,463	0,4625
Уточненный средний диаметр рабочих лопаток $d_{2y}, \text{ мм}$	386,1639	397,7927	408,0778	417,9683
Уточненная высота рабочей лопатки $L_{2y}, \text{ мм}$	15,0266	29,1494	42,6724	55,3122
Количество рабочих лопаток Z_1	46	47	47	48
Количество сопловых лопаток Z_2	32	32	33	33
Шаг рабочей лопатки $t_1, \text{ мм}$	25,9983	25,891	26,2705	26,0939
Шаг сопловой лопатки $t_2, \text{ мм}$	37,3725	38,0274	37,4156	37,9548
Проход между рабочими лопатками $A_1, \text{ мм}$	5,4053	5,383	5,4619	5,4252
Проход между сопловыми лопатками $A_2, \text{ мм}$	11,5487	11,7511	11,562	11,7287

Таблица 5.5 – Основные параметры и геометрические размеры для четвертой ступени при различной мощности турбины.

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Высота сопловой лопатки L_1 , мм	15,9202	31,4032	47,1266	62,8503
Высота рабочей лопатки L_2 , мм	23,8346	45,8399	66,9266	86,9265
Средний диаметр сопловых лопаток d_1 , мм	386,9202	399,4032	411,1266	422,8503
Средний диаметр рабочих лопаток d_2 , мм	386,9202	399,4032	411,1266	422,8503
Диаметр втулки диска d_v , мм	185,5	184	182	180
Изменение массового расхода из-за утечек $\Delta m, \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	0,0867	0,0853	0,083458	0,081634
Коэффициент потерь из-за утечек ξ_{yt}	0,0643	0,0316	0,0206	0,0151
Окружная скорость на корневом диаметре u_k , $\frac{\dot{i}}{\tilde{n}}$	194,2551	192,6843	190,59	188,4956
Коэффициент потерь из-за трения ξ_{tr}	0,0055	0,0026	0,0017	0,0012
Относительный внутренний КПД ступени η_{0i}	0,7192	0,7462	0,7554	0,76
Удельная работа пара на ступени L_i , $\frac{\hat{e}\dot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$	55,2937	57,8723	58,4914	58,7724
Уточненная удельная энтальпия h_{2y} , $\frac{\hat{e}\dot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$	2559,976	2547,4997	2544,3837	2542,1172
Уточненная степень сухости пара в рабочих лопатках x_{2y}	0,93	0,9244	0,9229	0,9219

Продолжение таблицы 5.5

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Уточненный удельный объем пара в рабочих лопатках $v_{2y}, \frac{\dot{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$	0,7169	0,7126	0,7115	0,7107
Уточненный средний диаметр рабочих лопаток $d_{2y}, \text{ мм}$	394,8346	413,8399	430,9266	446,9265
Уточненная высота рабочей лопатки $L_{2y}, \text{ мм}$	23,4733	44,4749	64,2323	82,7863
Количество рабочих лопаток Z_1	40	41	42	44
Количество сопловых лопаток Z_2	46	48	49	51
Шаг рабочей лопатки $t_1, \text{ мм}$	30,3886	30,604	30,7522	30,1914
Шаг сопловой лопатки $t_2, \text{ мм}$	26,4249	26,1409	26,359	26,0475
Проход между рабочими лопатками $A_1, \text{ мм}$	6,3182	6,3629	6,3937	6,2772
Проход между сопловыми лопатками $A_2, \text{ мм}$	8,1657	8,078	8,1454	8,0491

Таблица 5.6 – Основные параметры и геометрические размеры для пятой ступени при различной мощности турбины.

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Высота сопловой лопатки $L_1, \text{ мм}$	24,973	50,2184	75,4728	100,632
Высота рабочей лопатки $L_2, \text{ мм}$	34,5555	64,5301	91,6966	116,3126
Средний диаметр сопловых лопаток $d_1, \text{ мм}$	395,973	418,2184	439,4728	460,632
Средний диаметр рабочих лопаток $d_2, \text{ мм}$	395,973	418,2184	439,4728	460,632
Диаметр втулки диска $d_v, \text{ мм}$	185,5	184	182	180

Продолжение таблицы 5.6

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Изменение массового расхода из-за утечек $\Delta m, \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	0,068466	0,0673633	0,065906	0,0644663
Коэффициент потерь из-за утечек ξ_{yt}	0,0508	0,0255	0,0163	0,0119
Окружная скорость на корневом диаметре c_k , $\frac{\dot{i}}{\tilde{n}}$	194,2551	192,6843	190,59	188,4956
Коэффициент потерь из-за трения ξ_{tr}	0,0037	0,0018	0,0012	0,0008
Относительный внутренний КПД ступени η_{0i}	0,728	0,7486	0,7557	0,7591
Удельная работа пара на ступени $L_i, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$	55,0108	55,9396	56,2651	56,4567
Уточненная удельная энтальпия $h_{2y}, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}}$	2506,5954	2493,1746	2489,764	2487,3003
Уточненная степень сухости пара в рабочих лопатках x_{2y}	0,9172	0,9111	0,094	0,9083
Уточненный удельный объем пара в рабочих лопатках $v_{2y}, \frac{\dot{i}^3}{\hat{e}\tilde{a}}$	1,1048	1,0976	1,0954	1,0941
Уточненный средний диаметр рабочих лопаток d_{2y} , мм	405,5555	432,5301	455,6966	476,3126
Уточненная высота рабочей лопатки L_{2y} , мм	33,8726	62,5862	88,6698	112,7601
Количество рабочих лопаток Z_1	36	38	40	42
Количество сопловых лопаток Z_2	41	44	46	48

Продолжение таблицы 5.6

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Шаг рабочей лопатки t_1 , мм	34,5552	34,5756	34,5161	34,4552
Шаг сопловой лопатки t_2 , мм	30,3411	29,8607	30,14	30,1483
Проход между рабочими лопатками A_1 , мм	7,1844	7,1887	7,1763	7,1636
Проход между сопловыми лопатками A_2 , мм	9,3759	9,2275	9,2748	9,3163

Таблица 5.7 – Суммарная удельная работа и относительный внутренний к.п.д. при различной мощности турбины.

Параметры	N=500кВт	N=1000кВт	N=1500кВт	N=2000кВт
	$m=1,8887 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=3,7775 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=5,6662 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$	$m=7,555 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$
Суммарная удельная работа $E_{Li}, \frac{\hat{e}\tilde{A}\tilde{a}}{\hat{e}\tilde{a}}$	296,9726	304,9449	308,3359	310,7959
Относительный внутренний к.п.д. η_{0i}^{δ}	0,7236	0,743	0,7513	0,7573

5.4 Сравнение и выбор турбин

В наше время для малых энергоустановок предлагаются осевые турбины Калужского турбинного завода, винтовые турбины ПГ «Генерация» вместе с ЗАТ «Эко Энергетика».

В таблице 5.8 приведены характеристики осевой турбины Калужского турбинного завода (ТГ 0,5А/0,4 Р13/3,7), винтовой турбины ПГ «Генерация» (ПВМ-500 (АВРР-0,5)), а также осевой турбины, рассчитанной по приведенному выше алгоритму.

После анализа характеристик приведенных выше турбин можно сделать выводы, что наиболее привлекательной по массогабаритным характеристикам является винтовая турбина ПГ «Генерация». Она также имеет наименьшее

значение частоты вращения ротора, что способствует долговечности работы подшипников, и достаточно высокий КПД. Однако винтовые турбины еще относительно мало изучены и не находят широкого применения.

Таблица 5.8 – Характеристики турбин

Характеристика	ТГ 0,5А/0,4 Р13/3,7	ПВМ-500 (АВПР-0,5)	Рассчитанная турбина
Номинальная мощность, кВт	500	200-500	500
Частота вращения ротора турбины, об/мин	8000	6000	10000
Параметри пара:			
– давление на входе, МПа (абс)	1,3	0,8-1,6	1,555
– температура на выходе, °С	191-250	170-250	200
– давление на входе, МПа (абс)	0,37	0,2-0,6	0,144
– температура на выходе, °С	-	100-158	110
Массовый расход пара, кг/час	13200	6000-12000	6800
Внутренний относительный КПД турбины, %	-	65-70	72,4
Габаритные размеры, Д×Ш×В, м	4,24 x 2,13 x 2,27	1,2 x 0,7 x 0,84	2,7 x 1,9 x 2,2
Масса, кг	9500	860	4200

Результаты расчетов и их сравнение с выпускаемыми осевыми турбинами Калужского турбинного завода показывают, что создание осевых турбин на требуемые параметры их работы в составе бинарной паротурбинной установки (мини-ТЭЦ) с модулем СТК вполне возможно.

6 РАСЧЕТ И ЭСКИЗНАЯ РАЗРАБОТКА КОНДЕНСАТОРА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Конденсатор системы теплоснабжения, входящий в состав паротурбинной установки (мини-ТЭЦ), предназначен для частичной конденсации влаги из сухого насыщенного пара, поступающего из турбогенераторного агрегата. Теплота конденсации отводится водой из системы теплоснабжения, температура которой при этом возрастает от t_{w1} до t_{w2} , а степень сухости пара уменьшается от начальной величины $\varphi_{i\dot{a}} = 1$ до конечной $\varphi_{ei} = 0,907$. Выходящий из конденсатора влажный пар подсасывается затем в приемную камеру струйного компрессора.

В качестве конденсатора для данной паротурбинной энергоустановки был принят горизонтальный кожухотрубный многоходовой конденсатор с гладкотрубной решеткой из стальных труб, располагаемых по сторонам правильных концентричных шестиугольников. Такой теплообменный аппарат обеспечивает достаточно большой удельный тепловой поток, простоту конструкции, изготовления, монтажа и очистки от загрязнений, сравнительно низкую стоимость изготовления и металлоемкость, достаточно высокую эффективность [36]. Теплая и холодная среды движутся в конденсаторе противотоком для повышения коэффициента теплопередачи.

В качестве критерия оптимизации рассматривались эксергетический КПД конденсатора и его металлоемкость.

Нагрев воды в конденсаторе принимался в среднем равным $\Delta t_w = 20^\circ \text{N}$. В процессе теплового расчета варьировалась температура воды на входе в конденсатор t_{w1} и внутренний диаметр труб решетки. Последовательность теплового, гидромеханического и прочностного расчетов представлена в виде алгоритма расчета с исходными данными которые приведены ниже.

6.1 Алгоритм расчета горизонтального кожухотрубного пароводяного конденсатора

Исходные данные:

- расход пара $G_i, \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$;
- давление пара $\delta_i, \acute{a}\grave{a}\delta$;
- начальная степень сухости пара \tilde{O}_i ;
- конечная степень сухости пара $\tilde{O}_{\hat{E}}$;
- начальная температура охлаждающей воды $t_{w1}, \circ\tilde{N}$;
- конечная температура охлаждающей воды $t_{w2}, \circ\tilde{N}$;
- наружный диаметр труб в аппарате $d \grave{i}$;
- толщина стенки трубы δ, \grave{i} ;
- шероховатость труб в аппарате Δ, \grave{i} ;
- рекомендуемое отношение длины аппарата к его диаметру $(l/D)=12$;
- поверхность труб гладкая, в аппарате располагаются по сторонам правильных концентричных шестиугольников;
- толщина слоя накипи $\delta_{i\grave{o}\grave{e}}, \grave{i}$;
- коэффициент теплопроводности материала труб $\lambda_{\tilde{n}\grave{o}}, \frac{\hat{A}\grave{o}}{\grave{i} \cdot \hat{E}}$;
- коэффициент теплопроводности накипи $\lambda_{i\grave{o}\grave{e}}, \frac{\hat{A}\grave{o}}{\grave{i} \cdot \hat{E}}$;
- толщина стенки аппарата δ_{ap}, \grave{i} ;
- коэффициент линейного расширения материала труб и корпуса, α ;
- модуль упругости материала аппарата $E, \grave{i} \grave{i} \grave{a}$;
- температура окружающей среды $t_{oc}, \circ\tilde{N}$;
- плотность материала аппарата $\rho, \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\grave{i}^3}$;
- угол между опорами аппарата $\delta_{\acute{o}\acute{a}.kop}, \circ$;

- атмосферное давление $\delta_{i\tilde{n}}, \dot{I} \hat{a}$;
- степень черноты материала изоляции корпуса $\varepsilon_{\hat{e}\zeta}$;
- газовая постоянная воздуха $R_{i\tilde{n}}, \frac{\hat{A}\hat{a}}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$.

Тепловой расчет

1) По давлению пара $\delta_{i\tilde{n}}$ определяем температуру конденсации пара t_k и его теплофизические свойства [21, табл. 54, с. 161-162 и табл. 55, с. 163-164]:

- удельную энтальпию насыщенного пара i'' , $\frac{\hat{e}\hat{A}\hat{a}}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- удельную энтальпию насыщенной воды i' , $\frac{\hat{e}\hat{A}\hat{a}}{\hat{e}\tilde{a}}$;
- удельную энтропию насыщенного пара s'' , $\frac{\hat{e}\hat{A}\hat{a}}{\hat{e}\tilde{a} \cdot K}$;
- удельную энтропию насыщенной воды s' , $\frac{\hat{e}\hat{A}\hat{a}}{\hat{e}\tilde{a} \cdot K}$;
- плотность насыщенного пара ρ'' , $\frac{\hat{e}\tilde{a}}{\hat{i}^3}$;
- коэффициент динамической вязкости насыщенного пара μ'' , $\dot{I} \hat{a} \cdot \tilde{n}$;
- коэффициент теплопроводности насыщенного пара λ'' , $\frac{\hat{A}\hat{a}}{\hat{i} \cdot \hat{E}}$;
- коэффициент теплопроводности насыщенного пара \tilde{n}'' , $\frac{\hat{A}\hat{a}}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- плотность насыщенной воды ρ' , $\frac{\hat{e}\tilde{a}}{\hat{i}^3}$;
- коэффициент динамической вязкости насыщенной воды μ' , $\dot{I} \hat{a} \cdot \tilde{n}$;
- коэффициент теплопроводности насыщенной воды λ' , $\frac{\hat{A}\hat{a}}{\hat{i} \cdot \hat{E}}$;
- коэффициент теплопроводности насыщенной воды \tilde{n}' , $\frac{\hat{A}\hat{a}}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$;
- критерий Прандтля насыщенного пара Pr'' ;

– критерий Прандтля насыщенной воды Pr'_f ;

2) Средняя температура охлаждающей воды, $^{\circ}\tilde{N}$,

$$t_w = 0,5 \cdot (t_{w1} + t_{w2}).$$

3) Теплофизические свойства охлаждающей воды при температуре t_w :

– коэффициент теплоемкости воды c_w , $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}$;

– коэффициент динамической вязкости воды μ_w , $\dot{I} \hat{\alpha} \cdot \tilde{n}$;

– плотность воды ρ_w , $\frac{\hat{e}\tilde{\alpha}}{\hat{i}^3}$;

– коэффициент теплопроводности воды λ_w , $\frac{\hat{A}\hat{\alpha}}{\hat{i} \cdot \hat{E}}$;

– критерий Прандтля воды Pr_w .

4) Удельная энтальпия пара на выходе из конденсатора, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$,

$$i_1 = i''.$$

5) Удельная энтальпия пара на выходе из конденсатора, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$,-

$$i_2 = i' + (i'' - i') \cdot X_{\hat{E}}.$$

6) Разница удельных энтальпий пара в конденсаторе, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha}}$,

$$\Delta i = i_2 - i_1.$$

7) Удельная энтропия пара на выходе из конденсатора, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}$,

$$s_1 = s''.$$

8) Удельная энтропия пара на выходе из конденсатора, $\frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}$,

$$s_2 = s' + (s'' - s') \cdot X_{\hat{E}}.$$

9) Тепловой поток в конденсаторе, $\hat{e}\hat{A}\hat{\alpha}$

$$\dot{Q}_k = G_{\tilde{f}} \cdot \Delta i.$$

10) Массовый расход охлаждающей воды, $\frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$,

$$G_w = \frac{\dot{Q}_k}{c_w \cdot (t_{w2} - t_{w1})}.$$

11) Средний логарифмический температурный напор в аппарате, $^{\circ}\tilde{N}$ [36, 37]

$$\theta_m = \frac{(t_k - t_{w1}) - (t_k - t_{w2})}{\ln\left(\frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}\right)}.$$

12) Внутренний диаметр труб в аппарате, \hat{i}

$$d_{\hat{a}\hat{i}} = d - 2 \cdot \delta.$$

13) Принимаем скорость воды $w_w = 1 \frac{\hat{i}}{\tilde{n}}$.

14) Число труб в одном ходу аппарата, $\phi \hat{o}$,

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot d_{\hat{a}\hat{i}}^2 \cdot w_w}.$$

Полученное значение округляем до ближайшего целого.

15) Уточняем скорость воды в трубах аппарата, $\frac{\hat{i}}{\tilde{n}}$,

$$w_w = \frac{4 \cdot G_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot d_{\hat{a}\hat{i}}^2 \cdot n_1}.$$

16) Критерий Рейнольдса для воды

$$\text{Re}_w = \frac{w_w \cdot d_{\hat{a}\hat{i}} \cdot \rho_w}{\mu_w}.$$

17) Критерий Нуссельта для воды [36, 37]

$$\text{Nu}_w = 0,021 \cdot \text{Re}_w^{0,8} \cdot \text{Pr}_w^{0,43} \cdot \varepsilon_l,$$

где $\varepsilon_l = 1$ при $l/d_{\hat{a}\hat{i}} > 50$.

18) Коэффициент теплоотдачи воды к стенкам труб, $\frac{\hat{A}\hat{o}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$,

$$\alpha_w = \frac{\text{Nu}_w \cdot \lambda_w}{d_{\hat{a}\hat{i}}}.$$

19) Среднее паросодержание в аппарате

$$\tilde{O} = 0,5 \cdot (\tilde{O}_f + \tilde{O}_E).$$

20) Теплофизические свойства влажного пара при паросодержании X

– плотность влажного пара, $\frac{\hat{e}\tilde{a}}{\hat{i}^3}$,

$$\rho_f = \rho' \cdot (1 - X) + \rho'' \cdot X;$$

– коэффициент динамической вязкости влажного пара, $\hat{I} \hat{a} \cdot \tilde{n}$,

$$\mu_f = \mu'_f \cdot (1 - X) + \mu''_f \cdot X;$$

– коэффициент теплопроводности влажного пара, $\frac{\hat{A}\hat{\delta}}{\hat{i} \cdot \hat{E}}$,

$$\lambda_f = \lambda'_f \cdot (1 - X) + \lambda''_f \cdot X.$$

– удельная теплоемкость влажного пара, $\frac{\hat{A}\hat{\alpha}}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \hat{E}}$,

$$\tilde{n}_f = \tilde{n}'_f \cdot (1 - X) + \tilde{n}''_f \cdot X.$$

21) Удельный тепловой поток по пару, приведенный к площади внутренней

поверхности аппарата, $\frac{\hat{A}\hat{\delta}}{\hat{i}^2}$, [36, 37]

$$q_{f \hat{a}i} = 0,72 \cdot \left(\frac{\Delta \hat{i} \cdot \rho_f^2 \cdot \lambda_f^3 \cdot g}{\mu_f \cdot d} \right)^{0,25} \cdot n_1^{-0,167} \cdot \theta_f^{0,75},$$

где $g = 9,81 \frac{\hat{i}}{\tilde{n}^2}$ – ускорение свободного падения.

22) Удельный тепловой поток по воде, приведенный к площади внутренней

поверхности аппарата, $\frac{\hat{A}\hat{\delta}}{\hat{i}^2}$,

$$q_{w \hat{a}i} = \frac{\theta_{\delta} - \theta_f}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_{f \hat{\delta} \hat{e}}}{\lambda_{f \hat{\delta} \hat{e}}}}.$$

23) Начиная с $\theta_f = 0$ с шагом в $\Delta \theta_f = 0,01^\circ \tilde{N}$, совместно решаем систему уравнений п.п. 16 и 17.

Результат – величина температурного напора между паром и стенкой трубы θ_i (округляем до второго знака после запятой) и величина удельного теплового потока $q_{\hat{a}i}$, $\frac{\hat{A}\dot{\theta}}{\hat{i}^2}$.

24) Температура стенки трубы, $^{\circ}\tilde{N}$

$$t_{cm} = t_k - \theta_i .$$

25) Критерий Прандтля воды при температуре стенки трубы $Pr_{\tilde{n}\dot{\theta}}$.

26) Уточненный критерий Нуссельта воды

$$Nu'_w = Nu_w \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{\tilde{n}\dot{\theta}}} \right)^{0,25} .$$

27) Уточненный коэффициент теплоотдачи воды, $\frac{\hat{A}\dot{\theta}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$

$$\alpha'_w = \frac{Nu'_w \cdot \lambda_w}{d_{\hat{a}i}} .$$

28) Повторное уточнение величины путем повторного решения системы уравнений п.п. 16 и 17.

29) Коэффициент теплоотдачи пара, $\frac{\hat{A}\dot{\theta}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$

$$\alpha_i = \frac{q_{\hat{a}i}}{\theta_i} \cdot \frac{d_{\hat{a}i}}{d} .$$

30) Температурный напор между водой и стенкой трубы, $^{\circ}\tilde{N}$

$$\theta_w = \theta_m - \theta_i .$$

31) Коэффициент теплопередачи аппарата, приведенный к площади внутренней поверхности аппарата, $\frac{\hat{A}\dot{\theta}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$

$$k = \frac{q_{\hat{a}i}}{\theta_m} .$$

32) Площадь теплообменной поверхности, приведенная к внутренней поверхности трубы, \hat{i}^2

$$F_{\dot{a}i} = \frac{\dot{Q}_k}{k \cdot \theta_m}$$

Конструктивный расчет

33) Горизонтальный шаг труб, i

$$s = 1,5 \cdot d$$

34) Число горизонтальных рядов труб в аппарате, $\phi \delta$ [38]

$$m = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{Q}_k}{q_{\dot{a}i} \cdot s \cdot d_{\dot{a}i} \cdot (l/D)}}$$

Округляем до ближайшего целого и получаем m_{ok} .

35) Общее число труб в аппарате, $\phi \delta$

$$n = 0,75 \cdot m^2 + 0,25$$

Округляем до ближайшего целого.

36) Диаметр трубной решетки, i

$$D = m \cdot s$$

Округляем до ближайшего целого (в мм) кратного 10 и получаем наружный диаметр корпуса D_k .

37) Длина одной трубы решетки, i

$$l = \frac{F_{\dot{a}i}}{\pi \cdot d_{\dot{a}i} \cdot n}$$

38) Отношение $\frac{l}{D_k}$.

39) Число ходов по воде, $\phi \delta$

$$z = \frac{n}{n_1}$$

Округляем до ближайшего целого.

Ряд с недостающим числом труб размещаем в верхней части кожуха.

Расчет тепловых потерь от конденсатора в окружающую среду

40) Термические параметры воздуха при температуре окружающей среды [21, табл. 5, с. 12]:

– критерий Прандтля Pr_{oc} ;

– коэффициент динамической вязкости μ_{oc} ;

– коэффициент теплопроводности λ_{oc} .

41) Плотность воздуха при температуре окружающей среды, $\frac{\hat{e}\tilde{a}}{\hat{i}^3}$

$$\rho_{oc} = \frac{P_{ami}}{R_{oc} \cdot (t_{oc} + 273)}.$$

42) Средняя температура торцовых крышек корпуса и боковой его поверхности, $^{\circ}\tilde{N}$

$$\bar{t}_{\hat{e}} = 0,5 \cdot (t_{oc} + t_w);$$

$$\bar{t}_c = 0,5 \cdot (t_{oc} + t_k).$$

43) Коэффициент теплового расширения торцовых крышек корпуса и боковой его поверхности, K^{-1}

$$\beta_{\hat{e}} = \frac{1}{\bar{t}_{\hat{e}} + 273};$$

$$\beta_c = \frac{1}{\bar{t}_c + 273}.$$

44) Критерий Грасгофа

$$Gr_{ок} = g \cdot \frac{D_k^3}{\mu_{oc}^2} \cdot \rho_{oc}^2 \cdot \beta_k \cdot \theta_m;$$

$$Gr_{oc} = g \cdot \frac{D_k^3}{\mu_{oc}^2} \cdot \rho_{oc}^2 \cdot \beta_c \cdot \theta_m,$$

где $g = 9,81 \frac{\hat{i}}{\tilde{n}^2}$ – ускорение свободного падения.

45) Критерий Релея

$$Ra_{ock} = Gr_{ock} \cdot Pr_{oc};$$

$$Ra_{occ} = Gr_{occ} \cdot Pr_{oc}.$$

46) Критерий Нуссельта

$$Nu_{ock} = 0,54 \cdot Ra_{ock}^{0,25};$$

$$Nu_{occ} = 0,54 \cdot Ra_{occ}^{0,25}.$$

47) Коэффициент теплоотдачи в окружающую среду от торцовых крышек корпуса

и боковой его поверхности, $\frac{\hat{A}\dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}}$

$$\alpha_{ock} = \frac{Nu_{ock} \cdot \lambda_{oc}}{D_k};$$

$$\alpha_{occ} = \frac{Nu_{occ} \cdot \lambda_{oc}}{D_k}.$$

48) Удельный тепловой поток в окружающую среду от торцовых крышек корпуса

и боковой его поверхности, $\frac{\hat{A}\dot{\delta}}{\dot{i}^2}$, [37]

$$q_{ock} = \alpha_{ock} \cdot (\bar{t}_k - t_{oc}) + \varepsilon_{\dot{\delta}} \cdot \sigma_0 \cdot \left((\bar{t}_k + 273)^4 - (t_{oc} + 273)^4 \right);$$

$$q_{occ} = \alpha_{occ} \cdot (\bar{t}_k - t_{oc}) + \varepsilon_{\dot{\delta}} \cdot \sigma_0 \cdot \left((\bar{t}_n + 273)^4 - (t_{oc} + 273)^4 \right),$$

где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\hat{A}\dot{\delta}}{\dot{i}^2 \cdot \hat{E}^4}$ – постоянная Стефана-Больцмана.

49) Полный тепловой поток от стенок корпуса в окружающую среду, $\hat{E}\hat{A}\dot{\delta}$

$$\dot{Q}_{oc} = \dot{Q}_{ock} + \dot{Q}_{occ} = q_{ock} \cdot \frac{\pi \cdot D_k^2}{2} + q_{occ} \cdot \pi \cdot D_k \cdot l.$$

50) Относительные тепловые потери в окружающую среду

$$\delta_{oc} = \frac{\dot{Q}_{oc}}{\dot{Q}_k} \cdot 100\%.$$

Гидродинамический расчет

Межтрубное пространство

51) Расстояние между перегородками в аппарате, \dot{i}

$$l_i = 0,8 \cdot D_k.$$

52) Количество поперечных перегородок в аппарате

$$\delta' = \frac{l}{l_i}.$$

Полученное значение округляем до ближайшего целого и получаем количество перегородок x .

53) Уточненное расстояние между перегородками, \dot{i}

$$l_i^{\text{до}} = \frac{l}{\delta'}.$$

54) Площадь проходного сечения корпуса, не занятая трубами в продольном направлении, \dot{i}^2 , [37]

$$F_{i\delta i\ddot{a}} = \frac{\pi}{4} \cdot \left((D_k - 2 \cdot \delta_{a\delta})^2 - d^2 \cdot n \right).$$

55) Скорость продольного обтекания труб паром, $\frac{\dot{i}}{\tilde{n}}$

$$w_{i\delta i\ddot{a}} = \frac{G_i}{\rho_i \cdot F_{i\delta i\ddot{a}}}.$$

56) Условное число рядов труб в продольном направлении

$$z_{i\delta i\ddot{a}} = 0,3 \cdot \delta_{ok}.$$

57) Потери давления при продольном обтекании труб, $\dot{I} \dot{a}$

$$\Delta \delta_{i\delta i\ddot{a}} = \zeta_{i\delta i\ddot{a}} \cdot z_{i\delta i\ddot{a}} \cdot \frac{\rho_i \cdot w_{i\delta i\ddot{a}}^2}{2}.$$

58) Площадь продольного сечения корпуса, не занятая трубами в поперечном направлении, \dot{i}^2

$$F_{i\ddot{i}\ddot{i}} = \frac{l}{x} \cdot (D_k - m_{ok} \cdot d).$$

59) Скорость поперечного обтекания труб паром, $\frac{\dot{i}}{c}$

$$w_{i\ddot{i}} = \frac{G_i}{\rho_i \cdot F_{i\ddot{i}}}.$$

60) Потери давления при поперечном обтекании труб, $\ddot{I} \grave{a}$

$$\Delta\check{\delta}_{i\ddot{i}} = (\check{\delta} + 1) \cdot z \cdot \zeta_{i\ddot{i}} \cdot \frac{\rho_i \cdot w_{i\ddot{i}}^2}{2}.$$

61) Местные потери при входе и выходе из межтрубного пространства, $\ddot{I} \grave{a}$

$$\Delta\check{\delta}_{i\grave{a}\ddot{o}} = (\zeta_{\grave{a}\ddot{o}} + \check{\delta} \cdot \zeta_{i\grave{a}} + \zeta_{\ddot{o}\grave{a}}) \cdot \frac{\rho_i \cdot w_i^2}{2}.$$

62) Общие потери давления при движении пара по межтрубному пространству, $\ddot{I} \grave{a}$

$$\Delta\check{\delta}_i = \Delta\check{\delta}_{i\grave{a}\ddot{o}} + \Delta\check{\delta}_{i\ddot{i}} + \Delta\check{\delta}_{i\grave{a}\ddot{o}}.$$

Трубное пространство

63) Коэффициент гидравлического трения по воде (трубное пространство)

$$\lambda_{\check{\delta}\check{\delta}} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{\text{Re}_w} + \frac{\Delta}{d_{\grave{a}\grave{a}}} \right)^{0,25}.$$

65) Сопротивление трению по воде в аппарате, $\ddot{I} \grave{a}$

$$\Delta p_{\check{\delta}\check{\delta}} = \lambda_{\check{\delta}\check{\delta}} \cdot \frac{l \cdot z}{d_{\grave{a}\grave{a}}} \cdot \frac{\rho_w \cdot w_w^2}{2}.$$

66) Суммарный коэффициент местных сопротивлений в аппарате [38]

$$\zeta = a \cdot \zeta_1 + b \cdot \zeta_2 + c \cdot \zeta_3,$$

где $a = z + 1$ – число входных камер ($\zeta_1 = 1,5$);

$b = z + 1$ – число входных камер ($\zeta_2 = 1,5$);

$c = z - 1$ – число входных камер ($\zeta_3 = 2,5$);

67) Местное сопротивление трению в аппарате, $\ddot{I} \grave{a}$

$$\Delta p_i = \zeta \cdot \frac{\rho_w \cdot w_w^2}{2}.$$

68) Суммарное гидравлическое сопротивление конденсатора по воде, $\ddot{I} \grave{a}$, [37]

$$\Delta p_w = \Delta p_{\check{\delta}\check{\delta}} + \Delta p_i.$$

69) Подача водяного насоса, $\frac{\dot{V}^3}{c}$

$$Q_w = \frac{G_w}{\rho_w}.$$

70) Напор насоса, \dot{V}

$$H_w = \frac{\Delta p_w}{\rho_w \cdot g}.$$

71) Мощность, потребляемая насосом, \hat{A}

$$N_w = \frac{Q_w \cdot H_w \cdot \rho_w \cdot g}{1000 \cdot \eta_i}.$$

Прочностной расчет

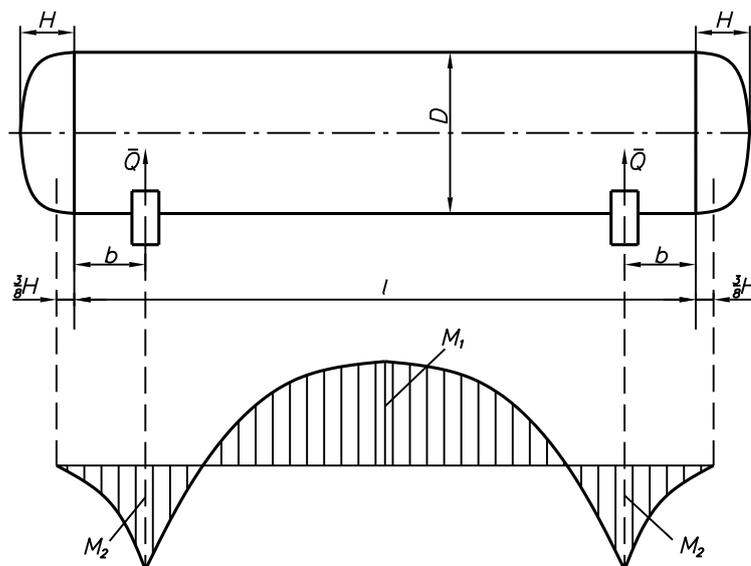


Рисунок 6.1 – Расчетная схема конденсатора при прочностном расчете

72) Средний диаметр корпуса, \dot{V}

$$D_{cp} = D_k - \delta_{ap}.$$

73) Высота крышек, \dot{V}

$$H = 0,25 \cdot D_k.$$

74) Расстояние между опорой и концом труб, \dot{V}

$$b = 0,2 \cdot l.$$

75) Расчетная длина аппарата, l

$$l_p = l + 0,75 \cdot H.$$

76) Допустимое напряжение для материала – сталь 20, $[\sigma]$, [37, табл. 8.3, с. 241]

$$[\sigma] = 148,4 - 0,06412 \cdot t_k.$$

77) Расчетное давление, p_R

$$p_R = p_i.$$

78) Пробное давление, p_i

$$p_i = 1,5 \cdot p_R.$$

79) Средний диаметр трубы аппарата, d_{cp}

$$d_{cp} = d - \delta.$$

80) Вес аппарата, G

$$G = \rho \cdot g \cdot [\pi \cdot D_{cp} \cdot \delta_{ap} \cdot l_p + \pi \cdot d_{cp} \cdot \delta \cdot l \cdot n] \cdot 10^{-6}.$$

81) Реакция опоры, Q

$$Q = 0,5 \cdot G.$$

82) Коэффициент прочности сварного шва

$$\varphi_p = 0,9.$$

83) Расчетная толщина стенки обечайки, s_R , [37]

$$s_R = \frac{p_R \cdot D_k}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_p - p_R} + 0,004.$$

84) Проверка условия

$$\delta_{ap} \geq s_R.$$

85) Прибавка для компенсации коррозии, c_{ap}

$$c_{ap} = \delta_{ap} - s_R.$$

86) Допустимое внутреннее избыточное давление, $[p]$, [37]

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_p \cdot s_R}{D_k + s_R}.$$

87) Проверка условия

$$[p] \geq p_R.$$

88) Напряжения в аппарате при испытании пробным давлением, $\dot{I} \ddot{I} \grave{a}$, [37]

$$\sigma = \frac{p_{i\delta} \cdot D_{cp}}{2 \cdot s_R \cdot \varphi_p}$$

89) Проверка условия

$$\sigma \leq [\sigma].$$

90) Коэффициенты [37, рис. 8.4, с. 250]

$$f_1 = f\left(\frac{H}{D_k}; \frac{l}{D_k}\right); f_2 = f\left(\frac{l}{D_k}; \frac{H}{D_k}\right); f_3 = f\left(\frac{l}{D_k}; \frac{H}{D_k}\right).$$

91) Изгибающий момент в середине корпуса, $MH \cdot \dot{i}$

$$M_1 = Q \cdot (f_1 \cdot l - b).$$

92) Изгибающий момент в сечении над опорой, $MH \cdot \dot{i}$

$$M_2 = \frac{Q \cdot b \cdot \left(1 - \frac{b}{l} + \frac{0,5 \cdot f_3 \cdot D_k}{b} - f_2\right)}{f_2}.$$

93) Напряжение изгиба посредине корпуса при совместном действии расчетного давления и сил веса, $\dot{I} \ddot{I} \grave{a}$

$$\sigma_1 = \frac{p_R \cdot D_k}{4 \cdot s_R} + \frac{1,275 \cdot |M_1| \cdot 10^{-6}}{D_k^2 \cdot s_R}.$$

94) Коэффициенты [37, рис. 8.5, с. 251]

$$k_6 = -0,03313 + 0,0065 \cdot \delta_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}.kop} + 3,906 \cdot 10^{-5} \cdot \delta_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}.kop}^2;$$

$$\varphi_0 = 0,9;$$

$$X1 = \varphi_T \cdot [\sigma].$$

95) Напряжение изгиба над опорой при совместном действии расчетного давления и сил веса, $\dot{I} \ddot{I} \grave{a}$

$$\sigma_2 = \frac{p_R \cdot D_k}{4 \cdot s_R} + \frac{1,275 \cdot |M_2| \cdot 10^{-6}}{k_6 \cdot D_k^2 \cdot s_R}.$$

96) Проверка условий

$$\sigma_1 \leq X1; \sigma_2 \leq X1.$$

97) Определяются температурные напряжения в трубах и обечайке.

Средняя температура обечайки, $^{\circ}\tilde{N}$

$$t_0 = 0,5 \cdot (t_k + t_{oc}).$$

98) Средняя температура трубы, $^{\circ}\tilde{N}$

$$t_T = t_{cm} = \theta_m - \theta_w.$$

99) Площадь поперечного сечения всех труб, м^2

$$F_T = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}.$$

100) Площадь поперечного сечения обечайки, м^2

$$F_0 = \frac{\pi \cdot (D_k - 2 \cdot \delta_{ap})^2}{4}.$$

101) Температурное напряжение в обечайке, МПа

$$\sigma_0^t = \frac{\alpha \cdot (t_T - t_0) \cdot E^2 \cdot F_0}{E \cdot (F_T + F_0)}.$$

102) Температурное напряжение в трубе, МПа

$$\sigma_T^t = \frac{\alpha \cdot (t_T - t_0) \cdot E^2 \cdot F_T}{E \cdot (F_T + F_0)}.$$

103) Суммарное напряжение в обечайке, МПа

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_T^t + \sigma_0^t.$$

104) Проверка условия, МПа

$$\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma].$$

105) Коэффициенты [37, рис. 8.4, с. 250 и рис. 8.5, с. 251]

$$f_4 = f\left(\frac{b}{l}; \frac{H}{l}\right);$$

$$k_7 = 10,69 - 0,1717 \cdot \delta_{\alpha\alpha,кор} + 0,001016 \cdot \delta_{\alpha\alpha,кор}^2 - 2,083 \cdot 10^{-6} \cdot \delta_{\alpha\alpha,кор}^3.$$

106) Перерезывающая сила в сечении над опорой, кН

$$Q_i = f_4 \cdot Q.$$

107) Касательное напряжение при действии перерезывающей силы, МПа

$$\tau = \frac{2 \cdot k_7 \cdot Q_i}{D_k \cdot s_R}.$$

108) Коэффициент, $\dot{I} \ddot{I} \grave{a}$

$$X_2 = 0,8 \cdot [\sigma].$$

109) Проверка условия

$$X_2 \geq \tau.$$

110) Коэффициенты [37, рис. 8.5, с. 251]

$$k_9 = 1,437 - 0,0125 \cdot \delta_{\acute{a}\grave{a}.kop} + 3,125 \cdot 10^{-5} \cdot \delta_{\acute{a}\grave{a}.kop}^2 + 8,6 \cdot 10^{-22} \cdot \delta_{\acute{a}\grave{a}.kop}^3,$$

$$X_3 = 1,25 \cdot [\sigma].$$

111) Радиус кривизны эллиптического днища в его верхней части, \grave{I}

$$R_{\acute{a}\grave{a}} = D_k.$$

112) Напряжение в днище от внутреннего давления, $\dot{I} \ddot{I} \grave{a}$

$$\sigma_{\dot{E}} = \frac{p_R \cdot R_{\acute{a}\grave{a}}}{2 \cdot s_R} + \frac{p_R}{4}.$$

113) Напряжение растяжения в выпуклом днище, $\dot{I} \ddot{I} \grave{a}$

$$\sigma_3 = 2 \cdot k_9 \cdot \frac{Q}{D_k \cdot s_R} + \sigma_{\dot{E}}.$$

114) Проверка условия

$$\sigma_3 \leq \tilde{O}_3.$$

115) Расчетная толщина эллиптического днища, \grave{I} , [37]

$$s_{R_{\acute{a}\grave{a}}} = \frac{p_R \cdot R_{\acute{a}\grave{a}}}{2 \cdot \varphi_p \cdot [\sigma] - 0,5 \cdot p_R}.$$

116) Фактическая толщина днища принимается близкой к толщине корпуса конструктивно, \grave{I}

$$s_{\acute{a}\grave{a}}.$$

117) Величина конструктивной прибавки, \grave{I}

$$\tilde{n}_{\acute{a}\grave{a}} = s_{\acute{a}\grave{a}} - s_R.$$

118) Внутренний диаметр водяных патрубков, \grave{I}

$$d_{\dot{I} \acute{a}\grave{a}} = 0,2 \cdot D_k.$$

119) Толщина стенки патрубков, \grave{I}

$$\delta_{\bar{n} \bar{i}} = \delta_{ap}.$$

120) Длина патрубков, \bar{i}

$$l_{\bar{i}} = 0,16 \cdot D_k.$$

121) Толщина трубной решетки, \bar{i}

$$S_p = 0,08 \cdot D_k.$$

122) Расстояние от оси корпуса до наиболее удаленной трубы решетки, \bar{i}

$$a_1 = \frac{D_k}{2} - d.$$

123) Коэффициент, учитывающий влияние давления воды в трубах

$$\eta_T = 1 - \frac{n \cdot d_{\bar{a}}^2}{4 \cdot a_1^2}.$$

124) Коэффициент, учитывающий влияние давление пара в межтрубном пространстве

$$\eta_M = 1 - \frac{n \cdot d^2}{4 \cdot a_1^2}.$$

125) Модуль упругости трубной решетки, \bar{i} \bar{i} \bar{a}

$$k_{\bar{o}} = \frac{E \cdot (\eta_T - \eta_M)}{0,5 \cdot l}.$$

126) Приведенное отношение жесткости труб к жесткости обечайки корпуса

$$\rho = \frac{k_{\bar{o}} \cdot a_1 \cdot l}{E \cdot \delta_{ap}}.$$

127) Радиус корпуса

$$a = 0,5 \cdot D_k.$$

128) Относительная характеристика безтрубного края решетки

$$m = \frac{a}{a_1}.$$

129) Относительная характеристика безтрубного края решетки по среднему диаметру трубы

$$m_{cp} = \frac{0,15 \cdot n \cdot (d - \delta)^2}{a_1^2}.$$

130) Приведенное давление, $\dot{I} \ddot{I} \dot{a}$, [37]

$$p_0 = \alpha \cdot (t_0 - t_T) \cdot k_y \cdot l + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m \cdot (m + 0,5 \cdot \rho)] \cdot p_i - \\ - [\eta_i - 1 + \delta_{\dot{n}\delta} + \delta \cdot (\delta + 0,3 \cdot \rho)] \cdot p_R.$$

131) Коэффициент жесткости трубной решетки

$$\psi_0 = 0,03964 - 0,3033 \cdot \eta_T + 1,242 \cdot \eta_T^2.$$

132) Коэффициенты

$$A' = \frac{|p_0|}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_p};$$

$$B' = \frac{\psi_0 \cdot l}{\delta_{ap}}.$$

133) Вспомогательный коэффициент [37, рис. 8.1, с. 266]

$$f_{1p} = f(A'; B').$$

134) Коэффициенты

$$z = \frac{43,7}{B'} \cdot \left[\frac{\delta_{ap}}{S_p \cdot (\eta_T - \eta_M)} \right]^2;$$

$$f_{2p} = \frac{\sqrt[4]{z}}{\sqrt[4]{z} + 1}.$$

135) Осевое усилие в трубе, $\dot{I} \ddot{I} \dot{a}$, [37]

$$N_T = \frac{\pi \cdot a_1^2}{4} \cdot [\eta_M \cdot p_R - \eta_T \cdot p_i + f_{2p} \cdot p_0].$$

136) Проверка условия по осевому усилию

$$N_T \leq [\sigma].$$

Эффективность аппарата

137) Прирост эксергии по холодному теплоносителю (вода), $\frac{\hat{e} \hat{A} \dot{\delta}}{K}$

$$\Delta E_x = E_{x2} - E_{x1} = G_w \cdot \left[c_w \cdot (t_{w2} - t_{w1}) - (t_{oc} + 273) \cdot c_w \cdot \ln \left(\frac{t_{w2} + 273}{t_{w1} + 273} \right) \right].$$

138) Прирост эксергии по горячему теплоносителю (водяной пар), $\frac{\hat{e}\hat{A}\hat{\delta}}{K}$

$$\Delta E_T = E_{T1} - E_{T2} = G_i \cdot [(i_1 - i_2) - (t_{oc} + 273) \cdot (s_1 - s_2)].$$

139) Эксергетический КПД аппарата

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_X}{\Delta E_T} = \frac{E_{X2} - E_{X1}}{E_{T1} - E_{T2}}.$$

6.2 Результаты расчетов

Результаты расчетов (табл. 6.1, рис. 6.2), выполненных в соответствии с приведенным алгоритмом, показывают, что с увеличением температуры воды на входе в конденсатор t_{w1} от $50^{\circ}\tilde{N}$ до $70^{\circ}\tilde{N}$ его эксергетический КПД возрастает почти в линейной зависимости.

Таблица 6.1 – Влияние температуры воды на входе в конденсатор на эксергетический КПД и площадь теплообменной поверхности аппарата

$t_{w1}, ^{\circ}\tilde{N}$	50	60	70
η_{ex}	0,4987	0,6119	0,7187
$F, \text{м}^2$	48,96	58,7	74,8

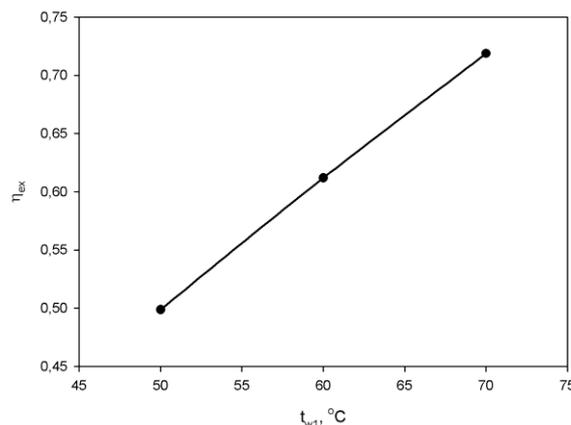


Рисунок 6.2 – Зависимость эксергетического КПД от температуры нагреваемой ВОДЫ

При увеличении температуры t_{w1} от $50^{\circ}\tilde{N}$ до $60^{\circ}\tilde{N}$ это возрастание составило 22,7 %, а с увеличением t_w от $60^{\circ}\tilde{N}$ до $70^{\circ}\tilde{N}$ оно составило уже 17,45% (рис. 6.2).

Площадь, занимаемая конденсатором, при возрастании температуры t_{w1} , увеличивается, при этом с повышением от $50^{\circ}\tilde{N}$ до $60^{\circ}\tilde{N}$ она возрастает на 11,6 %, а с повышением от $60^{\circ}\tilde{N}$ до $70^{\circ}\tilde{N}$ – на 18,35 % (рис. 6.3).

Масса аппарата, определяющая металлоемкость конструкции, рассчитывалась для разных температур воды на входе в аппарат t_{w1} и рассматриваемых диаметров труб. Основные результаты приведены в табл. 6.2 и на рис. 6.4. Все расчеты сделаны для отношения длины аппарата к его диаметру $l/D \cong 12$.

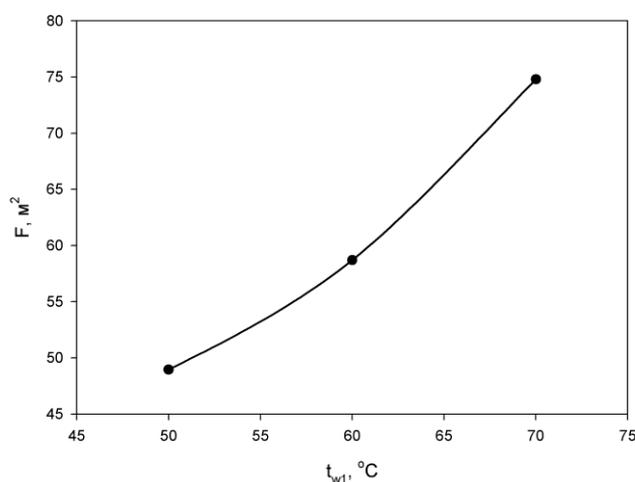


Рисунок 6.3 – Зависимость требуемой площади теплообменной поверхности от температуры воды t_{w1}

Таблица 6.2 – Масса конденсатора в зависимости от диаметра труб и температуры воды на его входе

$t_{w1}, ^{\circ}\tilde{N}$	50	60	70
$d \times \delta, \text{ì ì}$			
26 × 3	17581	20848	26268
36 × 3	17076	19923	24837
48 × 4	22370	25818	31986

Из результатов расчета следует, что с увеличением температуры воды t_{w1} масса аппарата растет по параболическому закону. При увеличении температуры

с $50^{\circ}\tilde{N}$ до $60^{\circ}\tilde{N}$ масса аппарата независимо от диаметра трубы возрастает на 15-18 %, а увеличении температуры с $60^{\circ}\tilde{N}$ до $70^{\circ}\tilde{N}$ – на 24-26 %. Минимальной масса аппарата будет при использовании труб $d \times \delta = (36 \times 3) \text{ мм}$.

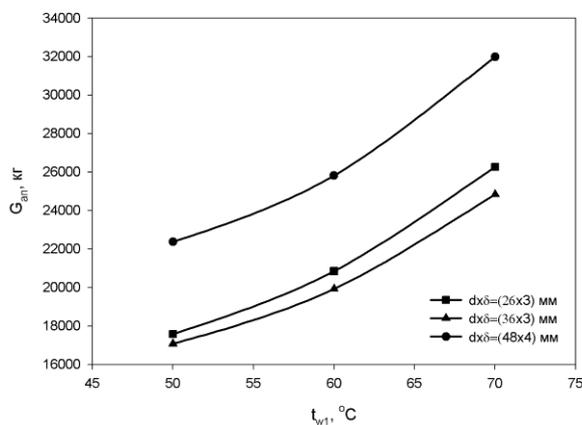


Рисунок 6.4 – Зависимость массы аппарата от температуры воды на входе в аппарат t_{w1} в зависимости от диаметра труб при $l/D \cong 12$

Оценивая аппарат по величине удельного теплового потока и коэффициенту теплопередачи в зависимости от температуры воды на входе в аппарат (рис. 6.5) и внутреннего диаметра труб (рис. 6.6), необходимо отметить, что с увеличением диаметра труб аппарата увеличиваются и эти показатели. Однако при изменении диаметра от $d \times \delta = (36 \times 3) \text{ мм}$ до $d \times \delta = (48 \times 4) \text{ мм}$ его влияние уже не столь существенно.

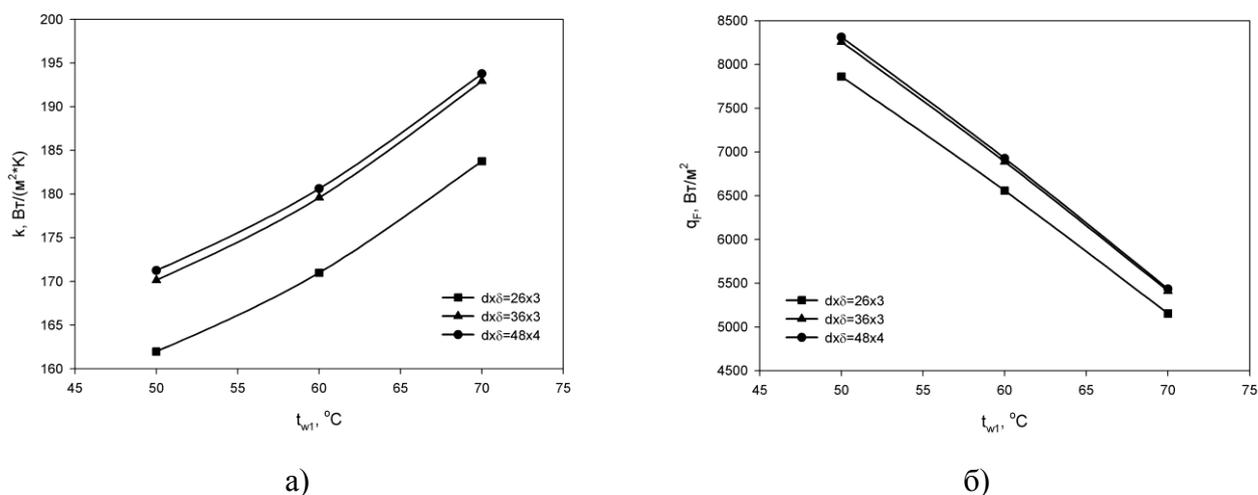


Рисунок 6.5 – Зависимость коэффициента теплопередачи (а) и удельного теплового потока (б) в аппарате при разных температурах воды на входе в аппарат t_{w1}

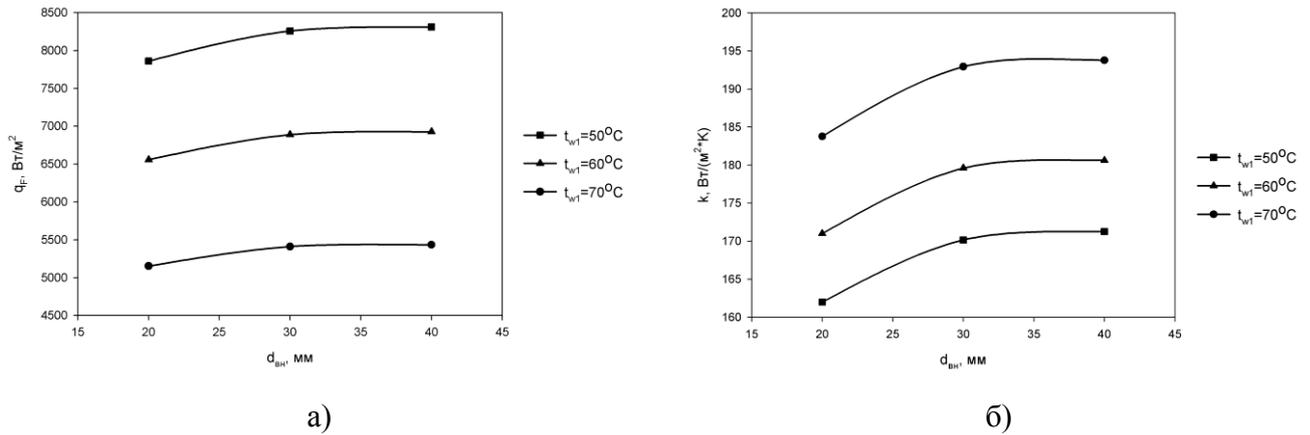


Рисунок 6.6 – Зависимость удельного теплового потока (а) и коэффициента теплопередачи (б) в аппарате от внутреннего диаметра труб конденсатора

Результаты расчетов для построения зависимостей рис.6.5 и 6.6 приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3 – Коэффициент теплопередачи и удельный тепловой поток в зависимости от принятого диаметра труб и температуры воды на входе в аппарат

$d_{\text{вн}}, \text{мм}$	$t_{w1}, ^\circ\text{C}$	$k, \frac{\hat{A}\dot{\theta}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{E}}$	$q_F, \frac{\hat{A}\dot{\theta}}{\hat{i}^2}$
20	50	162	7862
	60	171	6559
	70	184	5153
30	50	170	8259
	60	180	6889
	70	193	5411
40	50	171	8312
	60	181	6928
	70	194	5435

Исходя из полученных результатов можно сделать вывод, что наименее металлоемким и наиболее эффективным по коэффициенту теплопередачи будет вариант исполнения с трубами $d \times \delta = (36 \times 3) \text{ мм}$. Эксергетическая эффективность аппарата не зависит от диаметра труб, но зависит от температуры воды на входе в аппарат при условии поддержания постоянной величины нагрева воды в аппарате. Наибольшую эффективность эксергетический КПД аппарата будет иметь при $t_{w1} = 70^\circ\text{C}$.

7 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБРАЗЦА ЖИДКОСТНО-ПАРОВОГО СТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА

7.1 Экспериментальный стенд, измерительные приборы и определение погрешностей измерений

7.1.1 Схема и описание экспериментального стенда

В лаборатории кафедры технической теплофизики СумГУ сконструирован экспериментальный стенд для исследования характеристик жидкостно-парового эжектора вакуумной установки, принципиальная схема которого приведена на рис. 7.1.

Экспериментальная установка для исследований жидкостно-парового эжектора в вакуумном режиме (рис. 7.1) состоит непосредственно из эжектора 1, двух греющих емкостей 2 и 18 для нагрева воды и подачи ее на активное и пассивное сопла эжектора и вспомогательных коммуникаций, трубопроводов и арматуры.

В качестве рабочей среды для нагрева и подачи активное сопло эжектора используется проточная вода, которая берется из общей сети, находящейся непосредственно в помещении испытательного бокса и подается в греющую емкость 2 насосами 9 и 10. В качестве рабочей среды для подачи в пассивное сопло эжектора используется атмосферный воздух, который попадает в емкость 18 непосредственно из помещения испытательного бокса.

При испытаниях жидкостно-парового эжектора питательная вода для подачи в активное сопло берется из емкостей 8 и 14, куда наполняется из общей сети, находящейся непосредственно в помещении испытательного бокса и с помощью насосов 9 и 10 подается в греющую емкость 2. Запорные вентили 4 и 12 служат для прекращения подачи питательной воды в греющую емкость после ее наполнения. Уровень жидкости в греющей емкости контролируется вентилем 5. Затем питательная вода нагревается блоком ТЭНов 7 до необходимого давления. Давление в емкости контролируется манометром показывающим 6.

Предохранительный клапан 3 служит для аварийного сброса давления в случае превышения допустимого значения. Слив отработанной воды в дренаж осуществляется с помощью дренажного вентиля 15.

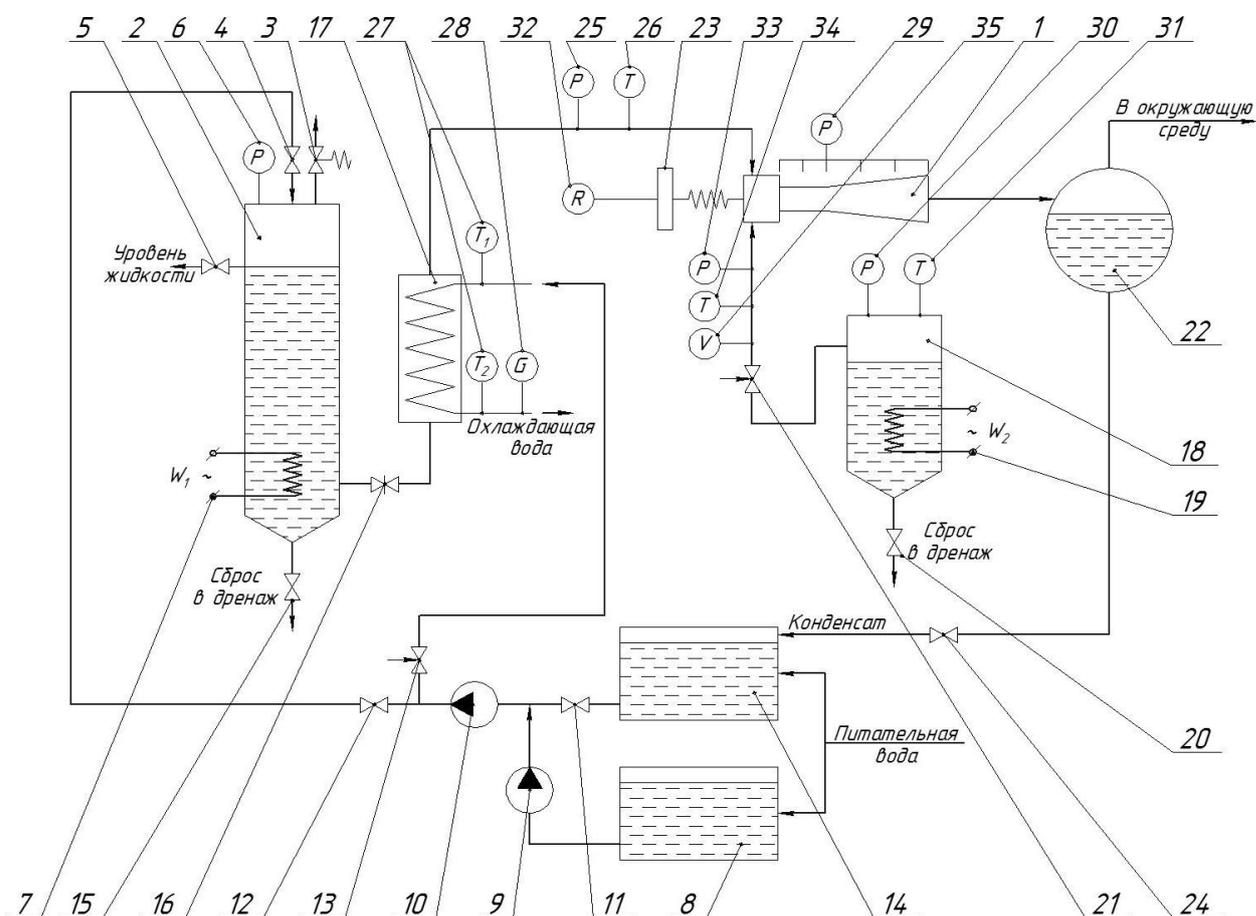


Рисунок 7.1 – Принципиальная схема экспериментального стенда для исследования характеристик жидкостно-парового эжектора вакуумной установки

- 1 – жидкостно-паровой эжектор, 2, 18 – греющая емкость,
 3 – предохранительный клапан, 4, 5, 11, 12, 15, 20, 24 – вентиль запорный,
 6, 25, 29, 30 – манометр образцовый, 7, 19 – блок ТЭНов,
 8, 14 – емкость для воды, 9, 10 – насос, 13, 16, 21 – вентиль регулировочный, 17 – теплообменник типа «труба в трубе», 22 – сепаратор,
 23 – весы цифровые, 26, 27, 31, 34 – цифровой мультиметр,
 28 – расходомер массовый, 33 – вакуумметр образцовый,
 35 – счетчик объемного расхода

После нагрева и достижения необходимого значения давления пар, находящийся в состоянии насыщения, через теплообменник типа «труба в трубе» 17 попадает в активное сопло эжектора. Регулирование расхода пара осуществляется вентилем 16. Охлаждающая вода для теплообменника типа «труба в трубе» берется емкостей 8 и 14, куда поступает из общей сети. Циркуляция воды через теплообменник осуществляется с помощью насосов 9 и 10. Вентили запорной арматуры 11 и 12 служат для открытия или закрытия подачи охлаждающей воды на насосы. Регулирование подачи охлаждающей воды осуществляется с помощью регулировочного вентиля 13.

При прохождении пара через теплообменник типа «труба в трубе» 17 происходит его охлаждение, обеспечивая недогрев и движущую силу в активном сопле жидкостно-парового эжектора. Давление пара при этом не изменяется. На участке от греющей емкости до активного сопла контролируются следующие параметры: давление пара перед входом в активное сопло эжектора манометром образцовым 25, температура пара перед входом в активное сопло эжектора цифровым мультиметром 26, температура охлаждающей воды на входе и на выходе из теплообменника двумя цифровыми мультиметрами 27, массовый расход охлаждающей воды при прохождении ее через теплообменник расходомером массовым 28.

Для подачи в пассивное сопло эжектора используется атмосферный воздух, который попадает в греющую емкость 18 непосредственно из помещения испытательного бокса. Затем он нагревается блоком ТЭНов 19 до необходимого давления и температуры. Давление в греющей емкости 18 контролируется манометром образцовым 30. Температура в греющей емкости 18 контролируется цифровым мультиметром 31. Сброс отработанного воздуха в дренаж осуществляется с помощью дренажного вентиля 20.

После нагрева и достижения необходимого значения давления воздух попадает в пассивное сопло эжектора. Регулирование расхода воздуха осуществляется вентилем 21. На участке от греющей емкости до пассивного сопла контролируются следующие параметры: величина вакуума воздуха перед

входом в пассивное сопло эжектора вакуумметром образцовым 33, температура воздуха перед входом в пассивное сопло эжектора цифровым мультиметром 34 и объемный расход воздуха счетчиком объемного расхода 35.

После подачи пара в активное сопло эжектора и воздуха в пассивное сопло, происходит их смешивание. За счет недогрева пара создается движущая сила и поток, движущийся в активном сопле эжектора, приводит в движение поток из пассивного сопла. На выходе из эжектора смешанный поток попадает в сепаратор 22, где разделяется на паровую и жидкую фазы. Паровая фаза через трубопровод выбрасывается в окружающую среду, а жидкая фаза по трубопроводам сливается в емкость 14, из которой насосом откачивается для наполнения греющей емкости 2 или охлаждения пара в теплообменнике 17. Вентиль запорной арматуры 24 служит для открытия или закрытия слива жидкой фазы из сепаратора.

При прохождении потока через эжектор выполняется измерение давления и величины вакуума в пяти характерных сечениях. Замер давления и величины вакуума осуществляется манометрами образцовыми и вакуумметрами образцовыми 29.

7.1.2 Цифровой прибор, термомпара и терморезистор для измерения температуры

На рис. 7.2 изображен цифровой мультиметр Mastech M-838 и термомпара TP-01A для измерения температуры.

Цифровой мультиметр Mastech M-838 представляет собой универсальный прибор, предназначенный для измерения целого ряда величин, таких как DC и AC напряжения, DC тока, сопротивления, диода, температуры, hFE и продолжительности издаваемого звука. Технические характеристики цифрового мультиметра Mastech M-838 приведены в таблице 7.1.



Рисунок. 7.2 – Цифровой мультиметр Mastech M-838 и термопара TP-01A

Таблица 7.1 – Технические характеристики цифрового мультиметра Mastech M-838

Параметры	Значение параметра
Количество измерений в секунду	2
Постоянное напряжение	0,1 мВ ÷ 1000 В
Переменное напряжение	0,1 В ÷ 750 В
Постоянный ток	2 мА ÷ 10 А
Диапазон частот по переменному току	40 ÷ 400 Гц
Сопротивление	0,1 Ом ÷ 2 МОм
Входное сопротивление	1 МОм
Температура	-20 ÷ +1370 °С
Коэффициент усиления транзисторов h21	до 1000
Режим «прозвонка»	< 1 кОм
Питание	9 В (типа NEDA 1604, крона ВЦ)
Габариты, мм	65x125x28
Вес, г (с батареей)	180

Термопара представляет собой термоэлемент, проводники которого изготавливаются из двух различных материалов. В данном случае использовался хромель-копелевый (ТХК) тип термопары [43]. При проведении исследования термопара чувствительным концом присоединяется к стенке трубы в непосредственном месте измерения температуры. Нижний предел диапазона измеряемых температур составляет -200°C , верхний предел диапазона измеряемых температур составляет 600°C . Погрешность измерений составляет $0,75\% \pm 2,5^{\circ}\text{C}$.

Принцип действия термопары основан на эффекте Зеебека, иначе термоЭДС. Когда концы проводника находятся при разных температурах, между ними возникает разность потенциалов, пропорциональная разности температур, коэффициент пропорциональности называют коэффициентом термоЭДС. У разных металлов коэффициент термоЭДС разный и, соответственно, разность потенциалов, возникающая между концами разных проводников, будет различная. Помещая спай из металлов с отличными коэффициентами термоЭДС в среду с температурой T_1 мы получим напряжение между противоположными контактами находящимися при другой температуре T_2 , которое будет пропорционально разности температур T_1 и T_2 .

Наиболее распространены два способа подключения термопары к измерительным преобразователям: простой и дифференциальный. В первом случае измерительный преобразователь подключается напрямую к двум термоэлектродам. Во втором случае используются два проводника с разными коэффициентами термоЭДС, спаянные в двух концах, а измерительный преобразователь включается в разрыв одного из проводников.

Преимущества термопар: большой температурный диапазон измерения (от -200°C до $1800 \div 2200^{\circ}\text{C}$), простота, дешевизна, надежность.

Недостатки термопар: точность более 1°C трудно достижима, необходимо использовать термометры сопротивления или термисторы, на показания влияет температура свободных концов, на которую необходимо вносить поправку, возникает погрешность от изменения температуры холодного спая, эффект

Пельтье (в момент снятия показаний, необходимо исключить протекание тока через термопару, т. к. ток, протекающий через неё, охлаждает горячий спай и разогревает холодный), нелинейная зависимость термоЭДС от температуры.

Для сравнения величины измеряемой температуры и оценки погрешности показаний термопары использовался терморезистор прямого подогрева с отрицательным температурным коэффициентом сопротивления ММТ-4, изображенный на рис. 7.3. Данный тип терморезисторов предназначен для работы в цепях постоянного, пульсирующего и переменного тока частотой до 400 Гц в импульсных режимах, для измерения и регулирования температуры, а также для температурной компенсации элементов электрической цепи с положительным температурным коэффициентом сопротивления. Диапазон номинальных сопротивлений терморезистора ММТ-4 составляет $1 \cdot 10^3 \div 220 \cdot 10^3$, максимальная мощность рассеяния 560 мВт , температурный коэффициент сопротивления – $(2,4 \div 5,0) \% / ^\circ\text{C}$, коэффициент температурной чувствительности $2060 \div 4300 \text{ К}$.

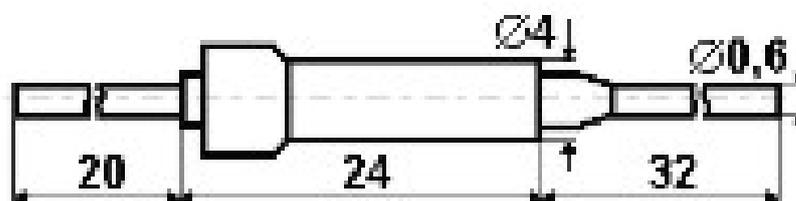


Рисунок 7.3 – Терморезистор ММТ-4

Терморезистор представляет собой резистор, выполненный из металлической проволоки или пленки и имеющий известную зависимость электрического сопротивления от температуры. Наиболее распространенный тип терморезисторов – платиновые термометры. Это объясняется тем, что платина имеет высокий температурный коэффициент сопротивления и высокую стойкость к окислению. Эталонные термометры изготавливаются из платины высокой чистоты с температурным коэффициентом не менее $0,003925$. В качестве рабочих средств измерений применяются также медные и никелевые термометры. В стандарте [44] приведены диапазоны, классы допуска, таблицы НСХ и

стандартные зависимости сопротивление-температура. В стандарте впервые отказались от нормирования конкретных номинальных сопротивлений. Сопротивление изготовленного термометра может быть любым. Промышленные платиновые термометры сопротивления в большинстве случаев используются со стандартной зависимостью сопротивление-температура (НСХ), что обуславливает погрешность не лучше $0,1^{\circ}\text{C}$ (класс АА при 0°C). Термометры сопротивления на основе напыленной на подложку пленки отличаются повышенной вибропрочностью, но меньшим диапазоном температур. Максимальный диапазон, в котором установлены классы допуска платиновых термометров для проволочных чувствительных элементов составляет 660°C (класс С), для пленочных 600°C (класс С).

Для промышленных терморезисторов используется уравнение Каллендара – Ван Дьюзена, с известными коэффициентами, которые установлены экспериментально и нормированы в международном стандарте [45]:

$$R_T = R_0 \cdot [1 + A \cdot T + B \cdot T^2 + C \cdot T^3 \cdot (T - 100)] \text{ при } -200^{\circ}\text{C} < T < 0^{\circ}\text{C}, \quad (7.1)$$

$$R_T = R_0 \cdot [1 + A \cdot T + B \cdot T^2] \text{ при } 0^{\circ}\text{C} \leq T < 850^{\circ}\text{C}, \quad (7.2)$$

где R_T – сопротивление при T , $^{\circ}\text{C}$,

R_0 – сопротивление при 0°C ,

A , B , C – константы, для платинового сопротивления $A = 3,9083 \cdot 10^{-3} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$,
 $B = -5,775 \cdot 10^{-7} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-2}$, $C = -4,183 \cdot 10^{-12} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-4}$.

Поскольку коэффициенты B и C относительно малы, сопротивление растёт почти линейно по мере роста температуры.

Для термометров повышенной точности выполняется градуировка в ряде температурных точек и определяются индивидуальные коэффициенты вышеприведенной зависимости.

Существует 3 схемы включения датчика в измерительную цепь:

- 2-х проводная. В схеме подключения простейшего терморезистора используется два провода. Такая схема используется там, где не требуется высокой точности, так как сопротивление выводов включается в измеренное

сопротивление и приводит к появлению дополнительной погрешности. Такая схема не применяется для терморезисторов класса А и АА.

- 3-х проводная обеспечивает значительно более точные измерения, за счёт того, что появляется возможность измерить отдельно сопротивление подводящих проводов и вычесть его из суммарного измеренного сопротивления.
- 4-х проводная – наиболее точная схема, обеспечивает полное исключение влияния подводящих проводов. Недостаток – увеличение объёма используемого материала, стоимости и габаритов сборки.

В промышленности наиболее распространенной является 3-х проводная схема. Для точных, эталонных измерений используется только 4-х проводная схема.

Преимущества терморезисторов: высокая точность измерений (обычно лучше $\pm 1^{\circ}\text{C}$), может достигать до $0,001^{\circ}\text{C}$, возможность исключения влияния изменения сопротивления линий связи на результат измерения при использовании 3-х или 4-х проводной схемы измерений, практически линейная характеристика.

Недостатки терморезисторов: малый диапазон измерений (по сравнению с термопарами), не могут измерять высокую температуру (по сравнению с термопарами).

7.1.3 Определение температурных полей в жидкостно-паровом эжекторе с помощью тепловизионной съемки

С целью определения температурного напора между потоками, движущимися в активном и пассивном соплах эжектора непосредственно в месте их контакта, распределения температуры сред в рабочей полости эжектора и на поверхности корпуса для экспериментальной оценки тепловых потерь в окружающую среду и интенсивности процессов, проходящих в эжекторе, был применен новейший подход с применением тепловизионной съемки, которая дает высокоточные результаты без применения сложных систем контактного измерения температуры.

Методом непосредственного контроля над полученными результатами служит их сравнение с результатами, полученными при замере температур с помощью цифрового мультиметра, описанного выше.

Тепловизионная съемка проводилась с использованием тепловизора компании Fluke, модель Ti25 (серийный номер Ti25-09070166), который прошел государственную метрологическую аттестацию. Его внешний вид показан на рис. 7.4.



Рисунок. 7.4 - Внешний вид тепловизора Fluke Ti25

Принцип действия этого прибора основан на съемке изображения в диапазоне коротко- и длинноволнового инфракрасного излучения с длинами волн $(2\div 15)$ мкм.

Результатом съемки является цветная картинка, в которой цвет определяет температуру фотографируемого объекта.

Тепловизор Fluke Ti25 [42] имеет такие основные технические характеристики: диапазон измеряемых температур $(-20\div +350)^{\circ}\text{C}$, цена деления при измерении температуры $0,1^{\circ}\text{C}$, погрешность измерения не превышает $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

С целью повышения точности измерений в процессе работы все время проводилась фокусирование и калибрование прибора. Кроме того, при измерениях диапазон выставлялся вручную, что, по словам производителя, также должно повышать точность измерений.

Применение новейшей технологии IR-Fusion, которую поддерживает этот тепловизор, дало возможность одновременной съемки двумя камерами: собственно инфракрасной и обычной фотокамерой. Наложение этих изображений с использованием при съемке прозрачной проточной части жидкостно-парового эжектора, дало возможность определять выше упомянутые температурные напоры в аппарате с высокой точностью, так как из видимого изображения очень хорошо видно рабочую зону эжектора, а инфракрасная камера позволяет определить температуру поверхности эжектора в любой точке рабочей зоны аппарата. Непосредственное определение температур рабочей среды или поверхности эжектора необходимо выполнять с учетом температурного сопротивления стенок, ограничивающего исследуемые зоны. Влияние температурного сопротивления будет скомпенсировано при определении искомых температурных напоров, то есть, когда определяется разность температур.

7.1.4 Функциональное описание экспериментального стенда

Экспериментальный стенд состоит из расположенных по месту вентилей запорных разного проходного сечения с ручным управлением; вентилей регулировочных; расходомера массового для измерения расхода охлаждающей воды; счетчика объемного расхода для измерения расхода воздуха, подаваемого на пассивное сопло эжектора; манометра образцового для измерения давления в греющей емкости для нагрева пара, который подается в активное сопло эжектора; манометра образцового для измерения давления пара перед входом в активное сопло эжектора; манометров образцовых и вакуумметров образцовых для измерения давления в характерных пяти сечениях эжектора; манометра

образцового для измерения давления в греющей емкости для нагрева воздуха, который подается в пассивное сопло эжектора; вакуумметра образцового для измерения величины вакуума воздуха перед входом в пассивное сопло эжектора; цифрового мультиметра для измерения температуры пара перед входом в активное сопло эжектора; двух цифровых мультиметров для измерения температуры охлаждающей воды на входе и на выходе из теплообменника; цифрового мультиметра для измерения температуры в греющей емкости для нагрева воздуха, который подается в пассивное сопло эжектора и цифрового мультиметра для измерения температуры воздуха перед входом в пассивное сопло эжектора.

Контроль за питанием стенда осуществляется с помощью автоматического переключателя, который в случае возникновения короткого замыкания отключает стенд от сети. В случае аварийных ситуаций предусмотрена возможность аварийного останова стенда и сброса избытка давления через предохранительный клапан, находящийся на греющей емкости для нагрева пара, который подается в активное сопло эжектора.

Кроме того, в стенде предусмотрена возможность смены различных сопел. Для этого в конструкции предусмотрен прижимной фланец который обеспечивает фиксацию активного сопла и позволяет свободно заменять фланец.

По причине сложности процессов, происходящих в эжекторе, и с целью визуализации рабочего процесса жидкостно-парового эжектора при работе в вакуумном режиме предусмотрена замена эжектора на плоскопараллельный с прозрачными боковыми стенками.

7.1.5 Программа экспериментальных исследований

Для решения поставленных в работе задач на экспериментальном стенде выполнялись следующие экспериментальные исследования:

1. Для истечения из сопла метастабильно перегретой жидкости, исследования характера формирования рабочей струи пара и особенностей ее геометрии при

известных и постоянных параметрах окружающей среды в лаборатории (давление окружающей среды $P_{o.c.}$ и температура окружающей среды $t_{o.c.}$) и заданной величине давления в греющей емкости для нагрева пара, который подается в активное сопло жидкостно-парового эжектора P_{em1} :

а) измерялись величины давления пара на входе в активное сопло эжектора P_{01} , температуры пара на входе в активное сопло эжектора t_{01} , давления в горле активного сопла эжектора $P_{Г}$, силы реакции струи R в интервале давлений в греющей емкости для нагрева пара, который подается в активное сопло жидкостно-парового эжектора $P_{em1} = 15,55 \div 25,0$ бар и различных недогревах питательной воды;

б) измерялись значения температуры на входе и на выходе охлаждающей воды, проходящей через теплообменник типа «труба в трубе» $t_{в1}$ и $t_{в2}$, а также величина массового расхода охлаждающей воды, проходящей через теплообменник $G_в$ в интервале давлений в греющей емкости для нагрева пара, который подается в активное сопло жидкостно-парового эжектора $P_{em1} = 15,55 \div 25,0$ бар и различных недогревах питательной воды;

в) выполнена фотосъемка общего вида рабочей струи пара в интервале давлений в греющей емкости для нагрева пара, который подается в активное сопло жидкостно-парового эжектора $P_{em1} = 15,55 \div 25,0$ бар и различных недогревах питательной воды.

2. Для определения величины коэффициента инжекции жидкостно-парового эжектора при известных и постоянных параметрах окружающей среды в лаборатории (давление окружающей среды $P_{o.c.}$ и температура окружающей среды $t_{o.c.}$) и заданных величинах давления в греющей емкости для нагрева пара, который подается в активное сопло жидкостно-парового эжектора P_{em1} и в греющей емкости для нагрева воздуха, который подается в пассивное сопло жидкостно-парового эжектора P_{em2} , а также при заданной температуре в греющей емкости для нагрева воздуха, который подается в пассивное сопло жидкостно-парового эжектора t_{em2} :

а) измерялись те же величины, что и в пункте а) первого исследования и величины давления P_{01} и температуры t_{01} пара на входе в пассивное сопло эжектора, а также объемный расход воздуха, подаваемого на пассивное сопло эжектора V_{01} в интервале давлений в греющей емкости для нагрева пара, который подается в активное сопло жидкостно-парового эжектора $P_{ем1} = 15,55 \div 25,0$ бар, в интервале давлений в греющей емкости для нагрева воздуха, который подается в пассивное сопло жидкостно-парового эжектора $P_{ем2} = 0,1 \div 1,0$ бар и различных недогревах питательной воды;

б) измерялись те же величины, что и в пункте б) первого исследования;

в) измерялись значения давлений и величины вакуума в пяти характерных сечениях жидкостно-парового эжектора $P_{01} \div P_4$.

3. Для плоскопараллельного сопла, с целью визуализации рабочего процесса жидкостно-парового эжектора запланирована тепловизионная съемка в продольном направлении движения рабочей среды в интервале давлений в греющей емкости для нагрева пара, который подается в активное сопло жидкостно-парового эжектора $P_{ем1} = 15,55 \div 25,0$ бар, в интервале давлений в греющей емкости для нагрева воздуха, который подается в пассивное сопло жидкостно-парового эжектора $P_{ем2} = 0,1 \div 1,0$ бар и различных недогревах питательной воды.

7.1.6 Определение погрешностей прямых и непрямых измерений

В работе нас интересуют величины погрешностей измерений давлений и температур пара, который подается на активное сопло эжектора в характерных точках; давлений и температур воздуха, который подается на пассивное сопло эжектора в характерных сечениях; погрешности измерения массового расхода охлаждающей воды, проходящей через теплообменник типа «труба в трубе»; объемного расхода воздуха, который подается на пассивное сопло эжектора и погрешности измерения силы реакции струи. В соответствии с [39, 40] большинство величин, определяемых в работе, являются результатами непрямых измерений. При определении погрешностей непрямых измерений необходимо

знать функциональные зависимости, связывающие результаты прямых измерений с погрешностями их определения. Погрешности результатов прямых измерений состоят из систематических и случайных [40].

С целью исключения случайных погрешностей выполнялось не одно, а серия измерений. Систематические погрешности прямых измерений физических величин, в свою очередь, состоят из ошибок: размещения, инструментальных, субъективных и метода измерений. Погрешности размещения сводились к минимуму за счет наперед заданной величины, поскольку при монтаже измерительных приборов выполнялись рекомендации-завода изготовителя и правил эксплуатации. Инструментальные погрешности определялись классом точности и ценой деления приборов, т. к. выполнялись правила их монтажа и эксплуатации. Субъективные погрешности измерений исключались выполнением ряда одинаковых экспериментов разными исследователями.

При определении погрешностей непрямых измерений закон распределения погрешностей принимался нормальным, поскольку эти измерения являются функциями целого ряда величин. Например, при определении давления пара, который подается на активное сопло эжектора – это давление и температура воздуха в помещении лаборатории, величина расхода пара, регулируемая вентилем, и температура пара, которая зависит от недогрева, который обеспечивается прохождением пара через теплообменник типа «труба в трубе». Как следствие, теория Ляпунова гласит: «В тех отдельных случаях, когда суммарная погрешность является результатом общего действия ряда факторов, каждый из которых вносит малую часть в общую погрешность, то, по какому бы закону не были бы распределены погрешности, вызванные действием каждого из факторов, результат их суммарного действия приведет к гауссовскому распределению погрешностей» [41].

В процессе экспериментального исследования выполнялось несколько измерений контролируемых величин, потом определялась средняя арифметическая величина, например, величина температуры пара на входе в активное сопло эжектора. Так как термомпара, измеряющая эту величину, находилась на внешней стенке трубы, а не непосредственно в потоке проходящего пара, то необходимо определить погрешность измерения данной

величины. Расчетная схема для определения величины погрешности измерения температуры пара на входе в активное сопло эжектора представлена на рис. 7.5.

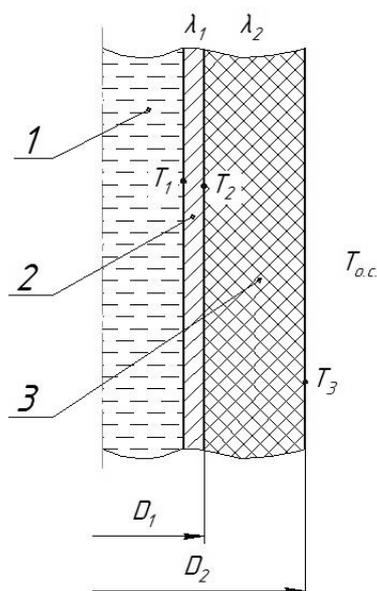


Рисунок 7.5 - Расчетная схема для определения величины погрешности измерения температуры пара на входе в активное сопло эжектора
1 – поток пара, движущийся внутри трубы, 2 – труба, 3 - изоляция

Исходные данные для расчета:

- $d_1 = 0,028$ м – наружный диаметр трубы,
- $\delta_1 = 0,0035$ м – толщина стенки трубы,
- $T_2 = 150\div 210^{\circ}\text{C}$ – температура на наружной поверхности трубы,
- $\delta_2 = 0,1$ м – толщина теплоизоляции,
- $T_{o.c.} = 20^{\circ}\text{C}$ – температура окружающей среды,
- $\alpha_1 = 1800$ Вт/(м²·К) – коэффициент теплоотдачи пара к внутренней поверхности трубы,
- $\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·К) – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубы к воздуху,
- $\lambda_1 = 52$ Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности металла трубы,
- $\lambda_2 = 0,045$ Вт/(м²·К) – коэффициент теплопроводности теплоизоляции.

Расчетные уравнения для тепловых потоков берем из уравнения Ньютона-Рихмана.

Уравнение теплоотдачи от пара к внутренней поверхности трубы:

$$q_1 = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \alpha_1 \cdot (T_1 - T_2), \quad (7.3)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м,

α_1 – коэффициент теплоотдачи пара к внутренней поверхности трубы, Вт/(м²·К),

T_1 – температура пара, движущегося внутри трубы, °С,

T_2 – температура на наружной поверхности трубы, °С.

Уравнение теплопроводности через многослойную цилиндрическую стенку (с учетом изоляции):

$$q_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot (T_2 - T_3)}{\frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_1}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (7.4)$$

где T_3 – температура на поверхности изоляции, °С,

λ_1 – коэффициент теплопроводности металла трубы, Вт/(м·К),

λ_2 – коэффициент теплопроводности теплоизоляции, Вт/(м·К),

d_1 – наружный диаметр трубы, м,

d_2 – наружный диаметр изоляции, м.

Из выше приведенных уравнений определяя температуру пара, движущегося внутри трубы и температуру на поверхности изоляции для двух предельных режимов, для температуры на поверхности трубы 150°С и 210°С можно сделать вывод о том что разница температуры среды внутри трубы и температурой на поверхности стенки составляет не более 0,2°С.

7.2 Результаты экспериментальных исследований

При испытании активного сопла жидкостно-парового компрессора измерялись следующие параметры:

τ , мин - время прошедшее от начала эксперимента;

p_0 , бар - давление насыщения;

p_* , бар - давление в горле сопла;

t_0 , °С - температура воды на входе в активное сопло;

R , кг - реакция струи.

В таблицах 7.2, 7.3, 7.4 представлены экспериментальные данные для трех характерных режимов при $p_0 = 15,55 \text{ бар}$, $p_0 = 20,25 \text{ бар}$, $p_0 = 25,03 \text{ бар}$.

Таблица 7.2 – Результаты проведенного эксперимента при $p_0 = 15,55 \text{ бар}$, $t_{oc} = 16^{\circ}C$, охлаждение 3/4 теплообменника, прямоток.

τ , мин	P_0 , дел.	P_0 , бар	P_z , бар	t_0 , $^{\circ}C$	R , кг
0	70	16,8	8,4	110	6,60
0,5	69	16,56	9,5	154	7,96
1,0	69	16,56	10,4	168	8,10
1,5	68	16,32	10,6	173	8,28
2,0	67	16,08	10,8	177	8,27
2,5	67	16,08	11,0	178	8,24
3,0	66	15,84	11,0	180	8,22
3,5	66	15,84	11,3	182	8,12
4,0	65	15,6	11,2	183	8,08
4,5	65	15,6	11,1	184	8,07
5,0	64	15,36	11,0	184	7,98
5,5	64	15,36	11,0	184,5	7,88
6,0	63	15,12	10,9	184	7,79
6,5	62,5	15,0	10,8	184	7,69
7,0	62	14,88	10,7	183	7,58

Таблица 7.3 – Результаты проведенного эксперимента при $p_0 = 20,25 \text{ бар}$, $t_{oc} = 16^{\circ}C$, охлаждение 1/3 теплообменника, прямоток.

τ , мин	P_0 , дел.	P_0 , бар	P_z , бар	t_0 , $^{\circ}C$	R , кг
0	96	23,04	13,8	167	11,43
0,5	95	22,8	14,7	181	11,93
1,0	94	22,56	15,1	188	11,90
1,5	93	22,32	15,2	191	11,82
2,0	92	22,08	15,4	193	11,75
2,5	91	21,84	15,2	195	11,70
3,0	90	21,6	15,2	195	11,55
3,5	89	21,36	15,1	196	11,39
4,0	88	21,12	15,0	196	11,31
4,5	88	21,12	15,0	196	11,10
5,0	87	20,88	14,8	196	10,95
5,5	86	20,64	14,6	195	10,69
6,0	84	20,16	14,4	194	10,56
6,5	82	19,68	14,0	194	10,28
7,0	81	19,44	13,7	193	10,08
7,5	77	18,48	13,2	191	9,65

Таблица 7.4 – Результаты проведенного эксперимента при $p_0 = 25,03 \text{ бар}$, $t_{oc} = 16^{\circ}C$, охлаждение 3/4 теплообменника, прямоток.

τ , мин	P_0 , дел.	P_0 , бар	P_2 , бар	t_0 , $^{\circ}C$	R , кг
0	113	27,12	16,2	180	13,30
0,5	111	26,64	16,5	186	13,55
1,0	110	26,40	16,6	190	13,50
1,5	108	25,92	16,6	192	13,44
2,0	107	25,68	16,8	194	13,40
2,5	106	25,44	16,9	196	13,31
3,0	105	25,20	16,8	196,5	13,23
3,5	104	24,96	16,6	196	13,10
4,0	102	24,48	16,4	195	12,97
4,5	100	24,00	16,2	195	12,80
5,0	98	23,52	15,8	195	12,60
5,5	96	23,04	15,4	194	12,33
6,0	95	22,80	15,1	193	12,13
6,5	92	22,08	14,6	192	11,97
7,0	88	21,12	14,1	191	11,28
7,5	86	20,64	13,7	190	10,76

Из таблиц 7.2 – 7.4 видно что выход на режим и область установленных значений находится в средней части таблицы при значениях $\tau = 3,5 - 6,0 \text{ мин}$.

Экспериментальные данные по истечению недогретой до насыщения жидкости принято обобщать по относительному недогреву $(1 - \varepsilon_{so})$. Зависимость коэффициента скорости φ_i , который определяет эффективность истечения, от недогрева представлена на рисунке 7.6.

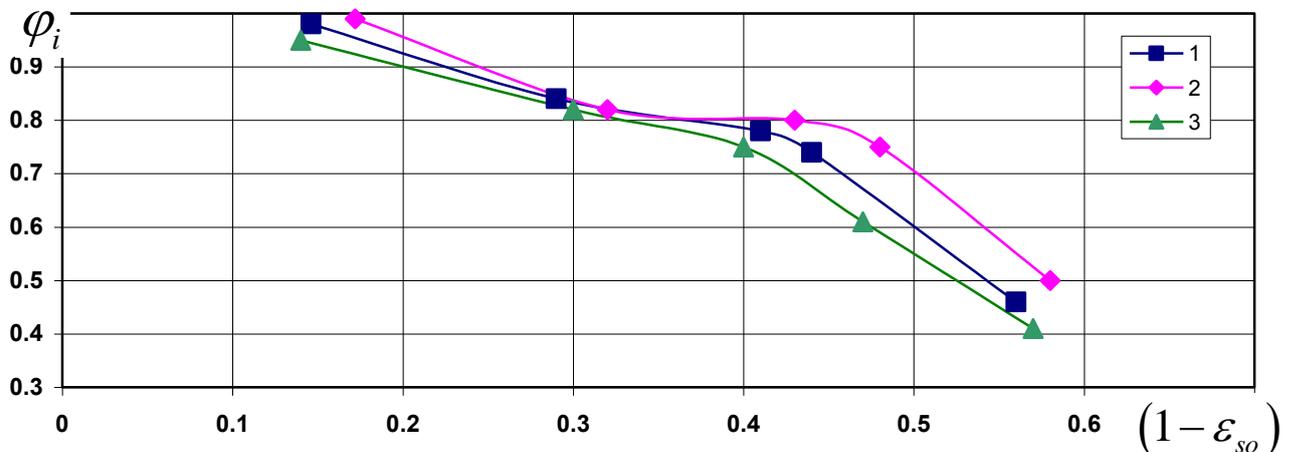


Рисунок 7.6 - Зависимость эффективности истечения от режимных параметров:
 1 – $p_0 = 20,4 \text{ бар}$, 2 – $p_0 = 20,16 \text{ бар}$, 3 – $p_0 = 15,55 \text{ бар}$

Экспериментально определялись реакция струи $Ra, кг$ при помощи весов с тензодатчиком рисунок 7.7, давление в горле активного сопла $p_2, бар$ рисунок 7.8.

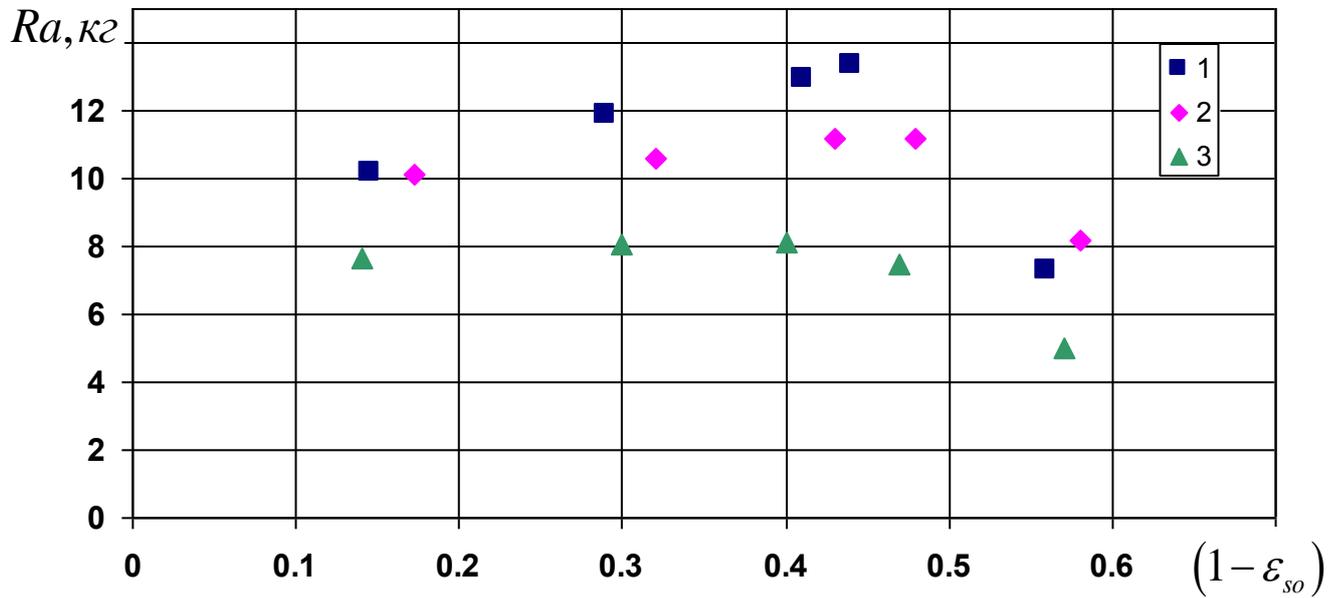


Рисунок 7.7 - Зависимость реакции струи от недогрева при режимных параметрах:

$$1 - p_0 = 20,4бар, 2 - p_0 = 20,16бар, 3 - p_0 = 15,55бар$$

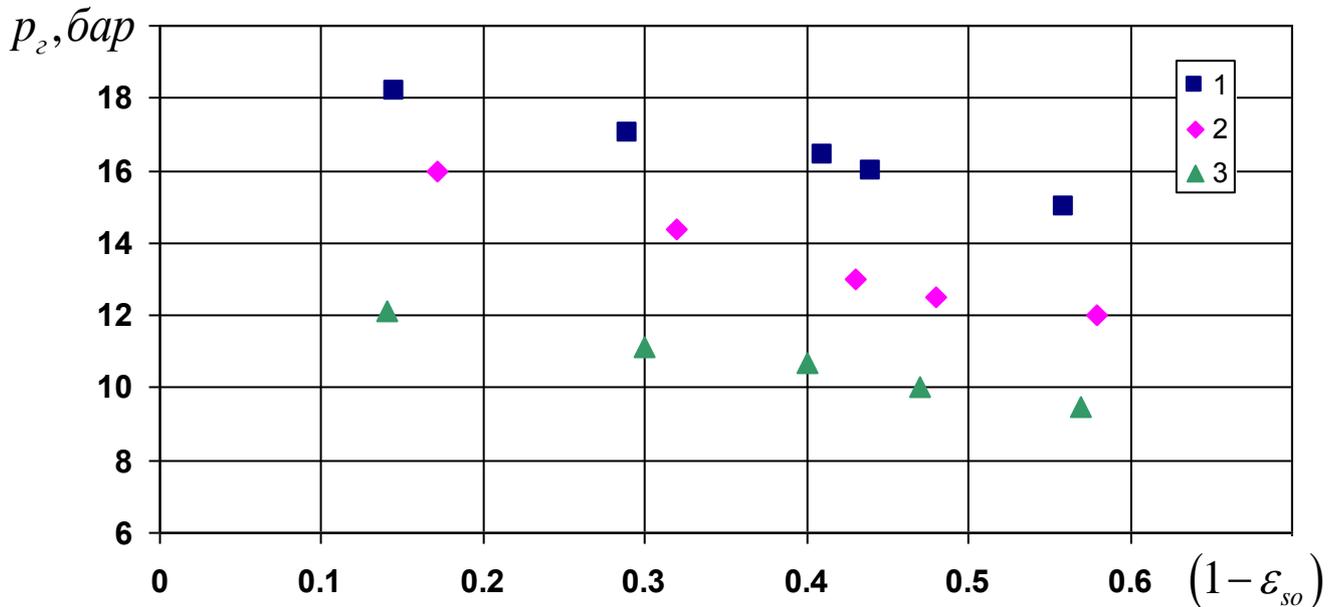


Рисунок 7.8 - Зависимость давления в горле сопла от недогрева при режимных параметрах:

$$1 - p_0 = 20,4бар, 2 - p_0 = 20,16бар, 3 - p_0 = 15,55бар$$

По полученным экспериментальным данным можно сделать оценку влияния масштабного фактора – длины и диаметра горла сопла рисунок 7.9.

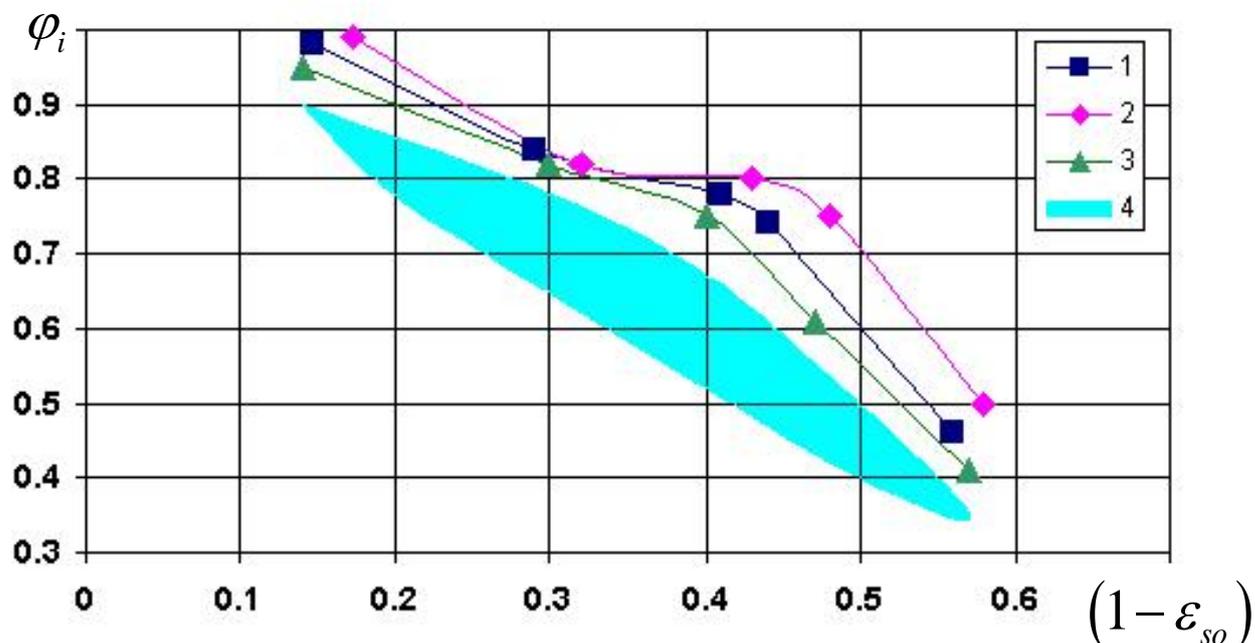


Рисунок 7.9 – Влияние масштабного фактора на коэффициент скорости φ_i

1, 2, 3 - данные полученные при исследовании сопла с диаметром горла $d_f = 4\text{мм}$, 4 - сопла с диаметром горла $d_f = 1,7 - 1,8\text{мм}$

Выводы

В разделе приводится детальное описание экспериментальной установки для исследования рабочего процесса жидкостно-парового эжектора вакуумной установки, измерительных приборов, включая новейшие методы измерения температурных полей с помощью тепловизионной съемки, описывается цифровой прибор, термопара и терморезистор для измерения температуры рабочей среды, приводится функциональная схема экспериментального стенда, на которой обозначены все измерительные приборы и основные элементы установки.

В завершающей части раздела обобщены и представлены экспериментальные данные. Можно сделать вывод о том, что увеличение геометрии активного сопла приводит к значительному повышению коэффициента скорости φ_i и в целом увеличение степени завершенности процесса истечения вскипающей жидкости в расширяющихся каналах.

8 МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИК БИНАРНОЙ ПТУ

Реализация схемы бинарной малой ПТУ (режим мини-ТЭЦ) в блочно-модульном исполнении имеет ряд преимуществ. Численное исследование характеристик бинарного цикла с целью оценки технико-экономических показателей энергоустановки показывает, что её эффективность в первую очередь определяется совершенством преобразования подводимой энергии к модулю СТК. Коэффициент использования топлива (эффективный к.п.д.) установки в когенерационном режиме совместного электро- и теплоснабжения определяется соотношением [16]:

$$\eta_{e_{ПТУ}} = \eta_{ПВ} \cdot (l_{iТ} \cdot \eta_{МТ} \cdot \eta_{ЭГ} - (1 - d_0) \cdot l_{iК} \cdot \eta_{МН}^{-1} + \Delta e_q) / q_1.$$

Здесь $\eta_{ПВ}$ - коэффициент теплоиспользования подогревателя воды; $\eta_{ЭГ}$ - к.п.д. электрогенератора; $\eta_{МТ}$, $\eta_{МН}$ - механический к.п.д. соответственно турбины и привода циркуляционного насоса; $l_{iТ}$, $l_{iН}$ - удельная внутренняя работа соответственно турбины и насоса; $\Delta e_q = d_0 \cdot (h_2 - h_3 - T_{o.c.} (s_2 - s_3))$ - приращение удельной эксергии отбираемого пара в блоке теплоснабжения.

В таблицах 8.1, 8.2 приведен один из вариантов расчета бинарного цикла, позволяющий оценить основные показатели энергоустановки в когенерационном режиме. В качестве исходных данных приняты следующие: $\eta_{oi}^T = 0,75$; $\eta_{oi}^H = 0,80$; $\eta_{МТ} = 0,98$; $\eta_{МН} = 0,90$; $\eta_{ЭГ} = 0,98$; $\eta_{ПВ} = 0,95$; топливо - природный газ среднего состава ($q_n = 47,2$ МДж/кг, плотность $\rho_m = 0,76$ кг/м³). Выбор таких численных значений к.п.д. предусматривает возможность применения в составе энергоустановки паровых осевых или винтовых турбин малой мощности [46], имеющих явные преимущества по сравнению с традиционными турбинами при эксплуатации в области влажного пара.

Переход на более высокие параметры рабочего пара (t_1, p_1), как это следует из представленных расчетных данных, повышает эффективные показатели

энергоустановки: в интервале температур $t_1 = 200 - 220^\circ \text{C}$ величина эффективного к.п.д. $\eta_{\text{ПТУ}}$ может достигать значений $\sim 0,5-0,60$. Вместе с тем, повышение рабочих параметров пара связано с определенным усложнением конструкции и ростом стоимости оборудования.

Таблица 8.1 - Параметры компрессорного цикла малой ПТУ при работе в когенерационном режиме

Показатели	Обозначение	Размерность	Значение
Рабочие параметры пара:			
- давление	p_1	МПа	1,55
- температура	t_1	$^\circ\text{C}$	200
Давление в конденсаторе	p_2	МПа	0,14
Давление в сепараторе	p_c	МПа	1,60
Параметры воды в циркуляционном контуре:			
- давление	p_{01}	МПа	3,5
- температура	t_{01}	$^\circ\text{C}$	204
Доля отбора пара в контур теплоснабжения	d_0		0,147
Внутренний к.п.д. СТК	$\eta_{\text{СТК}}$		0,75
Внутренний к.п.д. цикла	η_i		0,43

Из таблицы 8.2 видно, что за счет децентрализации энергообеспечения предприятий путем применения бинарной ПТУ, которая эффективно работает при использовании широкого спектра топлив и низкотемпературных теплоносителей, возможно уменьшение в 2-3 раза расходов на закупку энергоносителей.

Таблица 8.2 - Техничко-экономические показатели малой ПТУ при работе в когенерационном режиме

Электрическая мощность энергоустановки	N_e	кВт	500
Производительность СТК по сухому насыщенному пару	m_c	т/ч	8,7
Тепловая мощность подогревателя воды	$Q_{ПВ}$	кВт	1270
Мощность теплоснабжения	$Q_{КД}$	кВт	720
Мощность турбины	N_T	кВт	730
Мощность привода насоса СТК	N_n	кВт	215
Производительность насоса	V_n	м ³ /мин	4,8
Эффективный к.п.д. силового блока	$\eta_{e_{свл}}$		0,39
Эффективный к.п.д. энергоустановки	$\eta_{e_{ПТУ}}$		0,50
Расход топлива	V_m	м ³ /ч	134
Расчетная цена топлива		грн/м ³	1,9
Расчетная цена электроэнергии		коп/кВт·ч	82
Расчетная цена централизованного теплоснабжения		грн/Гкал	452
Стоимость централизованного электро- и теплоснабжения		грн/ч	691
Стоимость автономного электро- и теплоснабжения в мини – ТЭЦ		грн/ч	254

В таблице 8.3 представлено сравнение показателей энергоустановки со струйным термокомпрессорным модулем (компрессорная ПТУ) с традиционной

ПТУ в когенерационном режиме эксплуатации (мини-ТЭЦ) при электрической мощности 500 кВт.

Таблица 8.3 – Показатели компрессорной ПТУ в когенерационном режиме эксплуатации (мини-ТЭЦ) электрической мощностью 500 кВт

Показатель	Раз- мер- ность	Численное значение	
		Компрессор- ная ПТУ	Традицион- ная ПТУ
Рабочие параметры пара:			
- давление, p_1	бар	1,55	4,0
- температура, t_1	°С	200	400
Давление в конденсаторе, p_2	бар	1,4	1,2
Давление в конденсаторе, p_n	бар	30	40
Эффективный к.п.д. модуля СТК, $\eta_{епоэ}$	-	0,71	-
Внутренний к.п.д. силового цикла, η_i	-	0,43	0,19
Производительность по рабочему пару, $m_{п}$	т/ч	8,7	3,5
Тепловая мощность:			
- подогреватель воды СТК	$Q_{пв}$	1270	-
- парогенератора	$Q_{пг}$	-	2670
Тепловая мощность конденсатора теплоснабжения	$Q_{кт}$	700	2150
Мощность насоса	N_H	54	5
Эффективный к.п.д. мини-ТЭЦ, $\eta_{епоэ}$	-	0,51	0,35
Расход топлива (природный газ среднего состава), $V_{топ}$	м ³ /ч	134	282

Из таблицы 8.3 видно, что несмотря на существенное расширение располагаемого теплоперепада за счет перегрева и повышения давления рабочего пара, эффективность традиционного цикла (и энергоустановки) значительно

уступает компрессорному. Повышенная производительность m_{II} компрессорной ПТУ, обусловленная низким уровнем коэффициента массовой инъекции u , предопределяет приоритетность ее применения в области малой теплоэнергетики.

Следует отметить, что экономическая эффективность применения автономных малых установок, определяемая как разность между стоимостью закупаемой (централизованное энергоснабжение) и стоимостью производимой «на месте» энергии (см. табл.8.1), в значительной степени зависит от соотношения цен на топливо и электроэнергию. Принятое в расчетах соотношение цен на природный газ (в энергетическом эквиваленте) и электроэнергию $\sim 1/4$, характерно в настоящее время для европейских потребителей. Очевидно что в условиях роста цен на энергоносители экономическая привлекательность автономного энергоснабжения будет возрастать.

Вывод

Анализ расчетных параметров компрессорного парового цикла и технико-экономических показателей малой ПТУ свидетельствует о перспективности разрабатываемой энергоустановки: повышенный уровень эффективности и экологической чистоты, обусловленные снижением расхода топлива, достигаются при умеренных параметрах рабочего пара и значительном упрощении конструкции (и стоимости) основного оборудования.

ВЫВОДЫ

1. Применение принципа струйной термокомпрессии в круговом процессе водяного пара позволяет построить новый цикл преобразования энергии, обеспечивающий эффективное восстановление отработавшего в турбине пара до необходимых рабочих параметров.

На основе термодинамического анализа построен оптимальный компрессорный цикл, реализуемый в малой паротурбинной установке.

2. Разработана тепловая схема и определены технические характеристики оборудования бинарной паротурбинной установки (мини-ТЭЦ).

3. Разработаны методики расчета и проведено тепловое и гидродинамическое проектирование топочного процесса, секции теплообмена, систем рециркуляции и регенерации выхлопных газов водонагревательного блока струйного термокомпрессорного модуля.

4. Создан стенд для исследований промышленных образцов жидкостно-паровых струйных компрессоров и термокомпрессорного модуля.

5. Выполнены расчеты нескольких вариантов осевой паровой турбины и проведен анализ возможности применения турбин разных типов для разрабатываемой мини-ТЭЦ.

6. Разработаны методика, программа расчета на ЭВМ и выполнены расчеты конденсатора системы теплоснабжения энергоустановки (мини-ТЭЦ).

7. Проведены экспериментальные исследования рабочего процесса опытно-промышленного образца жидкостно-парового струйного компрессора. Данные испытаний позволили провести корректировку разработанной методики численного расчета параметров рабочего процесса и основных составляющих элементов термокомпрессорного модуля.

8. По результатам теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета характеристик и эффективных показателей струйного термокомпрессорного модуля энергоустановки.

9. Анализ параметров компрессорного парового цикла и технико-экономических показателей малой ПТУ свидетельствует о перспективности разрабатываемой энергоустановки: повышенный уровень эффективности и экологической чистоты, обусловленные снижением расхода топлива, достигаются при умеренных параметрах рабочего пара и значительном упрощении конструкции (и стоимости) основного оборудования.

За счет децентрализации энергообеспечения предприятий путем применения бинарной ПТУ, которая эффективно работает при использовании широкого спектра топлив и низкотемпературных теплоносителей, возможно уменьшение в 2-3 раза расходов на закупку энергоносителей, увеличение конкурентоспособности отечественных производств и повышение энергетической безопасности страны.

10. По результатам работы имеются все необходимые методики, программы расчета и условия расчета для эскизного проектирования мини-ТЕЦ мощностью 0,5-1 МВт.

11. Применение принципа струйной термокомпрессии позволяет реализовать новый комбинированный цикл понижающего термотрансформатора, обеспечивающий эффективное преобразование подводимой энергии (преимущественно в форме тепла топлива) в поток теплоносителя системы теплоснабжения с необходимым температурным уровнем ($50 \dots 90^{\circ}\text{C}$).

С целью продолжения работ выполнены расчеты цикла струйного понижающего термотрансформатора, обеспечивающего преобразование подводимой энергии топлива в системе теплоснабжения с коэффициентом преобразования 3,0–3,5.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Грицина В.П. Развитие малой энергетики – естественный путь выхода из наступившего кризиса энергетики. // Промышленная энергетика. – 2001. – № 8 – с.13-15.
2. Грицина В.П. Энергетика за рубежом. Стратегический план развития малых локальных энергоустановок в США // Промышленная энергетика.-2001.-№ 12.-С. 50-53.
3. Котлер В.Р. Экономический аспект перехода к энергоблокам на сверхкритические параметры пара. // Теплоэнергетика. – 2007. – № 9 – с.73-75.
4. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева и Е.М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 624 с., - (Теплоэнергетика и теплотехника, т.3).
5. Спосіб стиснення парорідинного середовища і пароструминна компресорна установка для його здійснення – Патент України №59207А, МПК (2002) 7F04F5/24, Опубл. 15.08.2003. Бюл. №8.
6. Марченко В.Н., Жиленко Н.А. Струйная термокомпрессорная установка (СТК): назначение, принцип действия, термодинамическая модель и результаты расчетных исследований параметров рабочего процесса. Вісник СумДУ, 2004.-№13(72).-с.50-60.
7. Марченко В.Н., Жиленко Н.А., Куценко С.Н. Перспективы применения и результаты численного моделирования струйной термокомпрессорной установки // Вісник СумДУ. Сер. Технічні науки. - 2005. - №1. - с.36-40.
8. Марченко В.Н., Куценко С.Н., Жиленко Н.А. Экспериментальное исследование процесса формирования рабочей струи пара в термокомпрессоре // Вісник Сумського державного університету. – 2005. - №12 (84). – с.48-57.
9. Марченко В.Н., Жиленко Н.А. О закономерностях критического истечения вскипающей воды через цилиндрические каналы. // Вісник Сумського державного університету.- 2006.-№5(89).- С.53-60.

10. Марченко В.Н., Жиленко Н.А., Куценко С.Н. Оценка энергетической эффективности струйной термокомпрессорной установки на основе физического и математического моделирования. *Технологія і техніка друкарства*, Київ, №3, 2006, с. 59-68.

11. Марченко В.Н. Прокопов М.Г. Парообразование в адиабатных ускоряющихся потоках вскипающей жидкости. // *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. – 2007. - №3 (9) – с. 94-99.

12. Марченко В.Н. Прокопов М.Г. Расчет парообразования в ускоряющихся потоках вскипающей жидкости. // *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. – 2007. - №4 (10) – с. 98-105.

13. Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Энергетическая эффективность парового струйного термокомпрессора. // *Холодильна техніка і технологія*.-2007.- №5 (109) – с. 45-51.

14. Бінарна паротурбінна установка з комбінованим паропаровим циклом. – Патент України №7651, МПК(2004)7 F01K17/00, Опубл. 15.07.2005. Бюл.№7.

15. Пат. №35181 Україна. Паротурбінна установка з компресорним циклом перетворення енергії/ Власники Марченко В.М., Здор Г.В. Автори Марченко В.М., Здор Г.В., Гордієнко В.Л., Осіпов В.А., Зубров К.О.; опубл. 10.09.2008. Бюл. №17.

16. Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Одинцов В.Ф. Перспективы применения струйного термокомпрессора в малой теплоэнергетике. // *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. - 2008. - №1 (11). - с.24- 30.

17. Principle of stream thermocompression: conception of energetic efficiency and prospect of realization is in small heat energetic V. N. Marchenko, V. A. Osipov, M. G. Prokhorov, S. O. Sharapov. *MOTROL, Simferopol-Lublin*, №11A 2009г. с.70-76.

18. Хзмалян Д.М., Качан Я.А. Теория горения и топочные устройства. – М. : Энергия, 1976. – 488с.

19. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1969. – 824с.

20. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоиздат, 1989. – 352с.

21. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.

22. Справочник по теплообменникам: В 2 томах. Том 1/ Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.
23. Кэйс В., Лондон А. Компактные теплообменники. Перевод с англ. – М.: Энергия, 1967. – 224с.
24. Криогенные системы: Учебник для вузов по курсу «Криогенная техника»/ А. М. Архаров, В.П. Беляков, Е.Н. Микулин и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 536с.
25. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Учебник для вузов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416с.
26. Абрамов В.И., Филиппов Г.А., Фролов В.В. Тепловой расчет турбин. - М., “Машиностроение”, 1974, 184 с.
27. Цанев С.В., Буров В.Д., Реземов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учеб. пособие для вузов/ Под ред. С.В. Цанева – М.: Издательство МЭИ, 2002 – 584 с., ил.
28. Лосев С.М. Паровые турбины и конденсационные устройства. М.–Л., издательство “Энергия”, 1964, 372 с.
29. Трояновский Б.М. и др. Паровые и газовые турбины атомных электростанций: Учеб. пособие для вузов / Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин – М.: Энергоатомиздат. 1985. – 256 с., ил.
30. Трухин А.Д. Стационарные паровые турбины. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 640 с., ил.
31. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов. Быков Н.Н., Емин О.Н., М., “Машиностроение”, 1972, стр. 228.
32. Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин. Бойко А.В. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1982. – 152 с.
33. Шегляев А.В. Паровые турбины. М., Энергомашиздат, 1993. – 415 с.
34. Костюч А.Г., Фролов В.В., Турбины тепловых и атомных электрических станций. - М., Из-во МЭИ, 2001. – 488 с.

35. Тепловые электрические станции (паротурбинные установки ТЭС): Справочное пособие /Е.А.Бойко, К.В. Баженов, П.А. Грачев. - Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 152 с.
36. Кошкин Н.Н. и др. Холодильные машины. Под общ. ред И.А.Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
37. Данилова Г.Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
38. Бамбушек Е.М. и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
39. Касандрова О.Н. Обработка результатов измерений/ О.Н. Касандрова, В.В. Лебедев. – М.: Наука, 1970. – 104 с.
40. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. Пер. с англ. Е.Г. Коваленко. /Под ред. Н.П.Бусленко/ Х.Шенк. – М.: Мир, 1972. – 381 с.
41. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин. Перераб. и доп. изд. кн. Элементарные оценки ошибок измерений/ А.Н.Зайдель. – М.: Наука, 1974. - 106 с.
42. Тепловизор Fluke Ti10, Ti25, TiR, TiR1. Руководство пользователя. – USA, 2007 – 22 с.
43. ГОСТ 6616-94 Преобразователи термоэлектрические. Общие технические условия.
44. ГОСТ Р 8.625-2006 Термометры сопротивления из платины, меди и никеля. Общие технические требования и методы испытаний.
45. ИЕС 60751 (2008) Термометры сопротивления промышленные платиновые и платиновые температурные датчики.
46. Березин С.Р. Технология энергосбережения с использованием паровых винтовых машин// Теплоэнергетика. – 2007. №8 – с. 40-43.