



МИНОБРНАУКИ РОССИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»

Институт Энергомашиностроения
и механики
Кафедра Паровых и газовых
турбин

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(бакалаврская работа)

Направление 13.03.03 Энергетическое машиностроение
(код и наименование)

Направленность (профиль) Газотурбинные, паротурбинные
установки и двигатели

Форма обучения очная
(очная/очно-заочная/заочная)

Тема: Паротурбинная установка для АЭС на СКД параметры пара

Студент С-04-15 Григорьев Н.М.
группа подпись фамилия и инициалы

**Научный
руководитель** к.т.н. доцент Митрохова О.М.
уч. степень должность подпись фамилия и инициалы

Консультант
уч. степень должность подпись фамилия и инициалы

Консультант
уч. степень должность подпись фамилия и инициалы

«Работа допущена к защите»

Зав. кафедрой д.т.н. профессор Грибин В.Г.
уч. степень звание подпись фамилия и инициалы

Дата _____

Москва, 2019



МИНОБРНАУКИ РОССИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»

Институт Энергомашиностроения
и механики
Кафедра Паровых и газовых
турбин

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
(бакалаврскую работу)

Направление 13.03.03 Энергетическое машиностроение
(код и наименование)

Направленность (профиль) Газотурбинные, паротурбинные
установки и двигатели

Форма обучения очная
(очная/очно-заочная/заочная)

Тема: Паротурбинная установка для АЭС на СКД параметры пара

Студент С-04-15 Григорьев Н.М.
группа подпись фамилия и инициалы

**Научный
руководитель** К.Т.Н. доцент Митрохова О.М.
уч. степень должность подпись фамилия и инициалы

Консультант
уч. степень должность подпись фамилия и инициалы

Консультант
уч. степень должность подпись фамилия и инициалы

Зав. кафедрой Д.Т.Н. профессор Грибин В.Г.
уч. степень звание подпись фамилия и инициалы

Место выполнения работы Кафедра Паровых и газовых турбин
НИУ «МЭИ»

СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ ЗАДАНИЯ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Содержание работы:

1. Описание принципиальной тепловой схемы энергоблока АЭС с паровой турбиной К-1200-240.
2. Расчет принципиальной тепловой схемы.
3. Детальный расчет последней ступени.
4. Разработка 3D модели лопаточного аппарата последней ступени.
5. Экспериментальное исследование регулирующего клапана горизонтального расположения.

Исходные данные:

1. Прототип принципиальной тепловой схемы энергоблока АЭС с реактором ВВЭР-1200 с начальными параметрами пара: $p_0=24$ МПа, $t_0=540$ МПа, электрической мощностью $N_0=1200$ МВт и давлением в конденсаторе $p_k=5$ кПа.

ПЕРЕЧЕНЬ ГРАФИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА

Количество слайдов в презентации _____ 15 _____

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. – 5-е изд., доп. и подгот. к печати проф. Трояновским. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.
2. Паровые и газовые турбины для электростанций /А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин и др.; под ред. А.Г. Костюка. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 556 с.
3. А.Г. Костюк. Динамика и прочность турбомашин. Издательский дом МЭИ 3-е издание, 2007.
4. Паровые и газовые турбины атомных электростанций: Учебное пособие для вузов / А.Е. Булкин, Б.М. Трояновский, Г.А. Филлипов – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 256 с., ил.
5. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: Учебное пособие для вузов / Трухний А.Д., Ломакин Б.В. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 540 с., ил, вкладки.
6. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов / Под ред. В.Я. Гиршфельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергомашиздат, 1987. – 328 с.: ил.
7. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Регулирующие и стопорно - регулирующие клапаны паровых турбин. – М.: Издательство МЭИ, 2005 – 360с.: ил.
8. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. Учебник для вузов – 3-е изд., перераб.-М.:Энергия, 1978. – 704 с.

АННОТАЦИЯ

Данная выпускная квалификационная работа бакалавра посвящена разработке теплофикационной паровой турбины К-1200-240 для АЭС с ядерным реактором ВВЭР-1200.

С этой целью проведен расчет тепловой схемы, выполнена оценка диаметров, проведен тепловой расчет последней ступени турбины К-1200-240 на среднем диаметре. Особое внимание в работе уделено наиболее нагруженной последней ступени ЦНД: с помощью программы DLP проведен расчет ступени с учетом изменения параметров по радиусу. Полученные результаты позволили выполнить 3D профилирование сопловых и рабочих лопаток последней ступени в программном комплексе Numesa и провести оценку статической прочности рабочей лопатки. Также было проведено экспериментальное исследование регулирующего клапана горизонтального расположения и представлены его сравнительные расходные и силовые характеристики.

Работа выполнена на 65 листах, содержит 17 рисунков.

Графический материал:

- тепловая схема и процесс расширения пара в h,s -диаграмме – 2 листа (формат А1);
- чертеж последней ступени ЦНД – 1 лист (формат А1);
- 3D модели лопаток последней ступени и графики изменения параметров по высоте лопатки;
- сравнительные характеристики регулирующего клапана – 1 лист (формат А1).

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. ЭНЕРГОБЛОК АЭС С ПАРОВОЙ ТУРБИНОЙ К-1200-240.....	8
1.1. Описание принципиальной тепловой схемы	8
2. РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ	11
2.1. Определение параметров пара в отборах на ПВД и ПНД	12
2.2. Построение процесса расширения пара в турбине.....	16
2.3. Определение параметров пара в отборах	20
2.4. Расчет материальных балансов пара и воды	25
2.5. Расчет отсеков паровой турбины. Определение абсолютного электрического КПД.....	27
2.6. Энергетические показатели энергоблока	31
3. ДЕТАЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ	32
3.1. Расчет ступени на среднем диаметре.....	32
3.2. Расчет с учетом изменения параметров по радиусу.....	42
4. РАЗРАБОТКА 3D МОДЕЛИ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ.....	48
4.1. Профилирование лопаточного аппарата	48
4.2. Оценка статической прочности	50
4.2.1. Расчет на растяжение	50
4.2.2. Расчет на изгиб.....	54
5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ.....	64
5.1. Описание и схема измерений экспериментального стенда	64
5.2. Методика обработки и представления опытных данных	68
5.3. Расходные характеристики регулирующего клапана	69
5.4. Силовые характеристики регулирующего клапана.....	73
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	78
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	79

ВВЕДЕНИЕ

В ряде стран мира на долю атомных электростанций с паротурбинными установками приходится около 30-40% всей вырабатываемой электроэнергии в мире. Развитие ядерной энергетики определено прежде всего экономическими преимуществами АЭС, главным из которых являются меньшие затраты на производство электроэнергии по сравнению с ТЭС, работающими на органическом топливе. [1]

Атомные электростанции – один из наиболее экологичных источников вырабатываемой энергии, так как ее производство на энергоблоке исключает возможность создания вредных химических выбросов различного типа и канцерогенных соединений.

В настоящее время мировая атомная энергетика базируется в основном на реакторах типа PWR (pressurized water reactor – реактор с водой под давлением) и BWR (boiling water reactor – кипящий водяной реактор). В России наиболее распространенным типом реакторов с водой под давлением является реактор ВВЭР (водо-водяной энергетический реактор).

Эффективность использования энергии ядерного горючего в современных энергоблоках АЭС не превышает 35...37%, что обусловлено ограничениями по температуре теплоносителя на выходе из реактора и, как следствие, использование в турбинах АЭС насыщенного пара перед турбиной с давлением 6,0-7,5 МПа.

Среднесрочной и более отдаленной перспективой развития атомной энергетики является развитие технологий ВВЭР, в том числе переход на сверхкритические давления (СКД).

Проведенные расчеты различных вариантов тепловых схем энергоблока АЭС показали, что повышение начальных параметров пара перед турбиной, а именно давления до 24-30 МПа и температуры 540-600°C, позволит значительно увеличить эффективность блоков АЭС и обеспечить их эффективность на уровне 43...46%.

Целью работы является разработка работоспособной тепловой схемы, оптимизация оборудования, газодинамический расчет паровой турбины и органов паровпуска.

Условно бакалаврскую работу можно разделить на расчетную и графическую часть. В расчетной части представлены: расчет тепловой схемы, расчет последней ступени ЦНД на среднем диаметре, а также расчет последней ступени с учетом изменения параметров по радиусу. Проведены расчеты на прочность спрофилированного рабочего лопаточного аппарата последней ступени ЦНД. Проведено исследование перфорированного разгруженного клапана и клапана с центральным разгрузочным отверстием, в результате чего приведены сравнительные расходные и силовые характеристики.

Расчеты выполнялись с помощью программных пакетов MathCAD, WaterSteamPRO, DLP и EXCEL. Разработка последней ступени проводилась с помощью программных комплексов Numeca, SolidWorks 2016, AutoCAD 2016 и КОМПАС-3D v17.1.

1. Энергоблок АЭС с паровой турбиной К-1200-240

Принципиальная тепловая схема (ПТС) энергоблока определяет основное содержание технологического процесса преобразования тепловой энергии. Она включает основное и вспомогательное теплоэнергетическое оборудование, участвующее в осуществлении этого процесса и входящее в состав пароводяного тракта.

Основная цель расчета ПТС проектируемого энергоблока заключается в определении технических характеристик теплового оборудования (расходов пара и воды) и энергетических показателей энергоблока и его частей (КПД и удельного расхода тепла).

ПТС при проектировании рассчитывается на конденсационном режиме, при максимальной электрической мощности $N_{э}$. Эта величина является исходной в данном расчете и определит выбор оборудования энергоблока.

В рассматриваемой ПТС энергоблока был выбран водо-водяной энергетический реактор ВВЭР-1200, работающий на теплофикационную турбину К-1200-240.

1.1. Описание принципиальной тепловой схемы

Энергоблок мощностью 1200 МВт, принципиальная схема которого приведена на рисунке 1, состоит из одного энергетического реактора и однофазной конденсационной турбоустановки К-1200-240. Она выполнена в пяти цилиндрах: цилиндр высокого давления (ЦВД), цилиндр среднего давления (ЦСД) и три цилиндра низкого давления (ЦНД).

Насыщенный пар от парогенератора реактора с параметрами давления $p_0 = 24$ МПа и температурой $t_0 = 540$ °С поступает в цилиндр высокого давления. Пар из отборов цилиндра используется для подогрева питательной воды и конденсата: после отсеков 0-1, 1-2 и 2-3 пар поступает в подогреватели высокого давления ПВД1, ПВД2 и ПВД3 соответственно, из отсека 3-4 – в деаэрактор. Пар из остальных отборов используется для

подогрева конденсата в подогревателях низкого давления.

Часть отработавшего пара из ЦВД направляется в ЦСД, а часть – в пароперегреватель первой ступени (ПП1) для перегрева пара. Отработавший пар из ЦСД направляется на отделение капельной влаги от водяного пара (просушка) в сепаратор (С), после чего перегревается в двух ступенях пароперегревателя (ПП1 и ПП2) и со степенью влажности $u_k = 0.99\%$ поступает в голову ЦНД.

После расширения в проточной части ЦНД пар со степенью влажности $u_k = 4\%$ поступает в конденсатор (К).

Из конденсатора конденсат откачивается с помощью насосов и направляется в деаэратор, после которого – в питательный насос, перекачивающий питательную воду в парогенератор реактора. Так замыкается технологический пароводяной цикл.

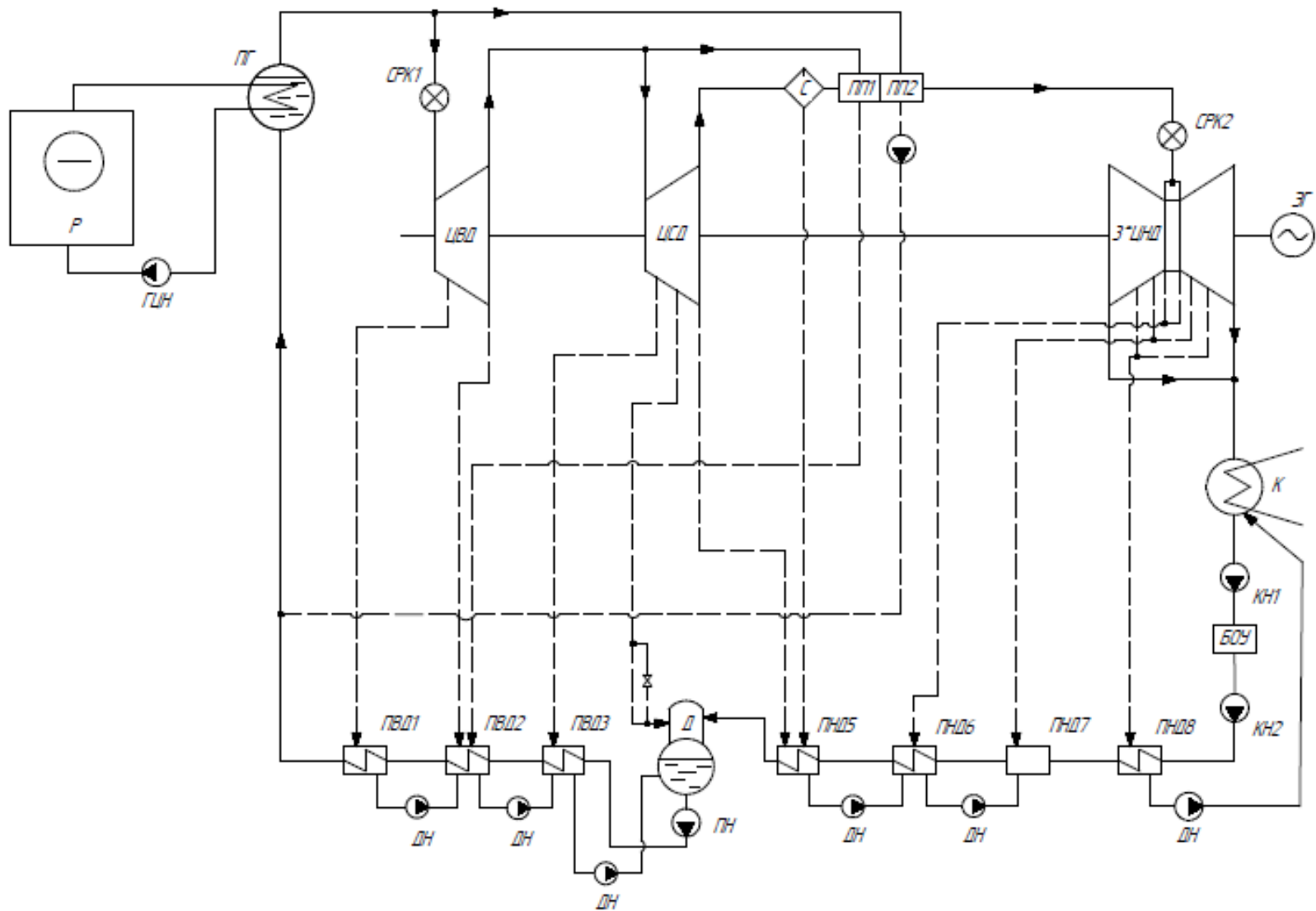


Рисунок 1 – ПТС энергоблока с турбиной К-1200-240

2. Расчет принципиальной тепловой схемы [4, 6]

Исходные данные

Требуется рассчитать конденсационную паровую турбину К-1 200-240, работающую на насыщенном водяном паре.

Основные исходные данные о турбине и турбоустановке:

- электрическая мощность $N_э = 1200 \text{ МВт}$
- давление свежего пара $p_0 = 24 \text{ МПа}$
- температура свежего пара $t_0 = 540^\circ\text{C}$
- давление в конденсаторе $p_k = 5 \text{ кПа}$
- частота вращения $n = 50 \frac{1}{\text{с}}$

Паровая турбина выполнена в пяти цилиндрах и включает в себя цилиндр высокого давления (ЦВД), среднего давления (ЦСД) и три цилиндра низкого давления (ЦНД). Свежий пар через стопорные и регулирующие клапана (дрессельное парораспределение) поступает в часть высокого давления, затем в часть среднего давления, после чего направляется для сепарации влаги и двухступенчатого парового промежуточного перегрева. После промежуточного перегрева, пар с температурой $t_{\text{III}} = 480^\circ\text{C}$ подается в часть низкого давления.

Температура питательной воды за турбоустановкой принята равной:

$$t_{в1} = 280 \text{ }^\circ\text{C}$$

Принимаем КПД отсеков турбины:

$$\eta_{oi_чвд} = 0.898 \quad \eta_{oi_чсд} = 0.875 \quad \eta_{oi_цнд} = 0.85$$

Приняты следующие относительные значения потерь давления пара:[2]

- в стопорных и регулирующих клапанах части высокого давления (ЧВД) - 3,5% ;
- в сепараторе влаги, в промежуточных перегревателях ПП1 (промежуточный перегреватель первой ступени на отборном паре из ЧВД) и ПП2 (промежуточный перегреватель второй ступени на свежем паре) соответственно по 2%;
- в стопорных и регулирующих клапанах части среднего давления (ЧСД) - 2%;
- потеря давления в паропроводах отборов на регенеративные подогреватели $\Delta p_{отб}$ принята равной 6%.

$$\Delta p_{цвд} = 3.5\% \quad \Delta p_{цсд} = 2\% \quad \Delta p_{отб} = 6\% \quad \Delta p = 2\% \quad \Delta p_{цнд} = 2\%$$

2.1. Определение параметров пара и воды в подогревателях высоко давления (ПВД) и подогревателях низкого давления (ПНД)

Зададим недогрев воды до температуры насыщения во всех ПВД и ПНД:

$$\theta_{\text{ПВД}} = 2^{\circ}\text{C} \quad \theta_{\text{ПНД}} = 4^{\circ}\text{C}$$

Давление воды за питательным насосом (ПН) принимаем равным:

$$p_{\text{ПВ}} = 1.4p_0 = 33.6 \cdot \text{МПа}$$

а потерю давления питательной воды в каждом ПВД -

$$\Delta p_{\text{ПВД}} = 0.5 \text{МПа}$$

Определим энтальпию питательной воды на входе в парогенератор (перед точкой смешения питательной воды из ПВД1 с конденсатом греющего пара из пароперегревателя второй ступени)

$$p_{\text{В3}} = p_{\text{ПВ}} - \Delta p_{\text{ПВД}} = 33.1 \cdot \text{МПа}$$

$$p_{\text{В2}} = p_{\text{В3}} - \Delta p_{\text{ПВД}} = 32.6 \cdot \text{МПа}$$

$$p_{\text{В1}} = p_{\text{В2}} - \Delta p_{\text{ПВД}} = 32.1 \cdot \text{МПа}$$

ПВД1 (П1) : параметры пара первого отбора ЧВД определяем по принятой температуре питательной воды.

Определим параметры насыщенной воды за ПВД1 (конденсата греющего пара, который отбирается из первого отбора ЧВД для подогрева питательной воды в ПВД1)

$$t_{\text{П1s}} = t_{\text{В1}} + \theta_{\text{ПВД}} = 282 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Давление пара в подогревателе:

$$p_{\text{П1}} = \text{wspPST}(t_{\text{П1s}}) = 6.612 \cdot \text{МПа}$$

Давление пара в первом отборе с учетом потерь в тракте отбор-турбина:

$$p_1 = \frac{p_{\text{П1}}}{(1 - \Delta p_{\text{отб}})} = 7.034 \cdot \text{МПа}$$

$$h_{\text{В1}} = \text{wspHPT}(p_{\text{В1}}, t_{\text{В1}}) = 1229.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Деаэратор (Д): работает при постоянном давлении.

$$p_{\text{Д}} = 0.7 \text{МПа}$$

По давлению $p_{\text{Д}}$ определяем параметры воды перед питательным насосом:

$$t_{\text{ВД}} = \text{wspTSP}(p_{\text{Д}}) = 165 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$h'_{\text{Д}} = \text{wspHSWT}(t_{\text{ВД}}) = 697.1 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельный объем основного конденсата перед питательным насосом:

$$v'_d = \text{wspVSWT}(t_{вд}) = 0.001108 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Принимаем удельный объем питательной воды за ПН:

$$v_{\text{пн}} = 0.001103 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Принимаем КПД питательного насоса:

$$\eta_{0\text{пн}} = 0.85$$

Тогда подогрев воды в питательном насосе составит:

$$\tau_{\text{пн}} = \frac{v'_d + v_{\text{пн}}}{2} \cdot \frac{(p_{\text{пв}} - p_d)}{\eta_{0\text{пн}}} = 42.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия воды за ПЭН составит:

$$h_{\text{пн}} = h'_d + \tau_{\text{пн}} = 739.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$t_{\text{пн}} = \text{wspТРН}(p_{\text{пв}}, h_{\text{пн}}) = 170.449 \cdot ^\circ\text{C}$$

Уточним удельный объем питательной воды за ПЭН:

$$v_{\text{пн}} = \text{wspVPH}(p_{\text{пв}}, h_{\text{пн}}) = 0.001091 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Тогда суммарный подогрев воды во всех ПВД $\Sigma\tau_{\text{п}}$:

$$\Sigma\tau_{\text{п}} = h_{в1} - h_{\text{пн}} = 489.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Принимаем равномерное распределение подогрева во всех ступенях ПВД:

$$\tau_{\text{пвд1}} = \tau_{\text{пвд2}} = \tau_{\text{пвд3}} = \tau_{\text{пвд}} \quad \tau_{\text{пвд}} = \frac{\Sigma\tau_{\text{п}}}{3} = 163.148 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

ПВД2 (П2). Рассчитываем параметры второго отбора из ЧВД.

Температура и энтальпия воды за ПВД2:

$$h_{в2} = h_{в1} - \tau_{\text{пвд}} = 1066.228 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$t_{в2} = \text{wspТРН}(p_{в2}, h_{в2}) = 245 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура конденсата греющего пара:

$$t_{п2с} = t_{в2} + \theta_{\text{пвд}} = 247 \cdot ^\circ\text{C}$$

Давление пара во втором подогревателе:

$$p_{п2} = \text{wspPST}(t_{п2s}) = 3.782 \cdot \text{МПа}$$

Уточним давление за последней ступенью ЧВД и соответственно давление во втором отборе:

$$p_2 = \frac{p_{п2}}{(1 - \Delta p_{отб})} = 4.023 \cdot \text{МПа}$$

ПВД3 (П3). Энтальпия и температура воды за ПВД3:

$$h_{в3} = h_{в2} - \tau_{пвд} = 903.1 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$t_{в3} = \text{wspTRH}(p_{в3}, h_{в3}) = 208.4 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура конденсата греющего пара:

$$t_{п3s} = t_{в3} + \theta_{пвд} = 210.359 \cdot ^\circ\text{C}$$

Давление пара во втором подогревателе:

$$p_{п3} = \text{wspPST}(t_{п3s}) = 1.921 \cdot \text{МПа}$$

Давление пара в третьем отборе:

$$p_3 = \frac{p_{п3}}{(1 - \Delta p_{отб})} = 2.044 \cdot \text{МПа}$$

Найдем температуру и энтальпию воды за конденсатором:

$$t_k = \text{wspTSP}(p_k) - 273.15\text{K} = 32.9 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h'_k = \text{wspHSWT}(t_k + 273.15\text{K}) = 137.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Зададимся температурой перед деаэратором и найдем энтальпию воды в этой же точке:

$$t_{в5} = 423.15\text{K} - 273.15\text{K} = 150 \cdot ^\circ\text{C}$$

Принимаем теплоемкость воды равной:

$$c_{рв} = 4.19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$$

$$h_{в5} = c_{рв} \cdot t_{в5} = 628.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Найдем суммарный подогрев воды во всех ПНД ($\Sigma \tau_{пнд}$):

$$\Sigma \tau_{пнд} = h_{в5} - h'_k = 490.735 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Принимаем равномерное распределение подогрева между всеми ступенями ПНД:

$$\tau_{пнд} = \frac{\Sigma \tau_{пнд}}{4} = 122.684 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \tau_{пнд5} = \tau_{пнд6} = \tau_{пнд7} = \tau_{пнд8} = \tau_{пнд}$$

ПНД5 (П5). Температура конденсата греющего пара:

$$t_{п5s} = t_{в5} + \theta_{пнд} = 154 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{п5sk} = t_{п5s} + 273.15\text{K} = 427.15\text{K}$$

Давление пара в пятом подогревателе:

$$p_{п5} = \text{wspPST}(t_{п5sk}) = 0.529 \cdot \text{МПа}$$

Давление пара в пятом отборе:

$$p_5 = \frac{p_{п5}}{(1 - \Delta p_{отб})} = 0.563 \cdot \text{МПа}$$

ПНД6 (П6). Энтальпия воды за ПНД6:

$$h_{в6} = h_{в5} - \tau_{пнд} = 505.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура воды за ПНД6:

$$t_{в6} = \frac{h_{в6}}{c_{рв}} = 120.72 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура конденсата греющего пара:

$$t_{п6s} = t_{в6} + \theta_{пнд} = 124.72 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{п6sk} = t_{п6s} + 273.15\text{K} = 397.87\text{K}$$

Давление пара в шестом подогревателе:

$$p_{п6} = \text{wspPST}(t_{п6sk}) = 0.23 \cdot \text{МПа}$$

Давление пара в шестом отборе:

$$p_6 = \frac{p_{п6}}{(1 - \Delta p_{отб})} = 0.245 \cdot \text{МПа}$$

ПНД7 (П7). Энтальпия воды за ПНД7:

$$h_{в7} = h_{в6} - \tau_{пнд} = 383.1 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура воды за ПНД7:

$$t_{в7} = \frac{h_{в7}}{c_{рв}} = 91.44 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура конденсата греющего пара:

$$t_{п7s} = t_{в7} + \theta_{пнд} = 95.44 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{п7sk} = t_{п7s} + 273.15\text{K} = 368.59\text{K}$$

Давление пара в седьмом подогревателе:

$$p_{п7} = \text{wspPST}(t_{п7sk}) = 0.086 \cdot \text{МПа}$$

Давление пара в седьмом отборе:

$$p_7 = \frac{p_{п7}}{(1 - \Delta p_{отб})} = 0.091 \cdot \text{МПа}$$

ПНД8 (П8). Энтальпия и температура воды за ПНД8:

$$h_{в8} = h_{в7} - \tau_{пнд} = 260.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура воды за ПНД7:

$$t_{в8} = \frac{h_{в8}}{c_{рв}} = 62.16 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура конденсата греющего пара:

$$t_{п8s} = t_{в8} + \theta_{пнд} = 66.16 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{п8sk} = t_{п8s} + 273.15\text{K} = 339.31\text{K}$$

Давление пара в восьмом подогревателе:

$$p_{п8} = \text{wspPST}(t_{п8sk}) = 0.026 \cdot \text{МПа}$$

Давление пара в восьмом отборе:

$$p_8 = \frac{p_{п8}}{(1 - \Delta p_{отб})} = 0.028 \cdot \text{МПа}$$

$$h_{п8s} = \text{wspHPT}(p_{п8}, t_{п8sk}) = 2619.51 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2.2. Построение процесса расширения пара в турбине и определение параметров в начальных и конечных точках процесса

Начальная энтальпия пара (точка 0):

- энтальпия:
$$h_0 = \text{wspHPT}(p_0, t_0 + 273.15 \cdot \text{K}) = 3318.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- энтропия:
$$s_0 = \text{wspSPT}(p_0, t_0 + 273.15 \cdot \text{K}) = 6.172 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$$

С учетом потерь в СРК ЧВД давление перед первой ступенью части высокого давления составит:

$$p_{0'} = (1 - \Delta p_{чвд}) \cdot p_0 = 23.16 \cdot \text{МПа}$$

Определим параметры перед ЧВД (точка 0') :

- энтальпия:
$$h_{0'} = h_0 = 3318.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- удельный объем:
$$v_{0'} = \text{wspVPH}(p_{0'}, h_{0'}) = 0.014 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

- энтропия:
$$s_{0'} = \text{wspSPH}(p_{0'}, h_{0'}) = 6.186 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$$

Строим изоэнтروпийный процесс расширения пара в ЧВД и определяем параметры пара в конце этого процесса (точка 2t):

- давление пара после ЧВД: $p_2 = 4.023 \cdot \text{МПа}$
- энтропия: $s_{2t} = s_{0'} = 6.186 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- энтальпия: $h_{2t} = \text{wspHPS}(p_2, s_{2t}) = 2864.011 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_{2t} = \text{wspVPH}(p_2, h_{2t}) = 0.053 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Изоэнтропийный теплоперепад ЧВД:

$$H_{0_чвд} = h_{0'} - h_{2t} = 454.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим используемый теплоперепад ЧВД:

$$H_{i_чвд} = H_{0_чвд} \cdot \eta_{oi_чвд} = 408.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара после ЧВД при действительном процессе расширения пара без учета дросселирования (точка 2) :

- энтальпия: $h_2 = h_{0'} - H_{i_чвд} = 2910.397 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_2 = \text{wspVPH}(p_2, h_2) = 0.056 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- энтропия: $s_2 = \text{wspSPH}(p_2, h_2) = 6.271 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- температура: $t_2 = \text{wspTPH}(p_2, h_2) - 273.15\text{К} = 282.763\text{К}$

с учетом дросселирования:

- давление: $p_{2_сд} = 0.98p_2$
- энтальпия: $h_{0_сд} = h_2$
- энтропия: $s_{0_сд} = \text{wspSPH}(p_{2_сд}, h_{0_сд}) = 6.279 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Строим изоэнтروпийный процесс расширения пара в ЧСД до разделительного давления и определяем параметры пара в конце этого процесса (точка 5t):

- разделительное давление: $p_c = p_5 = 0.563 \cdot \text{МПа}$
- энтропия: $s_{5t} = s_2 = 6.271 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- энтальпия: $h_{5t} = \text{wspHPS}(p_5, s_{5t}) = 2534.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_{5t} = \text{wspVPS}(p_5, s_{5t}) = 0.3 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- степень влажности: $y_{5t} = 1 - \text{wspXPS}(p_5, s_{5t}) = 0.105$

Изоэнтропийный теплоперепад ЧСД:

$$H_{0_чсд} = h_2 - h_{5t} = 376 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим используемый теплоперепад ЧСД:

$$H_{i_чсд} = H_{0_чсд} \cdot \eta_{oi_чсд} = 329 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара после ЧСД при действительном процессе расширения пара (точка 6) :

- энтальпия: $h_5 = h_2 - (h_2 - h_{5t}) \cdot \eta_{oi_чнд} = 2590.784 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_5 = \text{wspVPH}(p_5, h_5) = 0.309 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- энтропия: $s_5 = \text{wspSPH}(p_5, h_5) = 6.402 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- степень влажности: $y_5 = 1 - \text{wspXPH}(p_5, h_5) = 0.078$

Переходим к построению процесса расширения в ЧНД.

Определим значения давления с учетом потерь давления в тракте:

- за сепаратором: $p_{c'} = (1 - \Delta p) \cdot p_c = 0.552 \cdot \text{МПа}$
- за пароперегревателем первой ступени: $p_{пп0} = (1 - \Delta p) \cdot p_{c'} = 0.541 \cdot \text{МПа}$
- за пароперегревателем второй ступени: $p_{ппс} = (1 - \Delta p) \cdot p_{пп0} = 0.53 \cdot \text{МПа}$
- перед ЧНД: $p_{пп} = (1 - \Delta p_{чсд}) \cdot p_{ппс} = 0.519 \cdot \text{МПа}$

Степень сухости за сепаратором влаги принимаем:

$$x_c = 99\%$$

Определим начальную энтальпию пара за СПП:

$$h_{\text{III}} = \text{wspHPT}(p_{\text{IIIc}}, t_{\text{III}}) = 3441.2 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим параметры пара перед ЧНД (точки III'), учитывая дросселирования пара за СПП:

- энтальпия:
$$h_{\text{III}'} = h_{\text{III}} = 3441.2 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- удельный объем:
$$v_{\text{III}'} = \text{wspVPH}(p_{\text{III}}, h_{\text{III}'}) = 0.666 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

- энтропия:
$$s_{\text{III}'} = \text{wspSPH}(p_{\text{III}}, h_{\text{III}'}) = 8.015 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

- температура:
$$t_{\text{III}'} = \text{wspTPH}(p_{\text{III}}, h_{\text{III}'}) - 273.15 \cdot \text{К} = 479.9 \cdot \text{°C}$$

Строим изоэнтروпийный процесс расширения пара в ЧНД до давления на выходе из ЧНД (точка 9t):

- энтропия:
$$s_{9t} = s_{\text{III}'} = 8.015 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

- давление:
$$p_9 = 5 \text{кПа}$$

- энтальпия:
$$h_{9t} = \text{wspHPS}(p_9, s_{9t}) = 2444.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- удельный объем:
$$v_{9t} = \text{wspVPS}(p_9, s_{9t}) = 26.837 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

- температура:
$$t_{9t} = \text{wspTPH}(p_9, h_{9t}) - 273.15 \text{К} = 32.9 \cdot \text{°C}$$

Изоэнтропийный теплоперепад ЧНД составит:

$$H_{0_чнд} = h_{\text{III}} - h_{9t} = 996.406 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Используемый теплоперепад ЧНД:

$$H_{i_чнд} = H_{0_чнд} \cdot \eta_{oi_чнд} = 846.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Рассчитаем параметры пара после ЧНД при действительном расширении пара (точка 9):

- энтальпия:
$$h_9 = h_{\text{III}} - H_{i_чнд} = 2594.247 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- энтропия:
$$s_9 = \text{wspSPH}(p_9, h_9) = 8.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

- удельный объем:
$$v_9 = \text{wspVPH}(p_9, h_9) = 29.826 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

- температура:
$$t_9 = \text{wspTRH}(p_9, h_9) - 273.15\text{К} = 50.5 \cdot \text{К}$$

Определим теплоперепад по основной изоэнтропе процесса расширения в ЦСД ниже линии насыщения. Для этого определим параметры пара в точке пересечения кривой насыщения и основной изоэнтропы процесса расширения пара в ЦСД (точка $s_{\text{цсд_x}}''$).

$$s_{\text{цсд_x}}'' = s_{0_сд} = 6.279 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$x_{\text{цсд_x}}'' = 1$$

$$h_{\text{цсд_x}}'' = \text{wspROUGHHS}(s_{\text{цсд_x}}'') = 2801.3 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$H_{0_вл.цсд} = h_{\text{цсд_x}}'' - h_{5t} = 266.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Проведем аналогичный расчет теплоперепада для ЦНД и ЦВД (точка $s_{\text{цнд_x}}''$):

$$s_{\text{цнд_x}}'' = s_{\text{шт}}' = 8.015 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$x_{\text{цнд_x}}'' = 1$$

$$h_{\text{цнд_x}}'' = \text{wspROUGHHS}(s_{\text{цнд_x}}'') = 2597.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$H_{0_вл.цнд} = h_{\text{цнд_x}}'' - h_{9t} = 152.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$s_{\text{цвд_x}}'' = s_{2t} = 6.186 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$x_{\text{цвд_x}}'' = 1$$

$$h_{\text{цвд_x}}'' = \text{wspROUGHHS}(s_{\text{цвд_x}}'') = 2803.3 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$H_{0_вл.цвд} = h_{2t} - h_{\text{цнд_x}}'' = 266.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2.3. Определение параметров пара в отборах на ПВД и ПНД

ПВД1 (точка 1t):

- энтропия:
$$s_{1t} = s_{0'} = 6.186 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

- энтальпия:
$$h_{1t} = \text{wspHPS}(p_1, s_{1t}) = 2990.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- удельный объем:
$$v_{1t} = \text{wspVPS}(p_1, s_{1t}) = 0.034 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

- температура:
$$t_{1t} = \text{wspTRH}(p_1, h_{1t}) = 341.9 \cdot \text{°C}$$

Параметры пара при действительном процессе расширения пара (точка 1):

- энтальпия:
$$h_1 = h_{0'} - (h_{0'} - h_{1t}) \cdot \eta_{oi_чвд} = 3024.1 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- удельный объем:
$$v_1 = \text{wspVPH}(p_1, h_1) = 0.035 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

- энтропия:
$$s_1 = \text{wspSPH}(p_1, h_1) = 6.24 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

- температура:
$$t_1 = \text{wspTPH}(p_1, h_1) = 352.7 \cdot ^\circ\text{C}$$

Параметры пара в отборе на ПВД2 равны параметрам пара за ЦВД (точки 2t и 2).

ПВД3 (точка 3t):

- энтропия:
$$s_{3t} = s_{0_сд} = 6.279 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

- энтальпия:
$$h_{3t} = \text{wspHPS}(p_3, s_{3t}) = 2773.3 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- удельный объем:
$$v_{3t} = \text{wspVPS}(p_3, s_{3t}) = 0.096 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

- температура:
$$t_{3t} = \text{wspTPS}(p_3, s_{3t}) = 213.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

- степень сухости:
$$x_{3t} = \text{wspXPH}(p_3, h_{3t}) = 0.986$$

Параметры пара при действительном процессе расширения пара (точка 3) :

- энтальпия:
$$h_3 = h_2 - (h_2 - h_{3t}) \cdot \eta_{oi_чсд} = 2790.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- удельный объем:
$$v_3 = \text{wspVPH}(p_3, h_3) = 0.097 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

- энтропия:
$$s_3 = \text{wspSPH}(p_3, h_3) = 6.314 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

- температура:
$$t_3 = \text{wspTPH}(p_3, h_3) = 213.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

- степень сухости:
$$x_3 = \text{wspXPH}(p_3, h_3) = 0.996$$

Деаэратор (точка 4t):

- давление:
$$p_4 = 1.2 \text{ МПа}$$

- энтропия:
$$s_{4t} = s_{0_сд} = 6.279 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

- энтальпия:
$$h_{4t} = \text{wspHPS}(p_4, s_{4t}) = 2671.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- удельный объем: $v_{4t} = \text{wspVPS}(p_4, s_{4t}) = 0.154 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- температура: $t_{4t} = \text{wspTPH}(p_4, h_{4t}) = 188 \cdot ^\circ\text{C}$
- степень сухости: $x_{4t} = \text{wspXPH}(p_4, h_{4t}) = 0.944$

Параметры пара при действительном процессе расширения пара (точка 4) :

- энтальпия: $h_4 = h_2 - (h_2 - h_{4t}) \cdot \eta_{oi_чсд} = 2701.6 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_4 = \text{wspVPH}(p_4, h_4) = 0.157 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- энтропия: $s_4 = \text{wspSPH}(p_4, h_4) = 6.344 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- температура: $t_4 = \text{wspTPH}(p_4, h_4) = 188 \cdot ^\circ\text{C}$
- степень сухости: $x_4 = \text{wspXPH}(p_4, h_4) = 0.959$

Параметры пара в отборе на ПНД5 равны параметрам пара за ЦСД (точки 5t и 5).

ПНД6 (точка 6t):

- энтропия: $s_{6t} = s_{\text{III}'} = 8.015 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- энтальпия: $h_{6t} = \text{wspHPS}(p_6, s_{6t}) = 3201.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_{6t} = \text{wspVPS}(p_6, s_{6t}) = 1.196 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- температура: $t_{6t} = \text{wspTPS}(p_6, s_{6t}) = 363.8 \cdot ^\circ\text{C}$

Параметры пара при действительном процессе расширения пара (точка 6) :

- энтальпия: $h_6 = h_{\text{III}'} - (h_{\text{III}'} - h_{6t}) \cdot \eta_{oi_чсд} = 3231.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_6 = \text{wspVPH}(p_6, h_6) = 1.223 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- энтропия: $s_6 = \text{wspSPH}(p_6, h_6) = 8.061 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- температура: $t_6 = \text{wspTPH}(p_6, h_6) = 378.4 \cdot ^\circ\text{C}$

ПНД7 (точка 7t):

- энтропия: $s_{7t} = s_{\text{III}'} = 8.015 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- энтальпия: $h_{7t} = \text{wspHPS}(p_7, s_{7t}) = 2943.3 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_{7t} = \text{wspVPS}(p_7, s_{7t}) = 2.55 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- температура: $t_{7t} = \text{wspTPS}(p_7, s_{7t}) = 234.1 \cdot ^\circ\text{C}$

Параметры пара при действительном процессе расширения пара (точка 7) :

- энтальпия: $h_7 = h_{\text{III}} - (h_{\text{III}} - h_{7t}) \cdot \eta_{oi_цнд} = 3018 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_7 = \text{wspVPH}(p_7, h_7) = 2.741 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- энтропия: $s_7 = \text{wspSPH}(p_7, h_7) = 8.157 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- температура: $t_7 = \text{wspTPH}(p_7, h_7) = 271.7 \cdot ^\circ\text{C}$

ПНД8 (точка 8t):

- энтропия: $s_{8t} = s_{\text{III}'} = 8.015 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- энтальпия: $h_{8t} = \text{wspHPS}(p_8, s_{8t}) = 2702.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_{8t} = \text{wspVPS}(p_8, s_{8t}) = 6.267 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- температура: $t_{8t} = \text{wspTPS}(p_8, s_{8t}) = 109.2 \cdot ^\circ\text{C}$

Параметры пара при действительном процессе расширения пара (точка 8) :

- энтальпия: $h_8 = h_{\text{III}} - (h_{\text{III}} - h_{8t}) \cdot \eta_{oi_цнд} = 2813.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- удельный объем: $v_8 = \text{wspVPH}(p_8, h_8) = 7.219 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- энтропия: $s_8 = \text{wspSPH}(p_8, h_8) = 8.285 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- температура: $t_8 = \text{wspTPH}(p_8, h_8) = 166.5 \cdot ^\circ\text{C}$

Сепаратор-паропегреватель. Принимаем степень сухости за сепаратором:

$$x_{c'} = 0.99$$

Определяем параметры пара за сепаратором:

- температура: $t_{c'} = \text{wspTSP}(p_{c'}) = 155.6 \cdot ^\circ\text{C}$

- энтальпия: $h_{c'} = \text{wspHSTX}(t_{c'}, x_{c'}) = 2731.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Оценим энтальпию отсепарированной влаги:

$$h_{cs} = \text{wspHSWT}(t_{c'}) = 656.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Принимаем потерю давления греющего пара в ППс и ППо:

$$\Delta p_{\text{ППс}} = 5\% \quad \Delta p_{\text{ППо}} = 5\%$$

Давление греющего пара в промежуточном пароперегревателе второй ступени (ППс) с учетом потерь равно:

$$p_{\text{ППс}} = (1 - \Delta p_{\text{ППс}}) \cdot p_0 = 22.8 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия пара равна энтальпии свежего пара:

$$h_{\text{ППс}} = h_0 = 3318.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим параметры конденсата греющего пара на выходе из ППс:

$$t_{\text{ППс}} = \text{wspTSP}(p_{\text{кр}}) = 373.9 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{ППсcs}} = \text{wspHSWT}(t_{\text{ППс}}) = 2053.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

По принятой температуре перегретого пара и конденсата греющего пара из ППс оценим температурный напор в промежуточном пароперегревателе второй ступени:

$$\theta_{\text{ППс}} = (t_0 + 273.15\text{K}) - t_{\text{пп}} + 273.15\text{K} = 60 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температурные напоры в ППс и ППо (промежуточный пароперегреватель первой ступени), который работает на отборном паре ЧВД, принимаем равными:

$$\theta_{\text{ППо}} = 27.7^\circ\text{C}$$

Давление греющего пара в промежуточном пароперегревателе первой ступени с учетом потерь равно:

$$p_{\text{ППо}} = (1 - \Delta p_{\text{ППо}}) \cdot p_2 = 3.822 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия пара равна энтальпии пара из второго отбора:

$$h_{\text{ППо}} = h_2 = 2910.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим параметры конденсата греющего пара на выходе из ППо:

$$t_{\text{ППоos}} = \text{wspTSP}(p_{\text{ППо}}) = 247.7 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{ППоos}} = \text{wspHSWT}(t_{\text{ППоos}}) = 1074.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Тогда температура и энтальпия пара за первой ступенью промежуточного пароперегревателя составит:

$$t_{\text{пп}0} = t_{\text{ППос}} - \theta_{\text{ППо}} = 220 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{пп}0} = \text{wspHPT}(p_{\text{пп}0}, t_{\text{пп}0}) = 2896.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

□

2.4. Расчет материальных балансов пара и воды

Доля расхода пара на турбоустановку:

$$\alpha_0 = 1$$

$$\alpha_{\text{пв}} = 1$$

Запишем уравнения теплового баланса сепаратора - пароперегревателя.

Уравнение сепаратора:

$$\alpha_{\text{пп}} \cdot h_5 + \alpha_c \cdot h_5 = \alpha_c \cdot h_{c5} + \alpha_{\text{пп}} \cdot h_{c'}$$

Уравнение пароперегревателя первой ступени:

$$\alpha_{\text{пп}} \cdot h_{c'} + \alpha_{\text{ППо}} \cdot h_{\text{ППо}} = \alpha_{\text{ППо}} \cdot h_{\text{ППос}} + \alpha_{\text{пп}} \cdot h_{\text{пп}0}$$

Уравнение пароперегревателя второй ступени:

$$\alpha_{\text{пп}} \cdot h_{\text{пп}0} + \alpha_{\text{ПП.с}} \cdot h_{\text{ПП.с}} = \alpha_{\text{ПП.с}} \cdot h_{\text{ПП.с5}} + \alpha_{\text{пп}} \cdot h_{\text{пп}}$$

ПВД1. Поскольку подогреватели высокого давления выполнены с охладителями дренажа, принимаем после всех пароохладителей остаточный перегрев воды одинаково и равным.

$$\theta_{\text{по}} = 10^\circ\text{C}$$

Тогда температура и энтальпия дренажа после ПВД1 составит:

$$t_{\text{др}1} = t_{\text{в}2} + \theta_{\text{по}} = 255 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{др}1} = \text{wspHPT}(p_{\text{п}1}, t_{\text{др}1}) = 1110.2 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Составим уравнение теплового баланса подогревателя ПВД1:

$$\alpha_1 \cdot h_1 + \alpha_{\text{пв}} \cdot h_{\text{в}2} = \alpha_{\text{др}1} \cdot h_{\text{др}1} + \alpha_{\text{пв}} \cdot h_{\text{в}1}$$

и уравнение материального баланса для него

$$\alpha_{\text{др}1} = \alpha_1$$

ПВД2. Параметры воды и дренажа.

Температура дренажа из ПВД2:

$$t_{\text{др}2} = t_{\text{в}3} + \theta_{\text{по}} = 218.4 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия дренажа из охланиителя дренажа ПВД2:

$$h_{др2} = \text{wspНРТ}(p_{п2}, t_{др2}) = 936.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Составим уравнение материального баланса ПВД2:

$$\alpha_{др2} = \alpha_{др1} + \alpha_2 + \alpha_{ППо}$$

и уравнение теплового баланса для него:

$$\alpha_2 \cdot h_2 + \alpha_{пв} \cdot h_{в3} + \alpha_{ППо} \cdot h_{ППос} + \alpha_{др1} \cdot h_{др1} = \alpha_{др2} \cdot h_{др2} + \alpha_{пв} \cdot h_{в2}$$

ПВД3. Параметры воды и дренажа.

Температура дренажа из ПВД3:

$$t_{др3} = t_{пн} + \theta_{по} = 180.4 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия дренажа из охладителя дренажа ПВД3:

$$h_{др3} = \text{wspНРТ}(p_{п3}, t_{др3}) = 765.6 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Составим уравнение материального баланса ПВД3:

$$\alpha_{др3} = \alpha_{др2} + \alpha_3$$

и уравнение теплового баланса для него:

$$\alpha_3 \cdot h_3 + \alpha_{пв} \cdot h_{пн} + \alpha_{др2} \cdot h_{др2} = \alpha_{др3} \cdot h_{др3} + \alpha_{пв} \cdot h_{в3}$$

Деаэратор (Д). Для деаэратора уравнение материального баланса имеет вид:

$$\alpha_{пв} = \alpha_{др3} + \alpha_4 + \alpha_{кд}$$

а уравнение теплового баланса:

$$\alpha_4 \cdot h_4 + \alpha_{др3} \cdot h_{др3} + \alpha_{кд} \cdot h_{в5} = \alpha_{пв} \cdot h'_д$$

Рассчитываем в явном виде определяющее значение расхода пара через промежуточные пароперегреватели:

$$\alpha_{пн} = \alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_c - \alpha_{ППо}$$

ПНД5. Определим параметры дренажа:

- температура: $t_{др5} = t_{в6} + 273.15\text{K} + \theta_{по} = 130.7 \cdot ^\circ\text{C}$

- энтальпия: $h_{др5} = \text{wspНРТ}(p_{п5}, t_{др5}) = 549.6 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Уравнение материального баланса для ПНД5 имеет вид:

$$\alpha_{др5} = \alpha_5 + \alpha_c$$

а уравнение теплового баланса:

$$\alpha_5 \cdot h_5 + \alpha_{кд} \cdot h_{в6} + \alpha_c \cdot h_{с5} = \alpha_{кд} \cdot h_{в5} + h_{др5} \cdot \alpha_{др5}$$

ПНД6. Определим параметры дренажа:

- температура: $t_{др6} = t_{в7} + 273.15\text{K} + \theta_{по} = 101.4 \cdot ^\circ\text{C}$

- энтальпия: $h_{др6} = \text{wspНРТ}(p_{п6}, t_{др6}) = 425.3 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Уравнение материального баланса:

$$\alpha_{др6} = \alpha_{др5} + \alpha_6$$

Уравнение теплового баланса:

$$\alpha_6 \cdot h_6 + \alpha_{кд} \cdot h_{в7} + h_{др5} \cdot \alpha_{др5} = \alpha_{кд} \cdot h_{в6} + \alpha_{др6} \cdot h_{др6}$$

▣

Искомые значения долей пара:

$$\alpha_1 = 0.085 \quad \alpha_{др1} = 0.085 \quad \alpha_{ПП.с} = 0.269$$

$$\alpha_2 = 0.071 \quad \alpha_{др2} = 0.213 \quad \alpha_{ППо} = 0.056$$

$$\alpha_3 = 0.063 \quad \alpha_{др3} = 0.275 \quad \alpha_c = 0.045$$

$$\alpha_4 = 0.015 \quad \alpha_{др5} = 0.086 \quad \alpha_{ПП} = 0.624$$

$$\alpha_5 = 0.04 \quad \alpha_{др6} = 0.113 \quad \alpha_{кд} = 0.71$$

$$\alpha_6 = 0.027$$

ПНД7. Запишем уравнения теплового баланса:

▣

$$\alpha_7 \cdot h_7 + (\alpha_k + \alpha_8) \cdot h_{в8} + \alpha_{др6} \cdot h_{др6} = \alpha_{кд} \cdot h_{в7}$$

ПНД8. Уравнение теплового и материального балансов

$$\alpha_8 \cdot h_8 + \alpha_k \cdot h'_k = (\alpha_k + \alpha_8) \cdot h_{в8} + \alpha_{др8} \cdot h'_k$$

$$\alpha_{др8} = \alpha_8$$

$$\alpha_k = \alpha_{ПП} - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8$$

▣

$$\alpha_7 = 0.025 \quad \alpha_8 = 0.028 \quad \alpha_k = 0.544 \quad \alpha_{др8} = 0.028$$

▣

Составим уравнение точки смешения:

$$\alpha_{пв} \cdot h_{в1} + \alpha_{ПП.с} \cdot h_{ПП.с} = (1 + \alpha_{ПП.с}) \cdot h_{пв}$$

▣

$$h_{пв} = 1404.052 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2.5. Расчет отсеков паровой турбины. Определение абсолютного электрического КПД

Доля пропуска пара через отсек α_j :

Отсек 0-1

$$\alpha_{01} = \alpha_0 = 1$$

Отсек 1-2

$$\alpha_{12} = \alpha_0 - \alpha_1 = 0.915$$

Отсек 2-3

$$\alpha_{23} = \alpha_{12} - \alpha_2 - \alpha_{\text{ППО}} = 0.787$$

Отсек 3-4

$$\alpha_{34} = \alpha_{23} - \alpha_3 = 0.725$$

Отсек 4-5

$$\alpha_{45} = \alpha_{34} - \alpha_4 = 0.71$$

Отсек 5-6

$$\alpha_{56} = \alpha_{45} - \alpha_c - \alpha_5 = 0.624$$

Отсек 6-7

$$\alpha_{67} = \alpha_{56} - \alpha_6 = 0.597$$

Отсек 7-8

$$\alpha_{78} = \alpha_{67} - \alpha_7 = 0.572$$

Отсек 8-k

$$\alpha_{8k} = \alpha_{78} - \alpha_8 = 0.5445$$

Теплоперепад пара в отсеке H_{ij} , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$:

Отсек 0-1

$$H_{i01} = h_0 - h_1 = 294.6 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 1-2

$$H_{i12} = h_1 - h_2 = 113.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 2-3

$$H_{i23} = h_2 - h_3 = 119.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 3-4

$$H_{i34} = h_3 - h_4 = 88.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 4-5

$$H_{i45} = h_4 - h_5 = 110.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 5-6

$$H_{i56} = h_{\text{III}'} - h_6 = 209.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 6-7

$$H_{i67} = h_6 - h_7 = 213.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 7-8

$$H_{i78} = h_7 - h_8 = 204.3 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 8-k

$$H_{i8k} = h_8 - h_9 = 219.4318 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельная мощность $H_{ij} \cdot \alpha_j$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, совершаемая 1 кг пара в отсеке:

Отсек 0-1

$$H_{i01} \cdot \alpha_{01} = 294.6 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 1-2

$$H_{i12} \cdot \alpha_{12} = 104.1 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 2-3

$$H_{i23} \cdot \alpha_{23} = 94.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 3-4

$$H_{i34} \cdot \alpha_{34} = 64.405 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 4-5

$$H_{i45} \cdot \alpha_{45} = 78.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 5-6

$$H_{i56} \cdot \alpha_{56} = 130.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 6-7

$$H_{i67} \cdot \alpha_{67} = 127.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 7-8

$$H_{i78} \cdot \alpha_{78} = 116.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отсек 8-к

$$H_{i8k} \cdot \alpha_{8k} = 119.4705 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Суммарная внутренняя работа совершаемая 1 кг свежего пара в турбине:

$$L_{\text{чвд}} = H_{i01} \cdot \alpha_{01} + H_{i12} \cdot \alpha_{12} = 398.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$L_{\text{чсд}} = H_{i23} \cdot \alpha_{23} + H_{i34} \cdot \alpha_{34} + H_{i45} \cdot \alpha_{45} = 237.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$L_{\text{цнд}} = H_{i67} \cdot \alpha_{67} + H_{i78} \cdot \alpha_{78} + H_{i8k} \cdot \alpha_{8k} + H_{i56} \cdot \alpha_{56} = 494.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$L_{\Sigma} = L_{\text{чвд}} + L_{\text{чсд}} + L_{\text{цнд}} = 1130.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Принимаем следующие значения механического КПД турбины и КПД электрогенератора:

$$\eta_{\text{м}} = 0.99 \quad \eta_{\text{эГ}} = 0.995$$

Расход свежего пара на турбину:

$$G_0 = \frac{N_{\text{э}}}{L_{\Sigma} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эГ}}} = 1077.2 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Определяем абсолютные значения расходов пара и воды кг/с:

$$G_1 = \alpha_1 \cdot G_0 = 91.82 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad G_7 = \alpha_7 \cdot G_0 = 26.75 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_2 = \alpha_2 \cdot G_0 = 76.73 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad G_8 = \alpha_8 \cdot G_0 = 29.789 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_3 = \alpha_3 \cdot G_0 = 67.47 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad G_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} \cdot G_0 = 586.493 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_4 = \alpha_4 \cdot G_0 = 16.058 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad G_{\text{с}} = \alpha_{\text{с}} \cdot G_0 = 48.9 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_5 = \alpha_5 \cdot G_0 = 43.4 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad G_{\text{ППс}} = \alpha_{\text{ППс}} \cdot G_0 = 289.53 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_6 = \alpha_6 \cdot G_0 = 29.34 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad G_{\text{ППо}} = \alpha_{\text{ППо}} \cdot G_0 = 60.434 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Удельный расход пара на турбину:

$$d_0 = \frac{G_0}{N_э} = 3.232 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

Расход теплоты на турбоустановку:

$$Q_{\text{ту}} = G_0 \cdot (1 + \alpha_{\text{ПП.с}}) \cdot (h_0 - h_{\text{пв}}) = 2616.9 \cdot \text{МВт}$$

Удельный расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии:

$$q_{э_ту} = \frac{Q_{\text{ту}}}{N_э} = 7850.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

КПД турбоустановки по выработке:

$$\eta_{э_ту} = \frac{1}{q_{э_ту}} = 0.459$$

Абсолютный электрический КПД:

$$\eta_{а_ту} = \frac{N_э}{Q_{\text{ту}}} = 0.459$$

2.6. Энергетические показатели энергоблока

Принимаем КПД транспорта теплоты первого и второго контуров, КПД парогенератора и реактора:

$$\eta_{\text{трI}} = 0.995 \quad \eta_{\text{трII}} = 0.991 \quad \eta_{\text{пг}} = 0.985 \quad \eta_{\text{р}} = 0.99$$

КПД блока брутто:

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{а_ту} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{трI}} \cdot \eta_{\text{пг}} \cdot \eta_{\text{трII}} = 0.441$$

Тепловая мощность реактора:

$$Q_{\text{р}} = \frac{N_э}{\eta_{\text{с}}} = 2721.6 \cdot \text{МВт}$$

КПД блока нетто:

$$\eta_{\text{н_с}} = \eta_{\text{с}} \cdot (1 - 0.05) = 0.419$$

Удельный расход выгоревшего ядерного топлива:

$$b_{\text{я.т}} = \frac{0.054}{\eta_{\text{н_с}}} = 0.129 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{МВт} \cdot \text{ч}}$$

3. Детальный расчет последней турбинной ступени

Исходные данные

$$n = 50 \cdot \frac{1}{с} \quad - \text{ количество оборотов;}$$

$$G = 101.5 \frac{кг}{с} \quad - \text{ расход рабочего тела;}$$

$$\alpha_1 = 15.5^\circ \quad - \text{ эффективный угол выхода для сопловой лопатки;}$$

$$H_{0'} = 220 \frac{кДж}{кг} \quad - \text{ изоэнтропийный теплоперепад ступени;}$$

$$p_2 = 5 \text{кПа} \quad - \text{ давление за ступенью;}$$

$$h_{\underline{2}} = 2500.575 \frac{кДж}{кг} \quad - \text{ энтальпия за ступенью;}$$

$$b_1 = 299 \text{мм} \quad - \text{ хорда сопловой решетки;}$$

$$b_2 = 203 \text{мм} \quad - \text{ хорда рабочей решетки;}$$

$$\chi_{вс} = 0 \quad - \text{ коэффициент использования выходной скорости ступени.}$$

3.1. Расчет ступени на среднем диаметре [5]

Проведем предварительную оценку параметров пара перед последней ступенью, зная параметры пара за турбиной (из расчета тепловой схемы), задавшись её располагаемым теплоперепадом последней ступени и основными характеристиками. Принимаем КПД ступени $\eta=0,76$.

Теоретические параметры пара за ступенью (точка 2`):

$$\text{- энтальпия} \quad h_{2't} = h_{\underline{2}} - H_{0'} \cdot (1 - \eta) = 2447.775 \cdot \frac{кДж}{кг}$$

$$\text{- энтропия} \quad s_{2't} = \text{wspSPH}(p_2, h_{2't}) = 8.025 \cdot \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

Действительные параметры пара перед ступенью (точка 0):

$$\text{- энтропия} \quad s_0 = s_{2't}$$

$$\text{- энтальпия} \quad h_0 = h_{2't} + H_{0'} = 2667.775 \cdot \frac{кДж}{кг}$$

$$\text{- давление} \quad p_0 = \text{wspPHS}(h_0, s_0) = 22.371 \cdot \text{кПа}$$

$$\text{- температура} \quad t_0 = \text{wspTHS}(h_0, s_0) = 363.748 \text{ К}$$

$$\text{- удельный объем} \quad v_0 = \text{wspVHS}(h_0, s_0) = 7.476 \cdot \frac{м^3}{кг}$$

Принимаем корневую степень реактивности, корневой диаметр и высоту рабочей лопатки:

$$\rho_K = 0.235 \quad d_K = 1.8\text{м} \quad l_2 = 1.2\text{м}$$

Средний диаметр, средняя степень реактивности ступени:

$$d_{cp} = d_K + l_2 = 3 \cdot \text{м}$$

$$\rho_{cp} = 1 - (1 - \rho_K) \cdot \left(\frac{d_{cp}}{d_K} \right)^{-1.7} = 0.679$$

Степень реактивности на периферии:

$$\rho_{\Pi} = 1 - (1 - \rho_K) \cdot \left(\frac{d_{cp} + l_2}{d_K} \right)^{-1.7} = 0.819$$

Теплоперепады на сопловую и рабочую решетки:

$$H_{0c'} = (1 - \rho_{cp}) \cdot H_{0'} = 70.622 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$H_{0p} = \rho_{cp} \cdot H_{0'} = 149.378 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Окружная скорость:

$$u = \pi \cdot d_{cp} \cdot n = 471.239 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Введем обозначение $u/c_{\phi} = \Lambda$. Примем в качестве первого приближения коэффициент скорости для сопловой решетки $\varphi=0,972$.

Фиктивная скорость:

$$c_{\phi} = \sqrt{2H_{0'}} = 663.325 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Оптимальное соотношение скоростей:

$$\Lambda_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cdot \cos(\alpha_1)}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho_{cp}}} = 0.827$$

Действительное значение u/c_{ϕ} для данной ступени:

$$x_{\phi} = \frac{u}{c_{\phi}} = 0.71$$

Расчет параметров сопловой решетки

Теоретическая скорость выхода из сопловой решетки:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot H_{0c'}} = 375.825 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Теоретические параметры пара за сопловой решеткой:

- энтальпия $h_{1t} = h_0 - H_{0c'} = 2597.153 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

- энтропия $s_{1t} = s_0 = 8.0247 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

- давление $p_1 = \text{wspPHS}(h_{1t}, s_{1t}) = 0.014 \cdot \text{МПа}$

- удельный объем $v_{1t} = \text{wspVHS}(h_{1t}, s_{1t}) = 10.471 \cdot \frac{\text{М}^3}{\text{кг}}$

- скорость звука $a_{1t} = \text{wspWHS}(h_{1t}, s_{1t}) = 445.329 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$

Проверим режим истечения из сопловой решетки:

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_{1t}} = 0.844 \quad \varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} = 0.64$$

число Маха меньше 1, отношение давлений больше 0,577, следует, что поток дозвуковой.

Зададимся коэффициентом расхода через сопловую решетку несколько больше коэффициента потерь скорости, так как коэффициент расхода не учитывает потери после горла лопаток $\mu_1=0,982$.

Критические параметры пара:

- относительное давление $\varepsilon_{кр} = 0.577$

- критическое давление $p_{кр} = \varepsilon_{кр} \cdot p_0 = 12.908 \cdot \text{кПа}$

- энтропия $s_{кр} = s_0 = 8.0247 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

- энтальпия $h_{кр} = \text{wspHPS}(p_{кр}, s_{кр}) = 2581.605 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

- критическая скорость $c_{кр} = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_{кр})} = 415.138 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$

- удельный объем $v_{кр} = \text{wspVPS}(p_{кр}, s_{кр}) = 11.485 \cdot \frac{\text{М}^3}{\text{кг}}$

Площадь из уравнения неразрывности по критическим параметрам:

$$F_{1кр} = \frac{G \cdot v_{кр}}{c_{кр} \cdot \mu_1} = 2.86 \cdot \text{м}^2$$

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{c_{1t} \cdot \mu_1} = 2.88 \cdot \text{м}^2$$

Зададимся перекрышей $\Delta l = 50 \text{ мм}$.

Тогда высота лопадки для сопловой решетки:

$$l_1 = l_2 - \Delta l = 1.15 \cdot \text{м}$$

Угол выхода потока из сопловой решетки в абсолютном движении:

$$\alpha_{1\text{эф}} = \text{asin}\left(\frac{F_1}{\pi \cdot d_{ср} \cdot l_1}\right) = 15.408^\circ$$

$$\alpha_1 = \text{asin}\left(\sin(\alpha_{1\text{эф}}) \cdot \frac{c_{кр} \cdot v_{1t}}{v_{кр} \cdot c_{1t}}\right) = 15.52^\circ$$

Кинематическая вязкость:

$$\nu_{1t} = \text{wspKINVISHS}(h_{1t}, s_{1t}) = 1.122 \cdot \frac{\text{см}^2}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса для сопловой решетки:

$$\text{Re}_{1t} = \frac{c_{1t} \cdot b_1}{\nu_{1t}} = 1.0011 \times 10^6$$

Абсолютная скорость выхода из сопловой решетки:

$$c_1 = c_{1t} \cdot \varphi = 365.302 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Из треугольника скоростей находим относительную скорость выхода из сопловой решетки:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos(\alpha_1)} = 153.614 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Относительный угол выхода потока из сопловой решетки:

$$\beta_1 = \text{acos}\left(\frac{c_1 \cdot \cos(\alpha_1) - u}{w_1}\right) = 140.815^\circ$$

Действительные параметры пара после сопловой решетки:

- энтальпия	$h_1 = h_0 - \frac{c_1^2}{2} = 2601.052 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- давление	$p_1 = 0.014 \cdot \text{МПа}$
- энтропия	$s_1 = \text{wspSPH}(p_1, h_1) = 8.037 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- удельный объем	$v_1 = \text{wspVPH}(p_1, h_1) = 10.537 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Расчет параметров рабочей решетки

Параметры полного торможения в относительном движении перед рабочей решеткой:

- энтальпия	$h_{0w1} = h_1 + \frac{w_1^2}{2} = 2612.851 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- энтропия	$s_{0w1} = s_1 = 8.037 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- температура	$t_{0w1} = \text{wspTHS}(h_{0w1}, s_{0w1}) = 61.515 \cdot \text{°C}$
- давление	$p_{0w1} = \text{wspPHS}(h_{0w1}, s_{0w1}) = 0.015 \cdot \text{МПа}$
- удельный объем	$v_{0w1} = \text{wspVHS}(h_{0w1}, s_{0w1}) = 9.938 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Теоретические параметры пара за рабочей решеткой:

- энтальпия	$h_{2t} = h_1 - H_{0p} = 2451.674 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- энтропия	$s_{2t} = s_1 = 8.0366 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- степень сухости	$x_{2t} = \text{wspXHS}(h_{2t}, s_{2t}) = 0.955$
- удельный объем	$v_{2t} = \text{wspVHS}(h_{2t}, s_{2t}) = 26.869 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- скорость звука	$a_{2t} = \text{wspWHS}(h_{2t}, s_{2t}) = 386.775 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Принимается коэффициент скорости для рабочей решетки $\psi=0,958$.

Теоретическая скорость выхода потока из рабочей решетки в относительном движении:

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot H_{0p}} = 567.761 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Действительная скорость выхода потока из рабочей решетки в относительном движении:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 543.915 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Проверка режима течения:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_{2t}} = 1.468 \quad \epsilon_2 = \frac{p_2}{p_{0w1}} = 0.323$$

число Маха больше 1, отношение давлений меньше 0,577, следует, что поток сверхзвуковой.

Действительные параметры пара за рабочей решеткой:

- энтальпия	$h_2 = h_{0w1} - \frac{w_2^2}{2} = 2464.929 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- давление	$p_2 = 0.005 \cdot \text{МПа}$
- энтропия	$s_2 = \text{wspSPH}(p_2, h_2) = 8.08075 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- температура	$t_2 = \text{wspTHS}(h_2, s_2) = 32.875 \cdot ^\circ\text{C}$
- степень сухости	$x_2 = \text{wspXHS}(h_2, s_2) = 0.96$
- удельный объем	$v_2 = \text{wspVHS}(h_2, s_2) = 27.0715 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
- скорость звука	$a_2 = \text{wspWHS}(h_2, s_2) = 387.903 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Зададимся коэффициентом расхода через рабочую решетку $\mu_2=0,977$.

Критические параметры пара:

- относительное давление	$\epsilon_{2кр} = 0.577$
- критическое давление	$p_{2кр} = \epsilon_{кр} \cdot p_{0w1} = 8.932 \cdot \text{кПа}$
- энтропия	$s_{2кр} = s_{0w1} = 8.0366 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
- энтальпия	$h_{2кр} = \text{wspHPS}(p_{2кр}, s_{2кр}) = 2531.848 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

- критическая скорость $w_{2кр} = \sqrt{2 \cdot (h_{0w1} - h_{2кр})} = 402.499 \cdot \frac{м}{с}$

- удельный объем $v_{2кр} = w_{sp} VPS(p_{2кр}, s_{2кр}) = 15.988 \cdot \frac{м^3}{кг}$

Площадь из уравнения неразрывности:

$$F_{2кр} = \frac{G \cdot v_{2кр}}{w_{2кр} \cdot \mu_2} = 4.13 \cdot м^2$$

Угол выхода потока из рабочей решетки в относительном движении:

$$\beta_{2эф} = \arcsin\left(\frac{F_{2кр}}{\pi \cdot d_{ср} \cdot l_2}\right) = 21.4^\circ$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(\sin(\beta_{2эф}) \cdot \frac{w_{2кр} \cdot v_{2t}}{v_{2кр} \cdot w_{2t}}\right) = 25.767^\circ$$

Кинематическая вязкость:

$$\nu_{2t} = w_{sp} KINVISHS(h_{2t}, s_{2t}) = 2.713 \cdot \frac{см^2}{с}$$

Число Рейнольдса для рабочей решетки:

$$Re_{2t} = \frac{w_{2t} \cdot b_2}{\nu_{2t}} = 4.2485 \times 10^5$$

Абсолютная скорость и угол выхода потока из рабочей решетки:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(\beta_2)} = 237.174 \cdot \frac{м}{с}$$

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{w_2 \cdot \cos(\beta_2) - u}{c_2}\right) = 85.503^\circ$$

Расчет лопаточного КПД

Потери в сопловой решетке:

$$\Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = 3.899 \cdot \frac{кДж}{кг}$$

Потери в рабочей решетке:

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = 13.254 \cdot \frac{кДж}{кг}$$

Потери с выходной скоростью:

$$\Delta H_{\text{вс}} = \frac{c_2^2}{2} = 28.126 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Располагаемая энергия:

$$E_0 = H_0' - \chi_{\text{вс}} \cdot \Delta H_{\text{вс}} = 220 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Лопаточный КПД:

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{E_0 - \Delta H_{\text{с}} - \Delta H_{\text{р}} - (1 - \chi_{\text{вс}}) \cdot \Delta H_{\text{вс}}}{E_0} = 0.794$$

$$\eta_{\text{ол}}' = \frac{u \cdot (c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + c_2 \cdot \cos(\alpha_2))}{E_0} = 0.794$$

Удельная работа ступени:

$$L_u = E_0 - \Delta H_{\text{р}} - \Delta H_{\text{с}} - (1 - \chi_{\text{вс}}) \cdot \Delta H_{\text{вс}} = 174.72 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Окружное усилие на лопатках рабочей решетки:

$$R_u = G \cdot (c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + c_2 \cdot \cos(\alpha_2)) = 37.633 \cdot \text{кН}$$

$$R_u' = G \cdot (w_1 \cdot \cos(\beta_1) + w_2 \cdot \cos(\beta_2)) = 37.633 \cdot \text{кН}$$

Мощность развиваемая на лопатках рабочей решетки:

$$N_u = R_u \cdot u = 17.734 \cdot \text{МВт}$$

$$N_u' = L_u \cdot G = 17.734 \cdot \text{МВт}$$

Расчет утечек. Определение относительного КПД турбины

Расчет потерь на трение диска и бандажа:

$$\text{Коэффициент трения: } K_{\text{тр}} = 10^{-3}$$

Потери на трение диска и бандажа:

$$\xi_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} \cdot \frac{d_{\text{ср}}^2}{F_1} \cdot (x_{\text{ф}})^3 = 0.001121$$

Диаметр диафрагменного уплотнения:

$$d_y = 0.6 \cdot d_{\text{ср}} = 1.8 \cdot \text{м}$$

- число гребней в диафрагменном уплотнении $z_y = 4$
- корневой зазор $\delta_y = 1\text{ мм}$
- периферийный зазор $\delta_r = 2.5\text{ мм}$

Эквивалентный периферийный зазор:

$$\delta_{\text{Э.П}} = 0.75 \cdot \delta_r = 1.875 \cdot \text{мм}$$

Коэффициенты учитывающие подмешение утечек из уплотнений в основной поток:

$$\xi_{\text{ДУ}} = \frac{0.75 \cdot \pi \cdot d_y \cdot \delta_y}{F_1 \cdot \mu_1 \cdot \sqrt{z_y}} \cdot \eta_{\text{ОЛ}} = 0.00059555$$

$$\xi_{\text{ПУ}} = \frac{\pi(d_{\text{ср}} + l_2) \cdot \delta_{\text{Э.П}}}{F_1 \cdot \mu_1} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\text{П}}}{1 - \rho_{\text{ср}}}} \cdot \eta_{\text{ОЛ}} = 0.011097$$

Потери от влажности:

$$\xi_{\text{ВЛ}} = 2 \cdot \frac{u}{c_{\text{ф}}} \cdot [0.9 \cdot (1 - x_0) + 0.35 \cdot (x_0 - x_2)] = 0.01967$$

Внутренний КПД ступени:

$$\eta_{\text{ОИ}} = \eta_{\text{ОЛ}} - \xi_{\text{ТР}} - \xi_{\text{ВЛ}} - \xi_{\text{ПУ}} - \xi_{\text{ДУ}} = 0.762$$

Полезно срабатываемый теплоперепад на ступень и внутренняя мощность ступени:

$$H_i = H_0 \cdot \eta_{\text{ОИ}} = 167.574 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$N_i = H_i \cdot G = 17.009 \cdot \text{МВт}$$

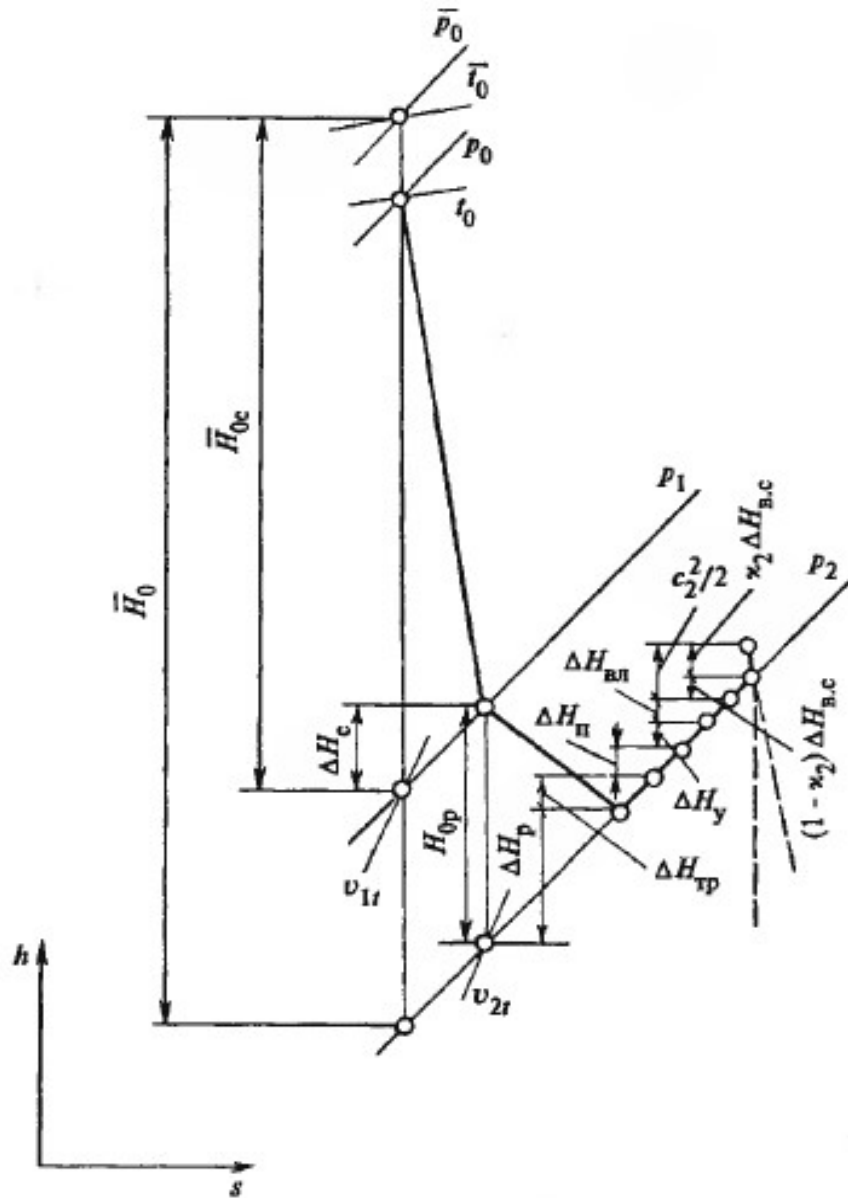


Рисунок 2 - Процесс расширения пара в h,s - диаграмме турбинной ступени

3.2. Расчет ступени с учетом изменения параметров по радиусу

Расчет последней ступени турбины с учетом изменения параметров по радиусу проводится на основе упрощенного уравнения радиального равновесия. С этой целью использовалась программа, разработанная на кафедре Паровых и газовых турбин. Программа предназначена для расчета распределения параметров потока в характерных сечениях ступеней паровых (“PAR”) и газовых (“GAZ”) турбин по радиусу.

Рабочее тело – водяной пар или газ. Продукты сгорания считаются идеальным газом.

Интегральные значения коэффициентов скорости сопловых и рабочих решёток ступени задаются в файле исходных данных и служат для задания изменения распределения локальных значений коэффициентов скорости по радиусу.

При расчёте параметров потока по радиусу используется закон «закрутки» $c_u r = \text{const}$ (закон «постоянства циркуляции по замкнутому контуру»).

В качестве исходных данных для расчета последней ступени по высоте использовались результаты ее расчета на среднем диаметре, представленные в приложении.

На основе этих данных построены треугольники скоростей для трех характерных сечений: корневого, среднего и периферийного (см. рисунки 3-5). Кроме того, на рисунках 6-9 изображены зависимости скоростей, углов входа и выхода потока, чисел Маха, которые наглядно иллюстрируют, как меняются основные аэродинамические и геометрические характеристики ступени по радиусу.

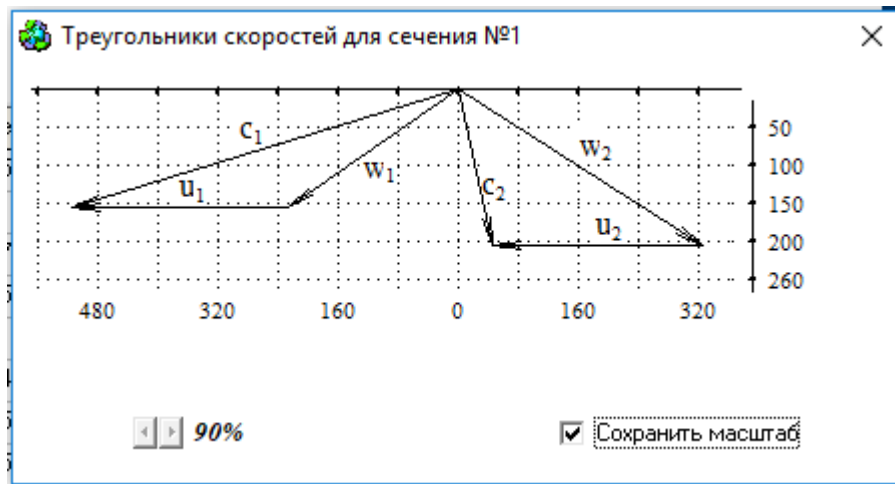


Рисунок 3 – Треугольники скоростей для корневого сечения



Рисунок 4 – Треугольники скоростей для среднего сечения



Рисунок 5 – Треугольники скоростей для периферийного сечения

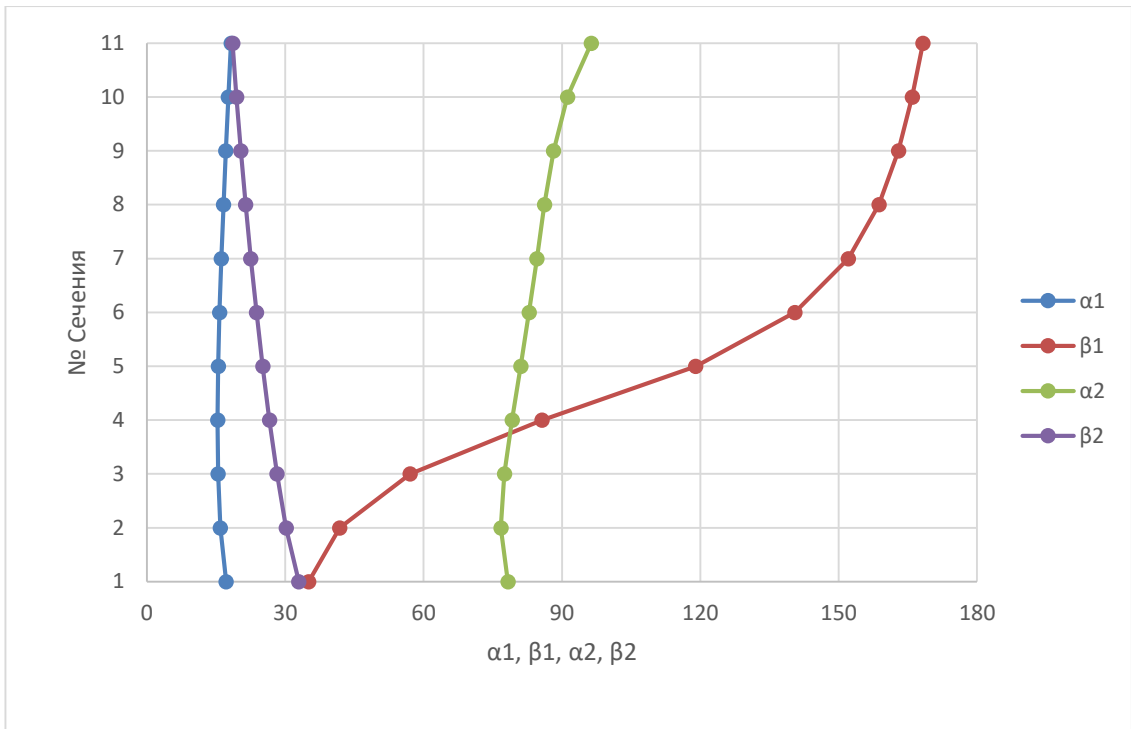


Рисунок 6 – График зависимости углов входа и выхода потока по высоте ступени

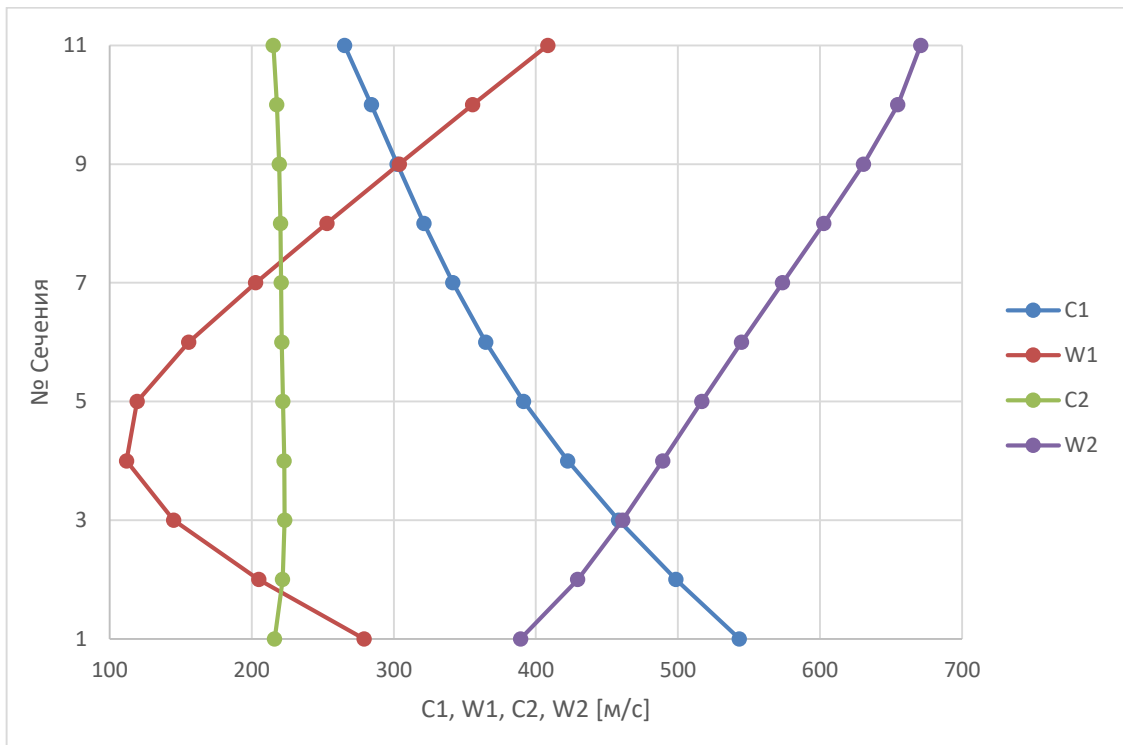


Рисунок 7 – График зависимости скоростей входа и выхода потока по высоте ступени

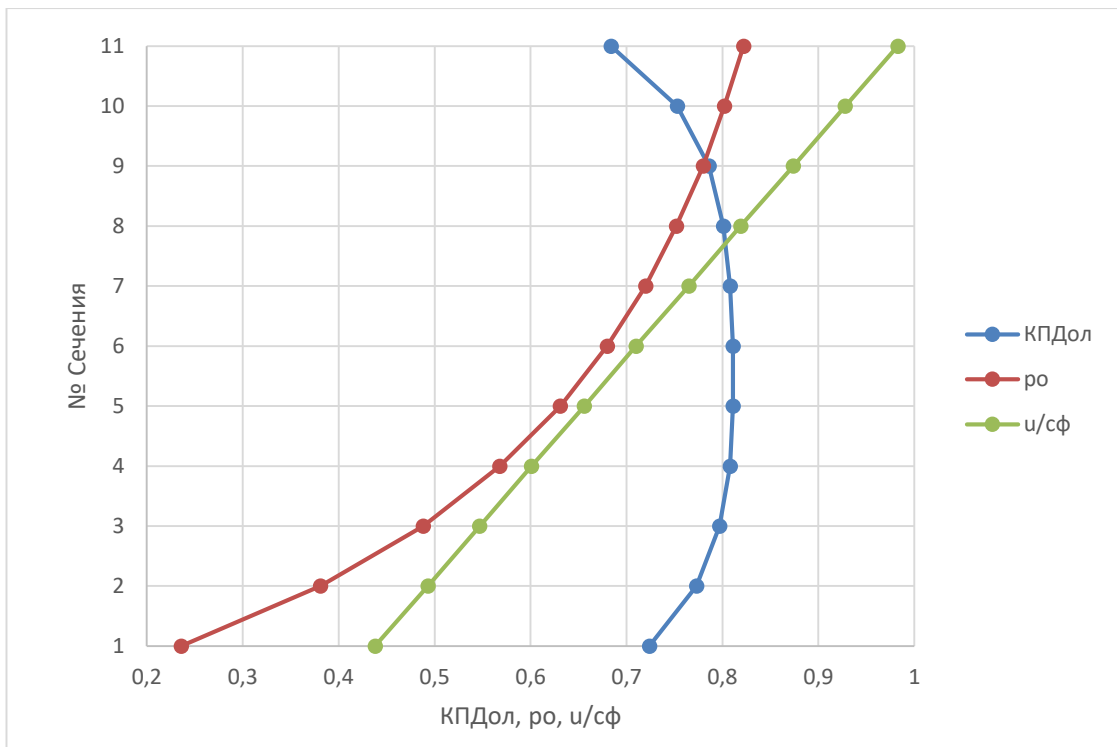


Рисунок 8 – График зависимости степени реактивности, относительного лопаточного КПД и u/c_ϕ по высоте ступени

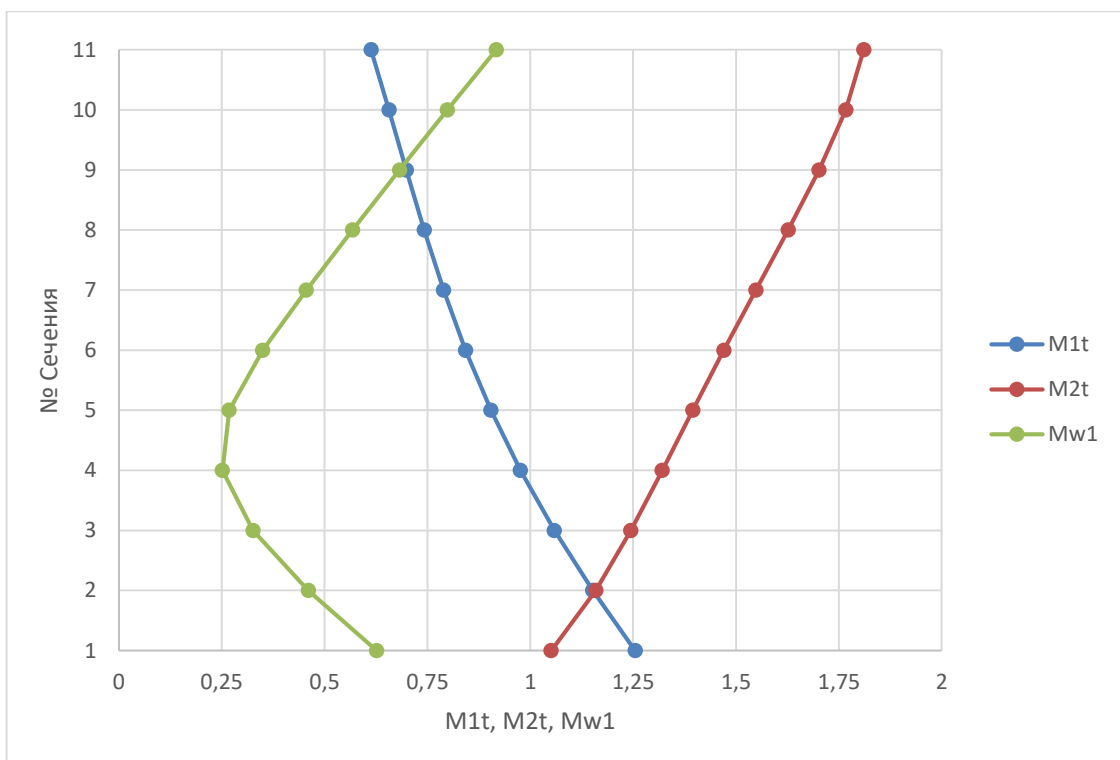


Рисунок 9 – График изменения чисел Маха по высоте ступени

На рисунке 6 представлены графики изменение углов входа и выхода потока для абсолютных и относительных скоростей. Характер их изменения соответствует характеру изменения чисел Маха (рисунок 9). Эти результаты были использованы для профилирования базовых сечений сопловой и рабочей решетки.

На рисунке 7 представлены графики изменения скоростей потока: c_1 , w_1 , c_2 , w_2 .

Располагаемый теплоперепад в рабочей решетке увеличивается от корня к периферии. Это приводит к росту скорости w_{2t} , согласно формуле: $w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2H_{op}}$. В свою очередь, увеличение скорости w_{2t} влечет за собой увеличение числа Маха M_{2t} ($M_{2t} = w_{2t}/a_2$), от значения 1.05051 в корне, до значения 1.8106 на периферии лопатки. Значение M_{2t} по высоте меняется слабо, так как скорость звука a_2 практически не изменяется, а угол α_2 (угол выхода из рабочей решетки) меняется незначительно.

Поскольку располагаемый теплоперепад в сопловой решетке уменьшается от корня к периферии, то, согласно формуле $c_{1t} = \sqrt{2H_{oc}} = \sqrt{2(1-\rho)H_0}$, скорость c_{1t} будет принимать максимальное значение в корне лопатки. Поэтому величина M_{1t} будет уменьшаться (согласно формуле: $M_{1t} = c_{1t}/a_1$) от корня к периферии, принимая значения от 1.255 в корне, до 0.613 на периферии.

M_{w1} принимает минимально значение на среднем сечении и увеличивается к периферии, исходя из треугольников скоростей и изменения степени реактивности по высоте лопатки.

На рисунке 8 изображены изменение « u/c_ϕ , ρ , $\eta_{ол}$ ». График u/c_ϕ меняется линейно и принимает минимальное значение в корне 0.423, что вытекает из формулы:

$$\frac{u}{c_\phi} = \frac{\pi d_n}{\sqrt{2H_0}}$$

Относительный лопаточный КПД по параметрам торможения имеет достаточно высокое значение (0.724 в корне и 0.684 на периферии). КПД ступени (средне-интегральный) равен 78.8%. Это хорошие значения для последних ступеней цилиндров низкого давления влажно-паровых турбин. Характер снижения $\eta_{ол}$ в корне и на периферии обуславливается учетом в программе вторичных течений на периферии и в корне лопатки.

Степень реактивности увеличивается от корня к периферии (от 0.236, до 0.822), что обуславливается законом закрутки данной лопатки. Такое изменение степени реактивности по высоте лопатки существенно сказывается на треугольниках скоростей, что видно по углам изменения движения потока и говорит о необходимости профилирования базовых сечений лопатки.

4. Разработка 3D модели лопаточного аппарата последней ступени

4.1. Профилирование решеток

Профилирование решеток ступени начинают с рабочей лопатки, так как условия ее надежности могут изменить выбранные законы закрутки, теплоперепада ступени или высоты. Профилирование рабочей лопатки начинается с выбора хорды корневого сечения b_k . Увеличение b_k приводит к увеличению концевых потерь, но снижает напряжения в лопатке и повышает частоту собственных колебаний. Затем выбирается относительный шаг. По известным значениям хорды, относительного шага, углов входа и выхода выполняется предварительное профилирование, которое позволяет провести грубую оценку надежности лопаток.

После предварительной оценки надежности производится профилирование всей лопатки по высоте; при этом для всех сечений определяются напряжения растяжения, изгиба.

При профилировании сопловой лопатки учитывалось, что ее среднее и корневое сечение работают в области сверхзвукового течения.

Профилирование сечений проводилось с помощью программного комплекса Numesa. В качестве базовых были выбраны 5 сечений с относительными координатами (0; 0,25; 0,5; 0,75; 1). За основу при профилировании были взяты результаты расчетов ступени по высоте, предполагается, что поток на входе в сопловую решетку по высоте имеет неизменный угол направления 90° .

На рисунке 10 представлены полученные 3D модели профилей сопловой и рабочей лопаток.

Профилирование рабочей лопатки проводилось одновременно с расчетами растягивающих и изгибных напряжений. Результаты оценки статической прочности рабочей лопатки рассматриваются в пункте 4.2.

Профилирование проводилось с помощью программного комплекса Numeca. В качестве базовых были выбраны 5 сечений с относительными координатами (0; 0.25; 0.5; 0.75; 1).

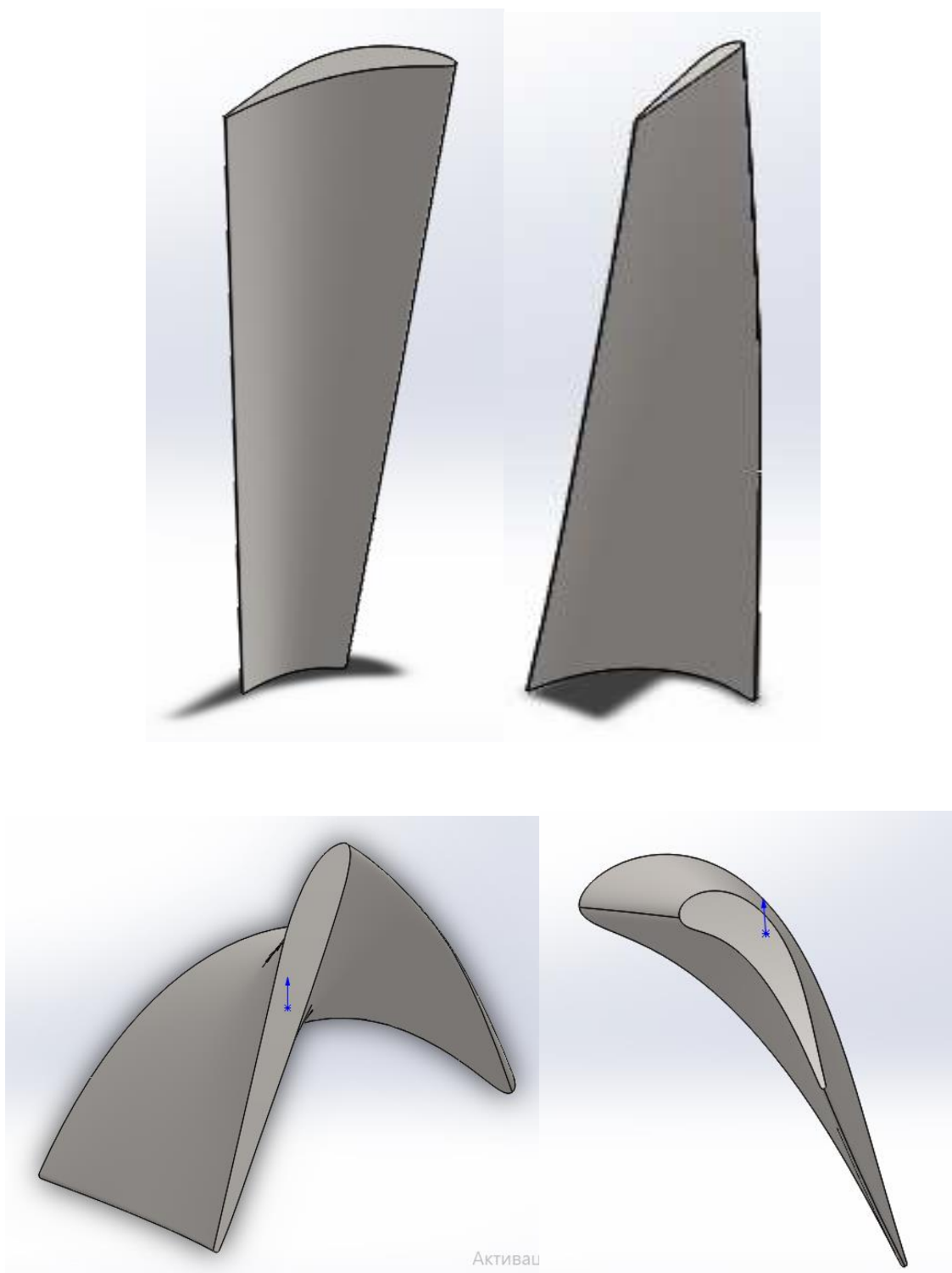


Рисунок 10 – 3D модели сопловой и рабочей лопатки

4.2. Оценка статической прочности

4.2.1. Расчет рабочих лопаток на растяжение

Исходные данные:

Площадь корневого сечения лопатки, найденная по соответствующему профилю с использованием программы Numesa :

$$F_K := 7778 \cdot \text{мм}^2 = 77.78 \cdot \text{см}^2$$

Площадь периферейного сечения лопатки, найденная по соответствующему профилю с использованием программы Numesa :

$$F_{\Pi} := 2841 \cdot \text{мм}^2 = 28.41 \cdot \text{см}^2$$

Плотность материала:

$$\rho := 7800 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Частота вращения:

$$n := 50 \cdot \left(\frac{1}{\text{с}} \right)$$

Высота рабочих лопаток:

$$l := 1.2 \cdot \text{м}$$

Корневой диаметр:

$$d_K := 1.8 \cdot \text{м}$$

Средний диаметр:

$$d_{\text{ср}} := 3 \cdot \text{м}$$

Относительная координата для срединного сечения:

$$\zeta_{\text{ср}} := 0.5$$

В соответствии с показательным законом изменения площади сечения по высоте лопаток находим максимальные растягивающие напряжения. [3]

Отношение периферийной и корневой площадей:

$$a := \frac{F_{\Pi}}{F_K} = 0.37$$

Величина обратной веерности:

$$\theta := \frac{d_{\text{ср}}}{l} = 2.5$$

Показательный закон:

$$F(z) = F_K \cdot a^\zeta$$

Площадь среднего сечения:

$$F_{\text{ср}} := F_K \cdot a^{\zeta_{\text{ср}}} = 4700.8 \cdot \text{мм}^2$$

Относительная координата для периферии:

$$\zeta_{\text{II}} := 1$$

Площадь периферийного сечения:

$$F_{\text{II}} := F_K \cdot a^{\zeta_{\text{II}}} = 28.4 \cdot \text{см}^2$$

Относительная координата для корня:

$$\zeta_K := 0$$

Угловая частота:

$$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n = 314.2 \cdot \frac{1}{\text{с}}$$

Растягивающее напряжение в корневом сечении лопатки:

$$\sigma_0 := \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{d_K}{2} \cdot 1 = 831.4 \cdot \text{МПа}$$

Коэффициент разгрузки:

$$k := -\left(\frac{1-a}{\ln(a)}\right) + \frac{2}{\theta} \left[\left(\frac{1-a}{\ln(a)^2}\right) + \frac{1+a}{2 \cdot \ln(a)} \right] = 0.59$$

Определим необходимые коэффициенты:

$$B_0 := \frac{-1}{\ln(a)} + \frac{2 + \ln(a)}{\theta \cdot (\ln(a))^2} = 1.38$$

$$B_1 := \frac{-2}{\theta \cdot \ln(a)} = 0.79$$

$$B_2 := -B_0 - B_1 = -2.18$$

Растягивающие напряжения в корне:

$$\sigma_K := \sigma_0 \cdot \left(B_0 + B_1 \cdot \zeta_K + B_2 \cdot a^{1-\zeta_K} \right) = 489.4 \cdot \text{МПа}$$

Наибольшее напряжение в лопатке переменного сечения:

$$\sigma_{\text{max}} := \sigma_0 \cdot k = 489.4 \cdot \text{МПа}$$

В результате полученных результатов, выбираем сталь 15X12ВМФ, определяем коэффициент запаса прочности и строим графики зависимости растягивающих напряжений по высоте лопатки.

Предел текучести материала при нормальных температурных условиях:

$$\sigma_{02} := 750 \cdot \text{МПа}$$

Коэффициент запаса прочности:

$$n_{\text{пр}} := \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{\text{max}}} = 1.53$$

$$\sigma_{\text{доп}} := 750 \cdot \text{МПа} > \sigma_{\text{max}} = 489.4 \cdot \text{МПа}$$

$$\zeta := 0, 0.1 \dots 1$$

Распределение растягивающих напряжений:

$$\sigma(\zeta) := \sigma_0 \cdot (B_0 + B_1 \cdot \zeta + B_2 \cdot a^{1-\zeta})$$

Распределение площади сечения лопатки по высоте:

$$F(\zeta) := F_k \cdot a^\zeta$$

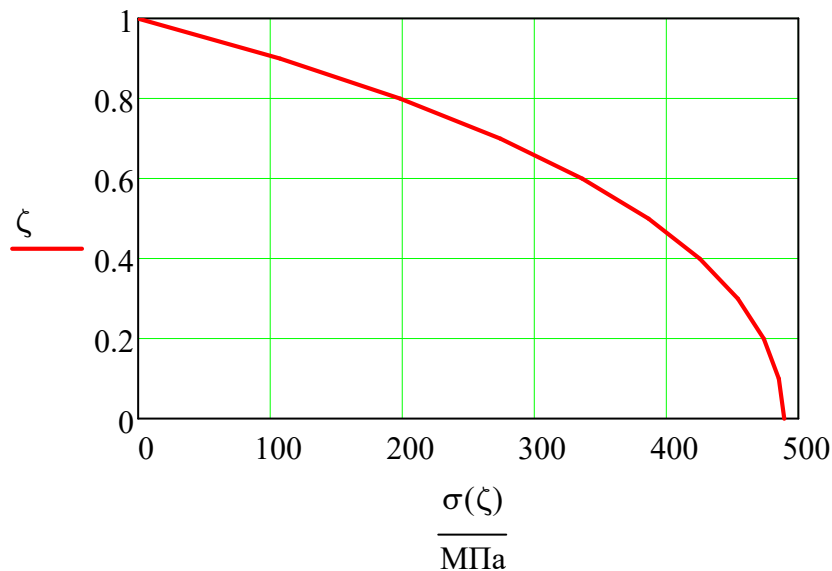


Рисунок 11 - Распределение растягивающих напряжения по длине РЛ последней ступени

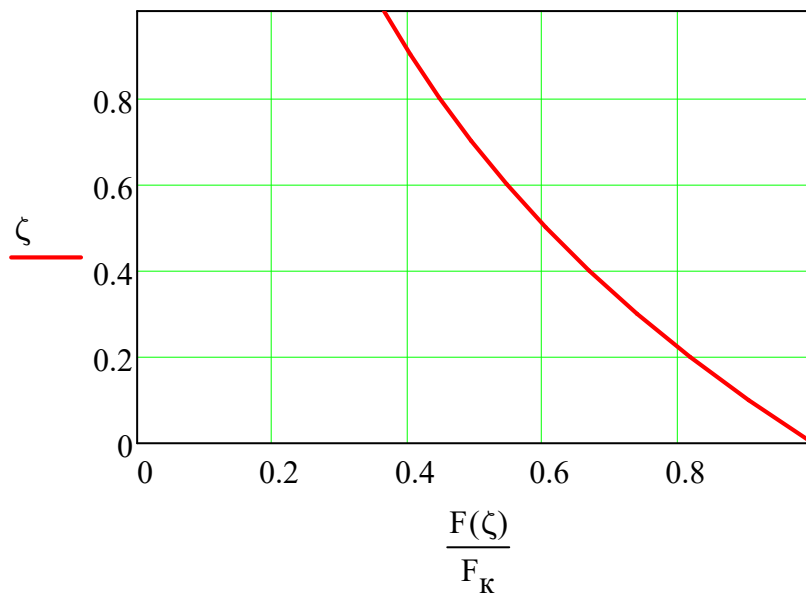


Рисунок 12 - Изменение площади РЛ последней ступени по длине

4.2.2. Расчет на изгиб рабочей лопатки

Изгибающие напряжения возникающие в опасных точках, определяется по зависимости вида:

$$\sigma_{ii}(z) = \frac{-M_{\eta}(z)}{I_{\eta}(z)} \cdot \xi_i(z) + \frac{M_{\xi}(z)}{I_{\xi}(z)} \cdot \eta_i(z) \quad (1)$$

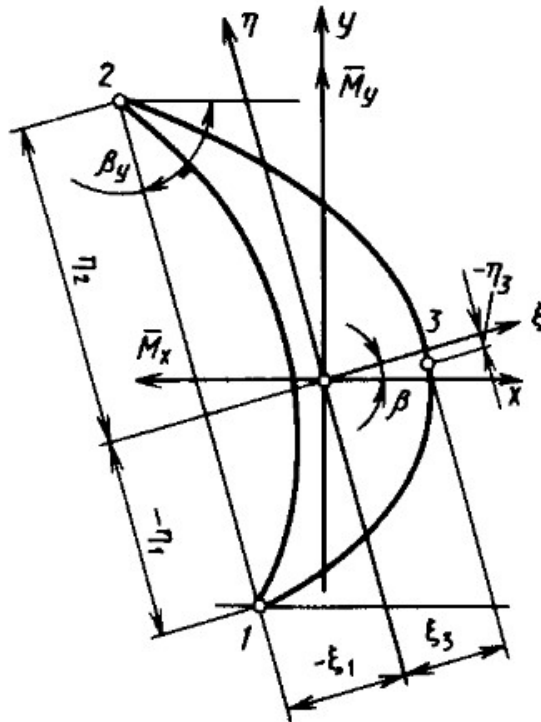


Рисунок 13 - Профиль лопатки и её координатные оси

Здесь $M_{\eta}(z)$ и $M_{\xi}(z)$ - изгибающие моменты относительно центральных главных осей ξ и η , Н·м; $I_{\eta}(z)$ и $I_{\xi}(z)$ - моменты инерции профиля относительно тех же осей в зависимости от координаты z , м²; $\xi_i(z)$ и $\eta_i(z)$ - координаты опасных точек в зависимости от координаты z , м; i - номер опасной точки.

Изгибающие моменты в сечении определяются по формулам:

$$M_x = \int_0^l q_y(z_1) \cdot (z_1 - 0) dz_1 \quad M_y = \int_z^l q_x(z_1) \cdot (z_1 - z) dz_1$$

где $q_y(z_1)$, $q_x(z_1)$ - аэродинамическая нагрузка, определяемая по формулам:

$$q_x(z_1) = \rho_2 \cdot w_{2a}(z_1) \cdot (w_{1u}(z_1) - w_{2u}(z_1)) \cdot t_2(z_1)$$

$$q_y(z_1) = \rho_2 \cdot w_{2a}(z_1) \cdot (w_{1a}(z_1) - w_{2a}(z_1)) \cdot t_2(z_1) + (p_1(z_1) - p_2) \cdot t_2(z_1)$$

Здесь w_{1a} и w_{1u} - осевая и окружная составляющие относительной скорости перед рабочими лопатками; w_{2a} и w_{2u} - осевая и окружная составляющие относительной скорости за рабочими лопатками; $p_1(z_1)$ и p_2 - статическое давление перед и за рабочими лопатками соответственно.

Из расчета ступени по радиусу известно:

$$\rho_2 := 0.035 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad - \text{плотность пара за рабочим аппаратом};$$

$$p_2 := 0.005 \cdot \text{МПа} \quad - \text{давление пара за рабочим аппаратом.}$$

Давление пара перед рабочим аппаратом

$$p_1 := \begin{pmatrix} 0.00701 \\ 0.01147 \\ 0.01438 \\ 0.01629 \\ 0.01760 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

Число рабочих лопаток

$$z_p := 70$$

Длина рабочей лопатки

$$l_2 := 1.2 \cdot \text{м}$$

Корневой диаметр

$$d_k := 1.8 \cdot \text{м}$$

Координаты сечений

$$z_1 := \begin{pmatrix} 0 \\ 0.25 \\ 0.5 \\ 0.75 \\ 1 \end{pmatrix} \cdot l_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.3 \\ 0.6 \\ 0.9 \\ 1.2 \end{pmatrix} \cdot \text{м}$$

Диаметр сечений

$$d(z_1) := d_K + 2 \cdot z_1$$

$$d(z_1) = \begin{pmatrix} 1.8 \\ 2.4 \\ 3 \\ 3.6 \\ 4.2 \end{pmatrix} \cdot \text{м}$$

Шаг рабочей решетки по сечениям

$$t_2(z_1) := \frac{\pi \cdot d(z_1)}{z_p}$$

$$t_2(z_1) = \begin{pmatrix} 0.081 \\ 0.108 \\ 0.135 \\ 0.162 \\ 0.188 \end{pmatrix} \cdot \text{м}$$

Скорости и углы, полученные для расчетных сечений лопатки:

$$w_1 := \begin{pmatrix} 279.2 \\ 124.3 \\ 156.0 \\ 278.5 \\ 408.5 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad \beta_1 := \begin{pmatrix} 35.2 \\ 69.7 \\ 140.5 \\ 161.0 \\ 168.2 \end{pmatrix} \cdot ^\circ \quad w_2 := \begin{pmatrix} 389.3 \\ 475.5 \\ 544.9 \\ 617.1 \\ 670.9 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad \beta_2 := \begin{pmatrix} 33.0 \\ 27.5 \\ 23.8 \\ 20.9 \\ 18.6 \end{pmatrix} \cdot ^\circ$$

Рассчитаем осевые и окружные составляющие относительной скорости перед и за рабочими лопатками.

$$w_{1a_i} := w_{1_i} \cdot \sin(\beta_{1_i}) \quad w_{1u_i} := w_{1_i} \cdot \cos(\beta_{1_i})$$

$$w_{2a_i} := w_{2_i} \cdot \sin(\beta_{2_i}) \quad w_{2u_i} := -w_{2_i} \cdot \cos(\beta_{2_i})$$

$$w_{1a} = \begin{pmatrix} 160.9 \\ 116.6 \\ 99.2 \\ 90.7 \\ 83.5 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad w_{1u} = \begin{pmatrix} 228.1 \\ 43.1 \\ -120.4 \\ -263.3 \\ -399.9 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{2a} = \begin{pmatrix} 212 \\ 219.6 \\ 219.9 \\ 220.1 \\ 214 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad w_{2u} = \begin{pmatrix} -326.5 \\ -421.8 \\ -498.6 \\ -576.5 \\ -635.9 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Аэродинамическая нагрузка, приходящаяся на единицу длины оси лопатки:

$$Q_{x_i} := \rho_2 \cdot w_{2a_i} \cdot (w_{1u_i} - w_{2u_i}) \cdot t_2(z_{1_i})$$

$$Q_{y_i} := \rho_2 \cdot w_{2a_i} \cdot (w_{1a_i} - w_{2a_i}) \cdot t_2(z_{1_i}) + (p_{1_i} - p_2) \cdot t_2(z_{1_i})$$

$$Q_x = \begin{pmatrix} 332.5 \\ 384.8 \\ 391.9 \\ 389.9 \\ 333.2 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad Q_y = \begin{pmatrix} 131.7 \\ 611.7 \\ 1137.9 \\ 1662.9 \\ 2190.9 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Интерполируем зависимости Q_x и Q_y , полученные для пяти сечений, по высоте лопатки кубическим полиномом pspline

$$n := \text{pspline}(z_1, Q_x) \quad q_x(z) := \text{interp}(n, z_1, Q_x, z)$$

$$m := \text{pspline}(z_1, Q_y) \quad q_y(z) := \text{interp}(m, z_1, Q_y, z)$$

$$z := 0 \cdot \text{м}, 0.01 \cdot \text{м} .. 1.2 \cdot \text{м}$$

На рисунке 14 представлены зависимости аэродинамических усилий.

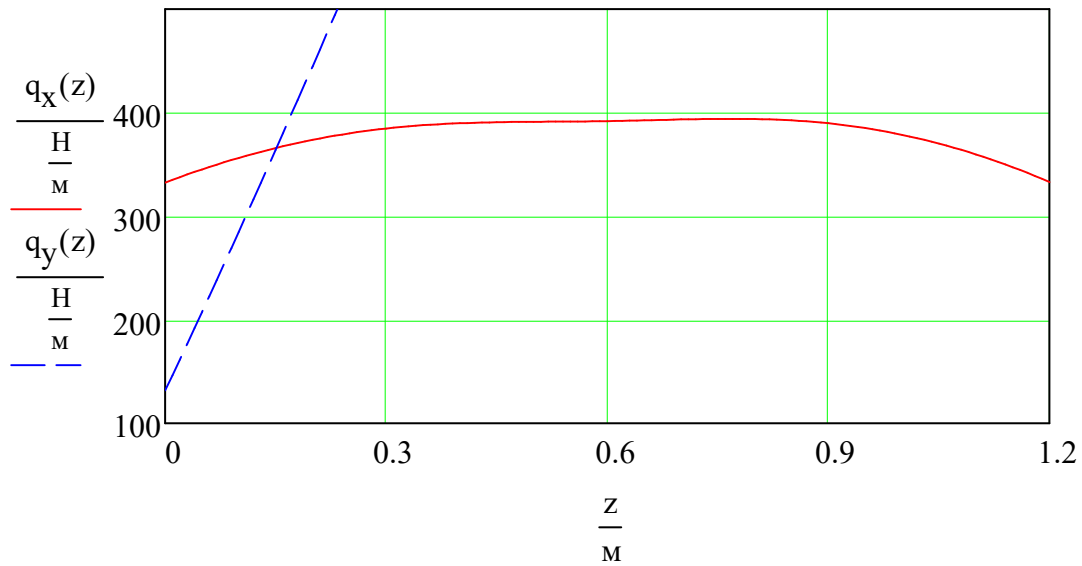


Рисунок 14 - Распределения аэродинамических усилий по длине лопадки

Рассчитаем изгибающие моменты в расчетных сечениях лопадки:

$$M_{x0} := \int_0^{l_2} q_y(z) \cdot (z - 0) dz = 1.1 \times 10^3 \cdot H \cdot m$$

$$M_{y0} := \int_0^{l_2} q_x(z) \cdot (z - 0) dz = 273.1 \cdot H \cdot m$$

$$M_{x02} := \int_{0.2 \cdot l_2}^{l_2} q_y(z) \cdot (z - 0.2 \cdot l_2) dz = 750.3 \cdot H \cdot m$$

$$M_{y02} := \int_{0.2 \cdot l_2}^{l_2} q_x(z) \cdot (z - 0.2 \cdot l_2) dz = 174.3 \cdot H \cdot m$$

$$M_{x04} := \int_{0.4 \cdot l_2}^{l_2} q_y(z) \cdot (z - 0.4 \cdot l_2) dz = 458.4 \cdot H \cdot m$$

$$M_{y04} := \int_{0.4 \cdot l_2}^{l_2} q_x(z) \cdot (z - 0.4 \cdot l_2) dz = 97 \cdot H \cdot m$$

$$M_{x07} := \int_{0.7 \cdot l_2}^{l_2} q_y(z) \cdot (z - 0.7 \cdot l_2) dz = 128.2 \cdot H \cdot m$$

$$M_{y07} := \int_{0.7 \cdot l_2}^{l_2} q_x(z) \cdot (z - 0.7 \cdot l_2) dz = 23.4 \cdot H \cdot m$$

$$M_{x1} := \int_{l_2}^{l_2} q_y(z) \cdot (z - l_2) dz = 0 \cdot H \cdot m$$

$$M_{y1} := \int_{l_2}^{l_2} q_x(z) \cdot (z - l_2) dz = 0 \cdot H \cdot m$$

Интерполируем зависимости M_x и M_y , полученные для пяти сечений, по высоте лопадки кубическим полиномом pspline

$$m_x := \begin{pmatrix} M_{x0} \\ M_{x02} \\ M_{x04} \\ M_{x07} \\ M_{x1} \end{pmatrix} \quad m_y := \begin{pmatrix} M_{y0} \\ M_{y02} \\ M_{y04} \\ M_{y07} \\ M_{y1} \end{pmatrix}$$

Интерполируем зависимости m_x и m_y , полученные для пяти сечений, по высоте лопадки кубическим полиномом pspline

$$n := \text{pspline}(z_1, m_x) \quad M_x(z) := \text{interp}(n, z_1, m_x, z)$$

$$m := \text{pspline}(z_1, m_y) \quad M_y(z) := \text{interp}(m, z_1, m_y, z)$$

$$z := 0 \cdot m, 0.01 \cdot m .. 1.2 \cdot m$$

На рисунке 15 представлены зависимости изгибающих моментов.

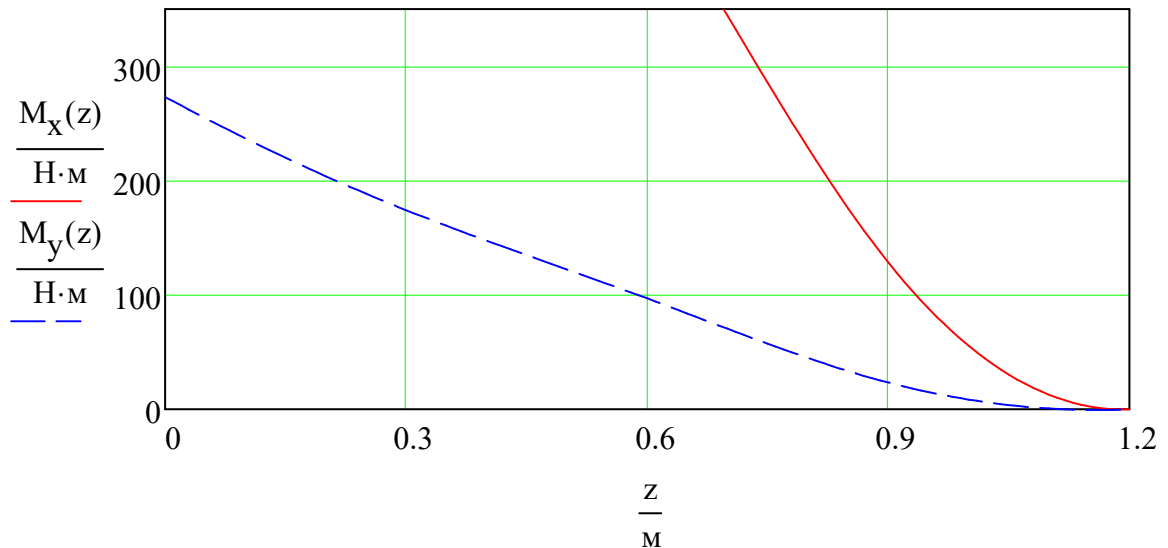


Рисунок 15 - Распределения изгибающих моментов по длине лопатки

Минимальный и максимальный моменты инерции сечений:

$$I_{\eta} := \begin{pmatrix} 3.5365 \cdot 10^{-6} \\ 1.7315 \cdot 10^{-6} \\ 6.9149 \cdot 10^{-7} \\ 2.8179 \cdot 10^{-7} \\ 6.7371 \cdot 10^{-8} \end{pmatrix} \cdot \text{м}^4 \quad I_{\xi} := \begin{pmatrix} 2.7803 \cdot 10^{-5} \\ 1.7589 \cdot 10^{-5} \\ 1.1357 \cdot 10^{-5} \\ 8.8828 \cdot 10^{-6} \\ 7.4049 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix} \cdot \text{м}^4$$

Углы установки профилей рассматриваемых сечений:

$$\beta_y := \begin{pmatrix} 80 \\ 64.59 \\ 49.18 \\ 32.5 \\ 18.36 \end{pmatrix} \cdot ^\circ$$

Распределение изгибающих моментов относительно центральных главных осей находятся по формулам:

$$m_{\eta_i} := m_{y_i} \cdot \cos(90^\circ - \beta_{y_i}) + m_{x_i} \cdot \sin(90^\circ - \beta_{y_i})$$

$$m_{\xi_i} := m_{y_i} \cdot \sin(90^\circ - \beta_{y_i}) - m_{x_i} \cdot \cos(90^\circ - \beta_{y_i})$$

$$m_{\eta} = \begin{pmatrix} 455.099 \\ 479.351 \\ 373.106 \\ 120.745 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{Н} \cdot \text{м} \quad m_{\xi} = \begin{pmatrix} -1.008 \times 10^3 \\ -602.962 \\ -283.51 \\ -49.157 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

Интерполируем зависимости m_{η} и m_{ξ} , полученные для пяти сечений, по высоте лопатки кубическим полиномом pspline

$$n := \text{pspline}(z_1, m_x) \quad M_{\eta}(z) := \text{interp}(n, z_1, m_{\eta}, z)$$

$$m := \text{pspline}(z_1, m_y) \quad M_{\xi}(z) := \text{interp}(m, z_1, m_{\xi}, z)$$

$$z := 0 \cdot \text{м}, 0.01 \cdot \text{м} .. 1.2 \cdot \text{м}$$

На рисунке 3.3.2.3 представлены зависимости изгибающих моментов относительно главных осей.

Координаты опасных точек для каждого из сечений:

$$\eta_1 := \begin{pmatrix} -0.10164 \\ -0.08688 \\ -0.08062 \\ -0.07999 \\ -0.08414 \end{pmatrix} \cdot \text{м} \quad \eta_2 := \begin{pmatrix} 0.13368 \\ 0.12583 \\ 0.12120 \\ 0.11991 \\ 0.12195 \end{pmatrix} \cdot \text{м} \quad \eta_3 := \begin{pmatrix} -0.00364 \\ -0.00125 \\ -0.01168 \\ -0.01810 \\ -0.03876 \end{pmatrix} \cdot \text{м}$$

$$\xi_1 := \begin{pmatrix} -0.05896 \\ -0.04111 \\ -0.02758 \\ -0.01365 \\ -0.00075 \end{pmatrix} \cdot \text{м} \quad \xi_2 := \begin{pmatrix} -0.05861 \\ -0.04112 \\ -0.02687 \\ -0.01364 \\ -0.00100 \end{pmatrix} \cdot \text{м} \quad \xi_3 := \begin{pmatrix} 0.03778 \\ 0.03245 \\ 0.02502 \\ 0.01949 \\ 0.01298 \end{pmatrix} \cdot \text{м}$$

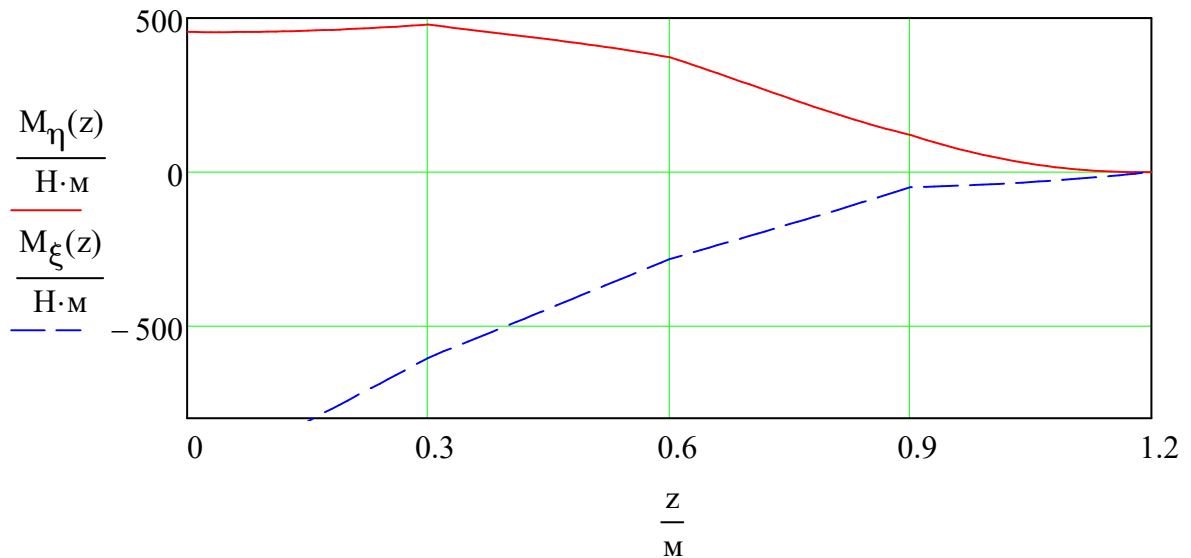


Рисунок 16 - Распределения изгибающих моментов относительно главных осей по длине лопадки

Найдем изгибные напряжения, возникающие в "опасных" точках:

$$\sigma_{1_i} := -\frac{m_{\eta_i}}{I_{\eta_i}} \cdot \xi_{1_i} + \frac{m_{\xi_i}}{I_{\xi_i}} \cdot \eta_{1_i} \quad \sigma_{2_i} := -\frac{m_{\eta_i}}{I_{\eta_i}} \cdot \xi_{2_i} + \frac{m_{\xi_i}}{I_{\xi_i}} \cdot \eta_{2_i}$$

$$\sigma_{3_i} := -\frac{m_{\eta_i}}{I_{\eta_i}} \cdot \xi_{3_i} + \frac{m_{\xi_i}}{I_{\xi_i}} \cdot \eta_{3_i}$$

$$\sigma_1 = \begin{pmatrix} 11.273 \\ 14.359 \\ 16.894 \\ 6.292 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа} \quad \sigma_2 = \begin{pmatrix} 2.695 \\ 7.07 \\ 11.473 \\ 5.181 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа} \quad \sigma_3 = \begin{pmatrix} -4.73 \\ -8.941 \\ -13.208 \\ -8.251 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

Интерполируем зависимости σ_1 , σ_2 и σ_3 , полученные для пяти сечений, по высоте лопадки кубическим полиномом pspline

$$n := \text{pspline}(z_1, \sigma_1) \quad \sigma_{н1}(z) := \text{interp}(n, z_1, \sigma_1, z)$$

$$m := \text{pspline}(z_1, \sigma_2) \quad \sigma_{н2}(z) := \text{interp}(m, z_1, \sigma_2, z)$$

$$k := \text{pspline}(z_1, \sigma_3) \quad \sigma_{н3}(z) := \text{interp}(k, z_1, \sigma_3, z)$$

$$z := 0 \cdot m, 0.01 \cdot m .. 1.2 \cdot m$$

На рисунке 17 представлены зависимости напряжений изгиба.

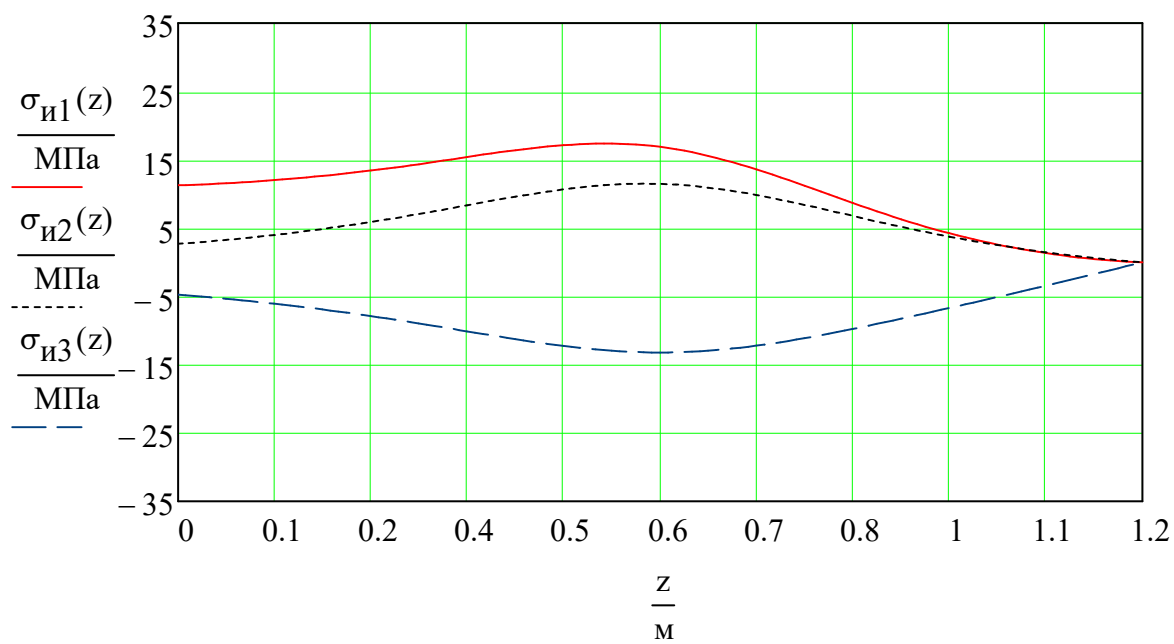


Рисунок 17 - Распределения напряжений изгиба в "опасных" точках по длине лопатки

5. Экспериментальное исследование регулирующего клапана горизонтального расположения

Очевидно, что экономичность турбины зависит не только от эффективности ее проточной части, но и от аэродинамического совершенства других элементов парового тракта, в том числе органов парораспределения.

Стопорные и регулирующие клапаны являются исполнительными органами парораспределения турбины и от их надежности зависит надежность всей турбоустановки.

Особый интерес, как с точки зрения эффективности, так и надежности установки представляет вопрос расположения органов парораспределения.

Расположение регулирующих клапанов на цилиндре турбины всегда является более предпочтительным с точки зрения компоновки турбины, работы системы регулирования, выполнения пусковых операций. Однако не всегда такое решение реализуемо, как по соображениям прочности или технологии изготовления, так и удобства управления этими клапанами.

При переходе к более высоким параметрам или при увеличении габаритов клапанов часто оказывается нежелательной или невозможной установка регулирующих клапанов (РК) на цилиндре турбины, и применяют отдельно стоящие клапаны.

5.1. Описание экспериментального стенда блока клапанов

Все экспериментальные исследования, выполнены на воздушном стенде кафедры Паровых и газовых турбин Московского энергетического института, обеспечивающем возможность экспериментальных исследований установок в широком диапазоне дозвуковых и сверхзвуковых скоростей.

Разработанная модель регулирующего клапана (см. рисунок 17) крепится на ресиверном баке 2 воздушного стенда ВАТ-1 (воздушная аэродинамическая труба).

В зависимости от требуемого режима работы подача воздуха осуществляется или от воздуходувки ТВ-42-1,4 с максимальным избыточным давлением в баке ресивере 40 кПа, от воздуходувки ТВ-80-1,8 с максимальным

избыточным давлением 80 кПа, или от компрессора “Eger” (поз. 3, рисунок 17) с объемным расходом воздуха до 3 м³/с при максимальном избыточном давлении 210 кПа.

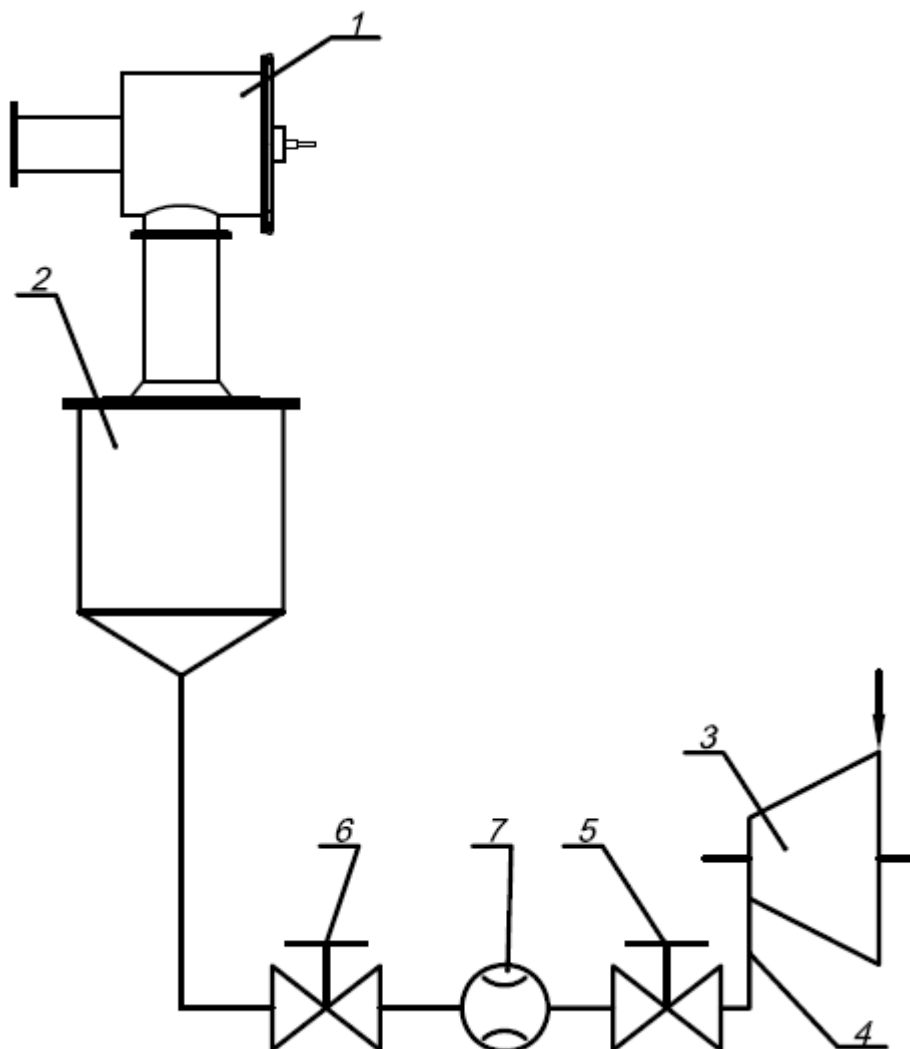


Рисунок 17 – Схема установки

Все воздухоподогреватели подают воздух в общий коллектор, связанный с напорной магистралью 4. На этой магистрали установлены: стопорная задвижка 5, регулирующий вентиль 6 и мерное сопло Вентури 7, которое предназначено для измерения расхода воздуха, подводимого к исследуемому объекту. Для этих измерений в трубопровод врезан специальный штуцер, в

котором установлен ртутный термометр с ценой деления 1°C , а перепад давления Δp_c между входным и минимальным сечениями сопла измеряется с помощью U-образного водяного манометра, миллиметровая шкала которого позволяет снимать показания с высокой точностью.

Далее воздух по трубопроводу подводится непосредственно к аэродинамической трубе 2, представляющей собой бак-ресивер. Ресивер выполнен в виде цилиндра диаметром 550 мм. Расход и давление воздуха в ресивере регулируются вентилем А на подводящем трубопроводе.

Исследования проводились отдельно для горизонтально расположенного регулирующего клапана, с различными исполнениями чашей. На рисунке 18 представлен вид регулирующего клапана, установленного на баке ресивере.

Для осевого перемещения исследуемого регулирующего клапана на верхней крышке клапанной коробки устанавливается подъемник-координатник, к которому крепится шток с клапана. В разрыв штока клапана устанавливается S-образный датчик силомеры.



Рисунок 18 – Горизонтально расположенный регулирующий клапан на баке ресивере

Схема измерений, представленная на рисунке 19, предназначена для исследования силовых и расходных.

Для исследования силовых характеристик моделей клапанов используется многофункциональный измерительный прибор «Handyscope2». Измерительным элементом этого прибора является S-образный датчик типа ZF, с установленными на нем тензодатчиками, воспринимающими как статические, так и динамические составляющие сил на штоке клапана. Датчик работает как на растяжение, так и на сжатие.

Измерительная схема также включает в себя зонд давления полного торможения, установленных перед клапаном.

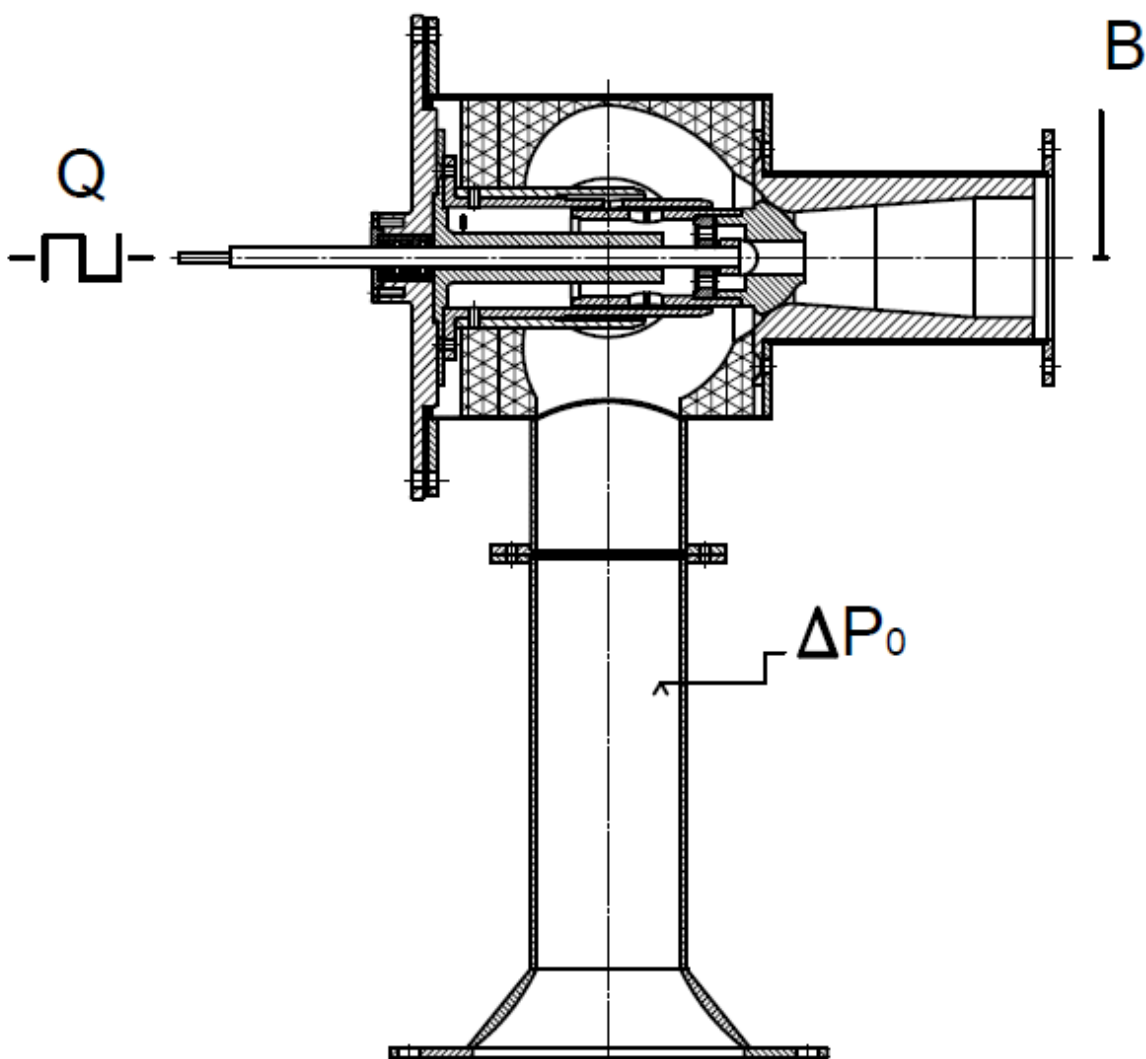


Рисунок 19 – Схема измерений

5.2. Методика обработки и представления опытных данных

Определение расходных характеристик регулирующего клапана осуществляется при его различных подъемах при постоянных перепадах давлений.

Вычисление приведенного расхода q производится по формуле:

$$q = \frac{G}{G_*},$$

где G_* - критический расход; G – действительный расход.

Действительный расход воздуха через проточную часть клапана, определяется в процессе измерений при помощи расходомерного сопла Вентури по формуле:

$$G = \alpha \cdot \varepsilon \cdot F_c \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_c},$$

где α – коэффициент расхода трубы Вентури; F_c – площадь горла сопла Вентури; Δp_c – перепад давления на мерное сопло; ρ – плотность рабочего тела, которая определяется по температуре и давлению перед соплом Вентури.

Теоретический критический расход G_* рабочей среды через узкое сечение седла клапана:

$$G_* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \frac{p_0}{\sqrt{T_0}}} \cdot F_{min},$$

где $F_{min} = \pi \cdot D_{\Pi}^2 / 4$ – площадь сечения седла РК по узкому сечению седла клапана; R – универсальная газовая постоянная; p_0 – абсолютное давление перед РК (блоком клапанов).

Абсолютное давление перед РК определяется как сумма барометрического давления и избыточного давления полного торможения, измеренного в ресивере:

$$p_0 = \Delta p_0 + B.$$

Потери давления в клапане оцениваются по коэффициенту гидравлического сопротивления:

$$\zeta = \frac{p_1 - p_2}{\frac{\rho_1 \cdot c_1^2}{2}},$$

где p_1 – давление перед клапаном; p_2 – давление за клапаном; ρ_1 – плотность газа на входе в клапан; c_1 – скорость газа на входе в клапан [7].

5.3. Расходные характеристики регулирующего клапана

Массовый расход рабочей среды через регулирующие клапаны определяется начальными параметрами пара (давлением p_0 и температурой T_0) перед клапаном, давлением среды за ним p_2 , диаметром узкого сечения диффузорного седла D_r , положением золотника клапана относительно седла (подъемом золотника h), физическими свойствами движущейся среды, вязкие свойства которой определяются коэффициентом кинематической вязкости ν , а ее термодинамические свойства характеризуются значением газовой постоянной R , связывающей между собой теплоемкости среды при постоянном давлении c_p и при постоянном объеме c_v .

Таким образом, исходное функциональное соотношение, определяющее массовый расход среды через регулирующий клапан будет иметь следующий вид:

$$G = (p_0, D_r, T_0, R, p_2, \nu, h),$$

а в безразмерной форме:

$$q = f(\varepsilon_2, \bar{h}, Re^*)$$

Отсюда следует, что безразмерный расход через клапан q зависит от трех безразмерных величин: относительного давления ε_2 , относительного подъема клапана \bar{h} и числа Рейнольдса Re^* .

При числах $Re^* > 10^6$ наступает режим автомодельности. Тогда для обеспечения физического подобия в геометрически подобных клапанах необходимо обеспечить равенство между собой только двух безразмерных величин: ε_2 и \bar{h} . [8]

Следовательно, представляя опытные данные в виде зависимости безразмерного расхода q от перепада давлений на клапан ε_2 и его относительного подъема \bar{h} , можно с полной гарантией рассчитывать расходы пара через регулирующие клапаны, используя формулу:

$$G = 0,0311 \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Gamma}^2}{2} \cdot q(\varepsilon_2, \bar{h})$$

Оценка расходных характеристик

На данном этапе исследовались расходные характеристики отдельно горизонтально расположенного регулирующего клапана с перфорацией и с центральным разгрузочным отверстием, приведенных на рисунке 20 и рисунке 21 соответственно.

Основным недостатком клапана с центральным разгрузочным отверстием является свободно висящая чаша, которая в открытом состоянии может потерять осевую устойчивость и совершать автоколебания в пределах свободного хода клапана.

Преимуществом клапана с перфорацией, является то, что скорость выхода вторичного пара в основной поток оказывается небольшой, и за счет чего ожидается существенное снижение пульсации давления в клапанной коробке.

Так из графиков видно, что при $q = 0,3$ потери давления в клапане с перфорированной разгрузкой равны 2,5%, а при $q = 0,4$ величина потерь увеличивается до 3,8%, что меньше, чем в клапане с центральным разгрузочным отверстием (3% при $q = 0,3$ и 4,9% при $q = 0,4$).

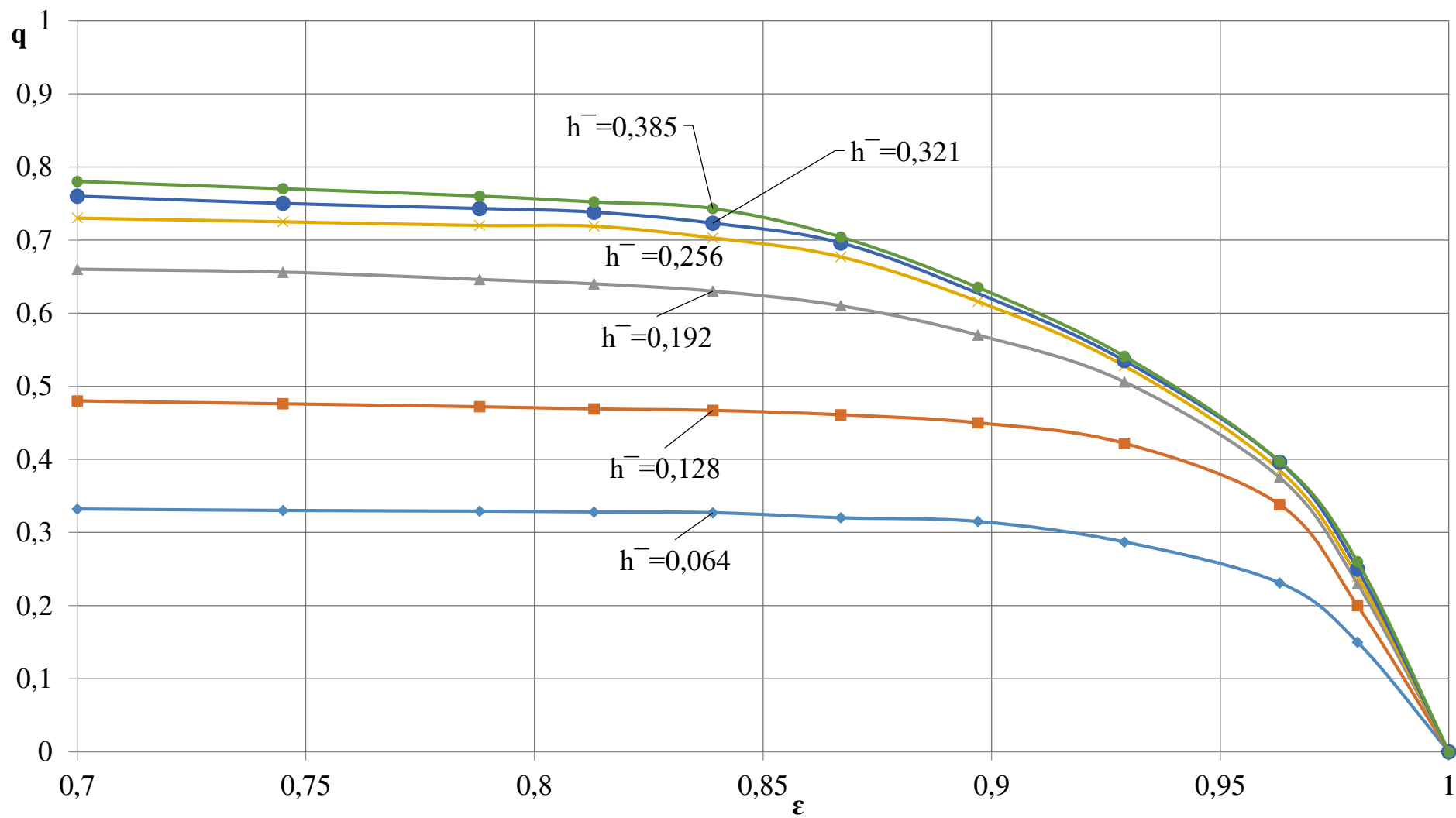


Рисунок 20 – Расходная характеристика $q = f(\bar{h})$ клапана с перфорированной разгрузкой

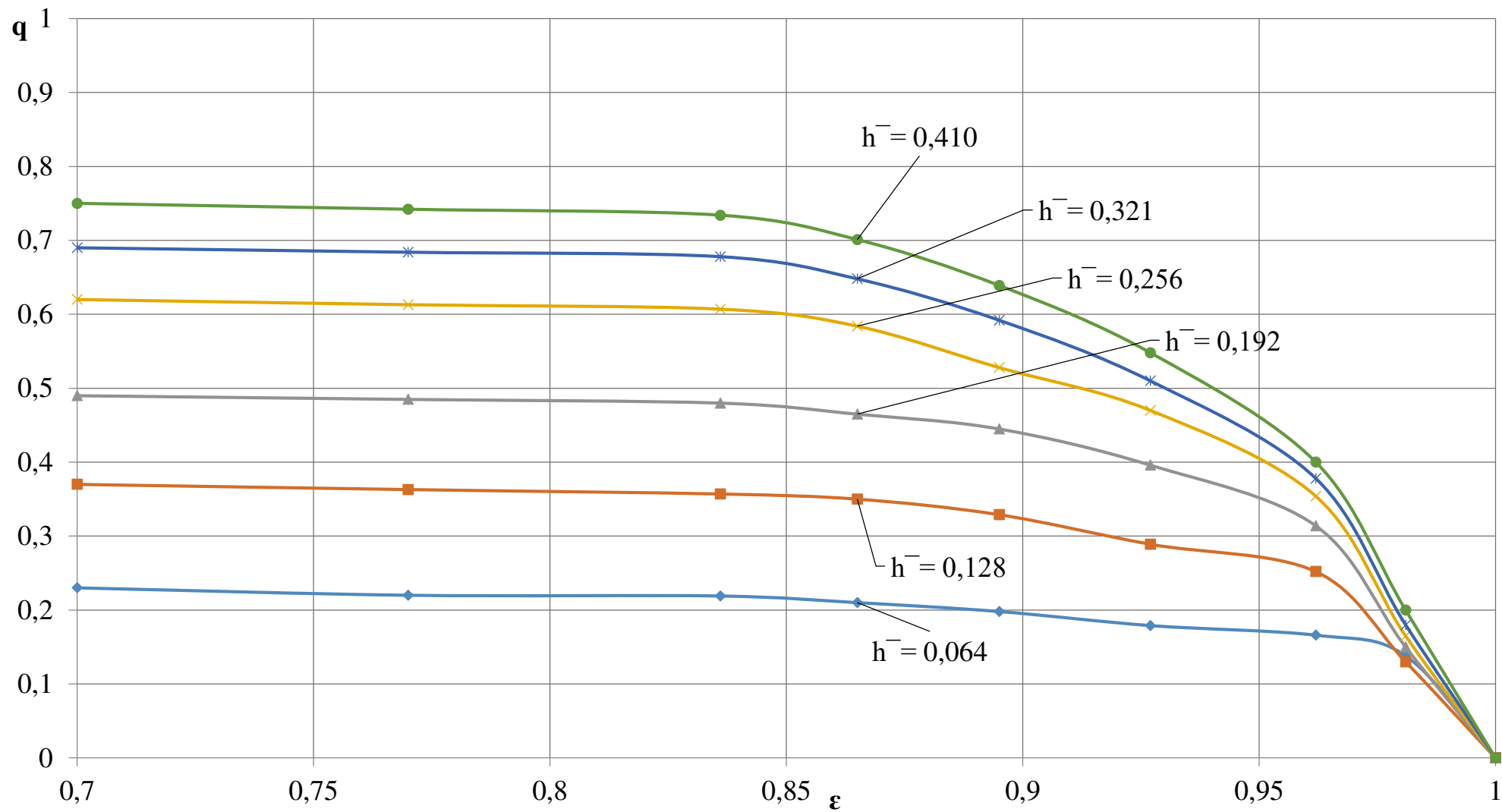


Рисунок 21 – Расходная характеристика $q = f(\varepsilon)$ клапана с центральным разгрузочным отверстием

5.4. Силовые характеристики регулирующего клапана

Величина статических усилий, действующих на шток клапана, определяется типом и размерами используемого клапана, характером обтекания его нижней части, образующей вместе с входным участком седла клапанный канал, степенью открытия клапана и перепадом давления $\Delta p = p_0 - p_2$, действующим на клапанную систему.

При полном геометрическом подобии усилия на штоке должны меняться пропорционально квадрату линейных размеров и начальному давлению пара. Поскольку размеры поперечного сечения штоков даже для однотипных клапанов могут заметно отличаться друг от друга, то при построении безразмерных комплексов, определяющих статические усилия, целесообразно исключить размеры штока из числа факторов, определяющих безразмерную силу.

Тогда усилие Q_0 , действующее на шток нулевой толщины будет определяться следующим выражением:

$$Q_0 = Q_{0м} + (p_1 - B) \cdot \frac{\pi \cdot d_{шт}^2}{4}.$$

Здесь $Q_{0м}$ – усилие, измеренное на штоке модельного клапана; B – барометрическое давление, $d_{шт}$ – диаметр штока; p_0 – давление полного торможения в клапанной коробке; p_1 – давление внутри камеры разгрузки (при отсутствии разгрузки $p_1 = p_0$)

Силовые характеристики исследованной модели блока парораспределения с РК горизонтального расположения представляются в виде безразмерных зависимостей

$$\bar{Q}_0 = f(\bar{h}, \varepsilon).$$

Оценка силовых характеристик

Силовая характеристика любого клапана определяет в конечном счете силу, приложенную к штоку, которая необходима для перемещения клапана в пределах рабочего хода.

Конкретный вид указанной характеристики достаточно сильно зависит от формы чашки клапана. Если для тарельчатых клапанов значение силы на штоке при перемещении клапана меняется мало, то для шаровых и профилированных клапанов эта сила меняется в очень широких пределах.

На рисунке 22 приведена зависимость $\bar{Q}_0 = f(\varepsilon, \bar{h})$ для профилированного клапана со стандартной разгрузкой по давлению. Введение разгрузки только изменило (в меньшую сторону) значения усилий, действующих на шток и сместило максимумы усилий в сторону больших открытий клапана.

По мере увеличения степеней разгрузки снижается значение сил на штоке и эти силы становятся весьма малыми как в момент открытия, так и при полном подъеме клапана.

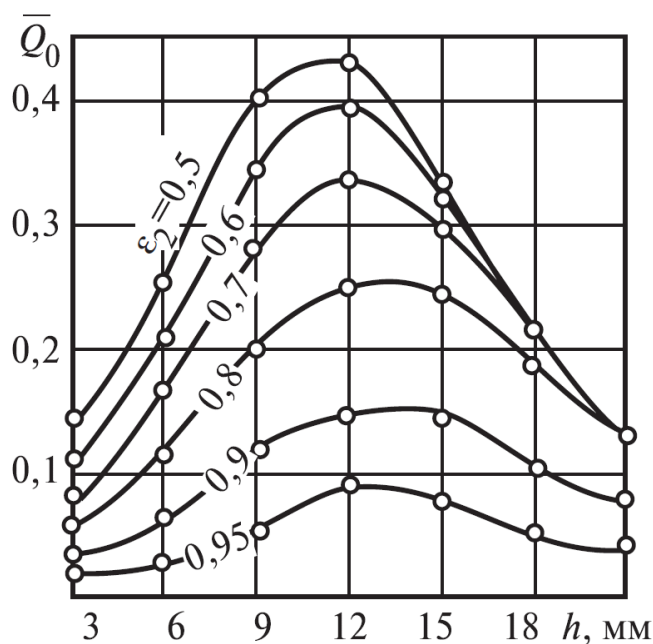


Рисунок 22 – Силовая характеристика $\bar{Q}_0 = f(\varepsilon, \bar{h})$ разгруженного профилированного клапана

Силовые характеристики клапана с перфорированной разгрузкой и клапана с центральным разгрузочным отверстием приведены на рисунке 23 и рисунке 24 соответственно. Хорошо видно, что в первом случае максимум усилий на шток приходится при относительном подъеме $h=0,17$ величина

которых равна $Q_0=0.25$. На втором графике (рис. 24) максимумы усилий сдвигаются вправо, в сторону большего относительного подъема $h=0.26$, и величина их достигает $Q_0=0,13$. Проведя сравнительный анализ можно сделать вывод, что на шток клапана с перфорированной разгрузкой действует большее усилие при меньших относительных подъемах. Данный результат свидетельствует о том, что форма обтекаемой поверхности клапана существенно влияет на значение безразмерного усилия Q_0 .

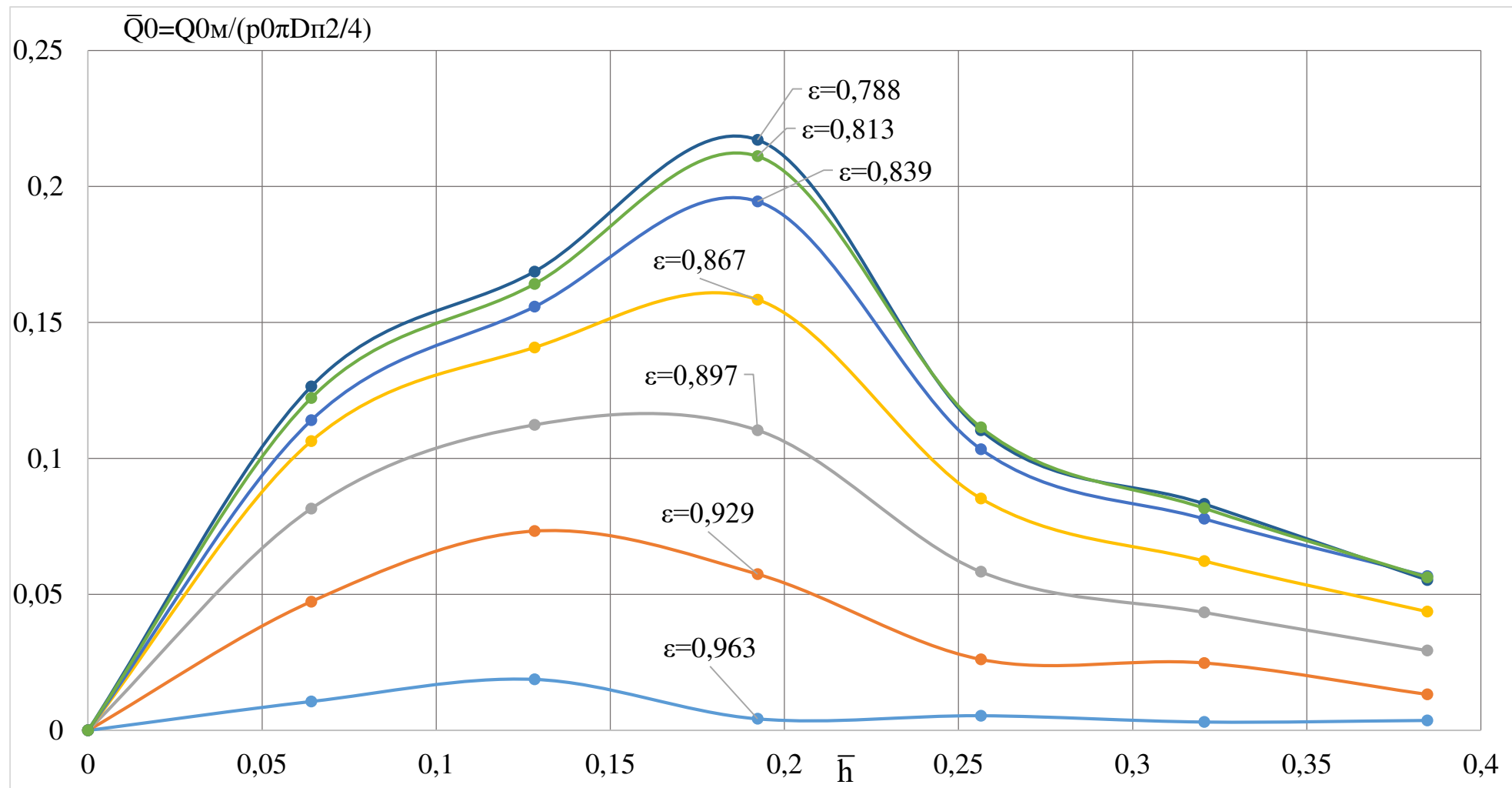


Рисунок 23 – Безразмерная силовая характеристика $\bar{Q}_0 = f(\bar{h}, \epsilon)$ клапана с перфорированной разгрузкой

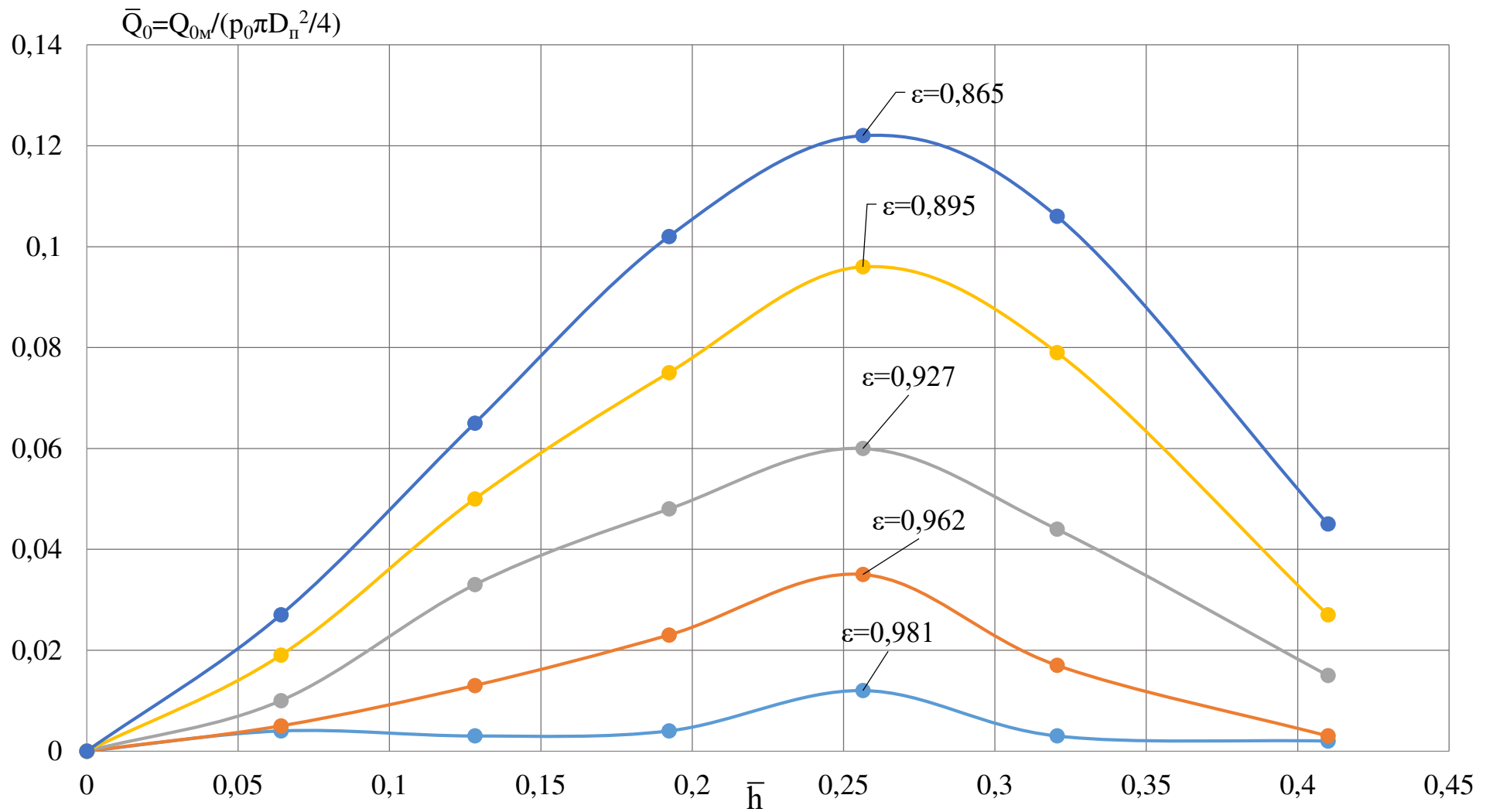


Рисунок 24 – Безразмерная силовая характеристика $\bar{Q}_0 = f(\bar{h}, \epsilon)$ клапана с центральным разгрузочным отверстием

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе был произведен расчет тепловой схемы турбоустановки К-1200-240. Проведена оценка технических характеристик теплового оборудования и энергетических показателей энергоблока: абсолютный электрический КПД 45,9%, расход пара в голову турбины 1077.2 кг/с. Показатели эффективности установки находятся на достаточно хорошем уровне с начальными параметрами рабочего тела: $p_0=24$ МПа и $t_0=540$ °С. Был выбран оптимальный температурный напор в промежуточных пароперегревателях, в результате чего была достигнута допустимая степень влажности за последней ступенью ЧНД.

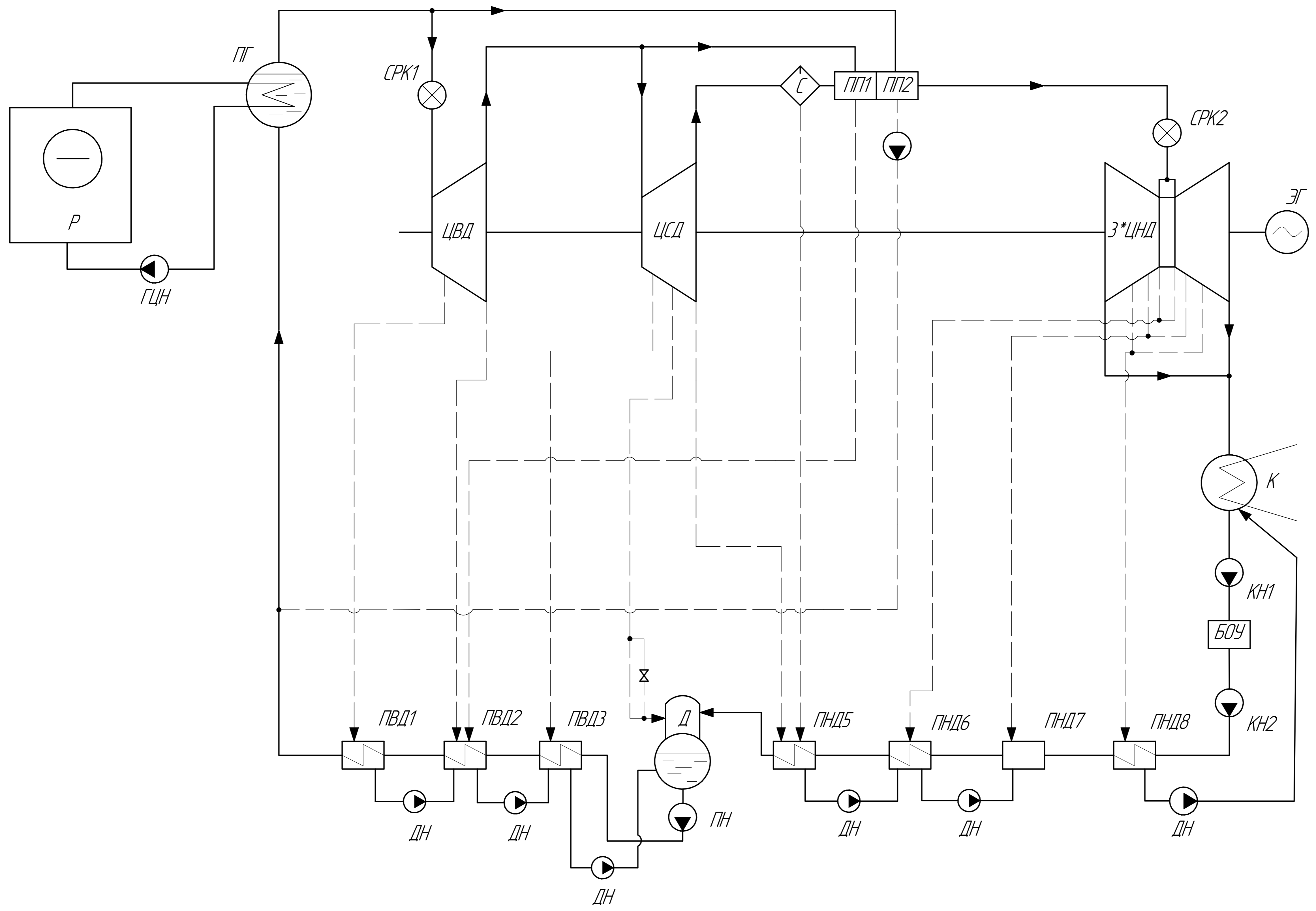
Однако имеются резервы повышения эффективности последней ступени ЦНД, на что необходимо обратить особое внимание. Снижение эффективности в первую очередь обусловлено заниженной эффективностью последней ступени, относительный лопаточный КПД которой оказался на уровне 79,4% вследствие повышенных потерь с выходной скоростью – 28,13 кДж/кг.

Четвертая глава посвящена разработке последней ступени турбины с $d/l=2,5$. Проведен расчет ступени с учетом изменения параметров по радиусу на основе упрощенного уравнения равновесия. Полученные результаты позволили выполнить 3D профилирование сопловой и рабочей лопатки в программном комплексе Numeca. Эскизное проектирование 3D модели последней ступени паровой турбины выполнено в программном комплексе SolidWorks.

Пятая глава посвящена экспериментальному исследованию регулирующего клапана горизонтального расположения. В результате чего приведены сравнительные расходные и силовые характеристики, показывающие величину потерь давления, а также характер изменения безразмерной силы на шток нулевого диаметра в зависимости от относительного подъема. На малых подъемах регулирующего клапана был отмечен отрывной характер течения в отводящем диффузоре.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

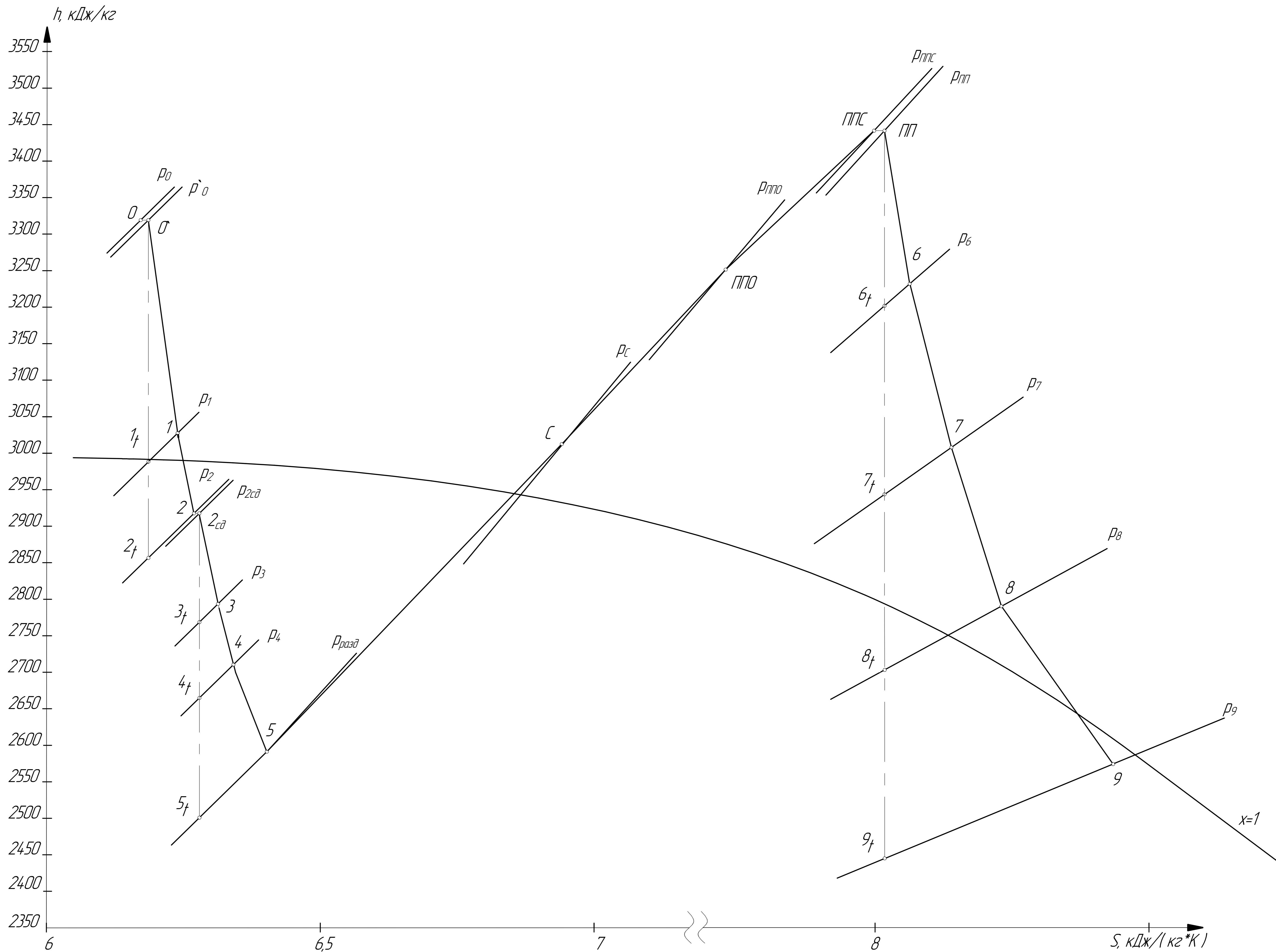
1. Щегляев А.В. Паровые турбины. – 5-е изд., доп. и подгот. к печати проф. Трояновским. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.
2. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин и др.; под ред. А.Г. Костюка. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 556 с.
3. А.Г. Костюк. Динамика и прочность турбомашин. Издательский дом МЭИ 3-е издание, 2007.
4. Паровые и газовые турбины атомных электростанций: Учебное пособие для вузов / А.Е. Булкин, Б.М.Трояновский, Г.А. Филиппов – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 256 с., ил.
5. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: Учебное пособие для вузов / Трухний А.Д., Ломакин Б.В. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 540 с., ил, вкладки.
6. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов/ Под ред. В.Я. Гиршфельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергомашиздат, 1987. – 328 с.: ил.
7. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин. – М.: Издательство МЭИ, 2005 – 360 с.: ил.
8. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. Учебник для вузов – 3-е изд., перераб. – М.: “Энергия”, 1978. – 704 с.



Обознач.	Наименование	Кол.	Примечание
Р	Реактор типа ВВЭР - 1200	1	
ПГ	Парогенератор	1	
	Насосы		
ГЦН	Главный циркуляционный насос	1	
ДН	Дренажный насос	6	
КН	Конденсатный насос	2	
ПН	Питательный насос	1	
	Турбина паровая К-1200-240		
ЦВД	Цилиндр высокого давления	1	
ЦСД	Цилиндр среднего давления	1	
ЦНД	Цилиндр низкого давления	3	
К	Конденсатор	3	
	Подогреватели		
ПВД	Подогреватель высокого давления	3	
ПНД	Подогреватель низкого давления	4	
	Пароперегреватели		
ПП1	Промежуточный пароперегреватель первой ступени	2	
ПП2	Промежуточный пароперегреватель второй ступени	2	
БОУ	Блочная одессоливающая установка	1	
Д	Деаэратор	1	
С	Сепаратор	2	
СРК1	Стопорно - регулирующий клапан высокого давления	2	
СРК2	Стопорно - регулирующий клапан низкого давления	6	
ЭГ	Электрогенератор	1	

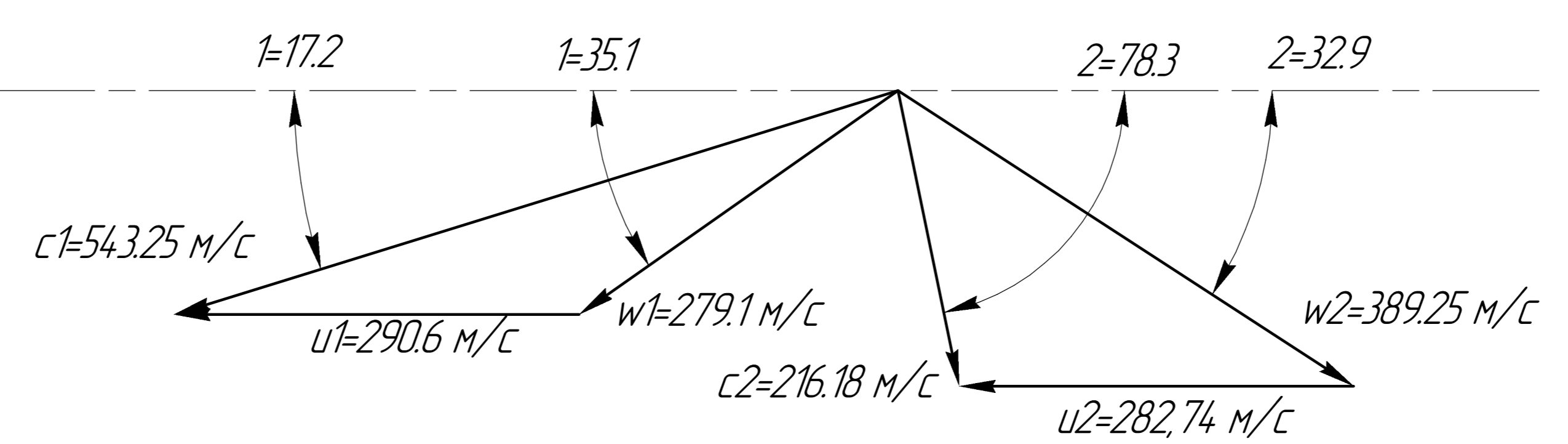
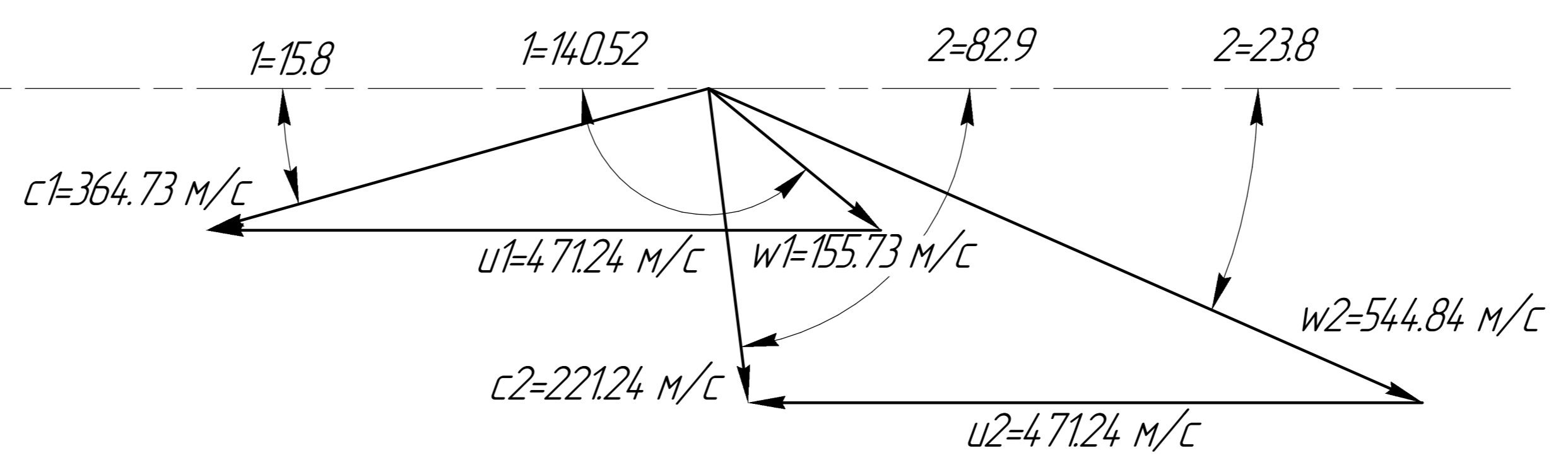
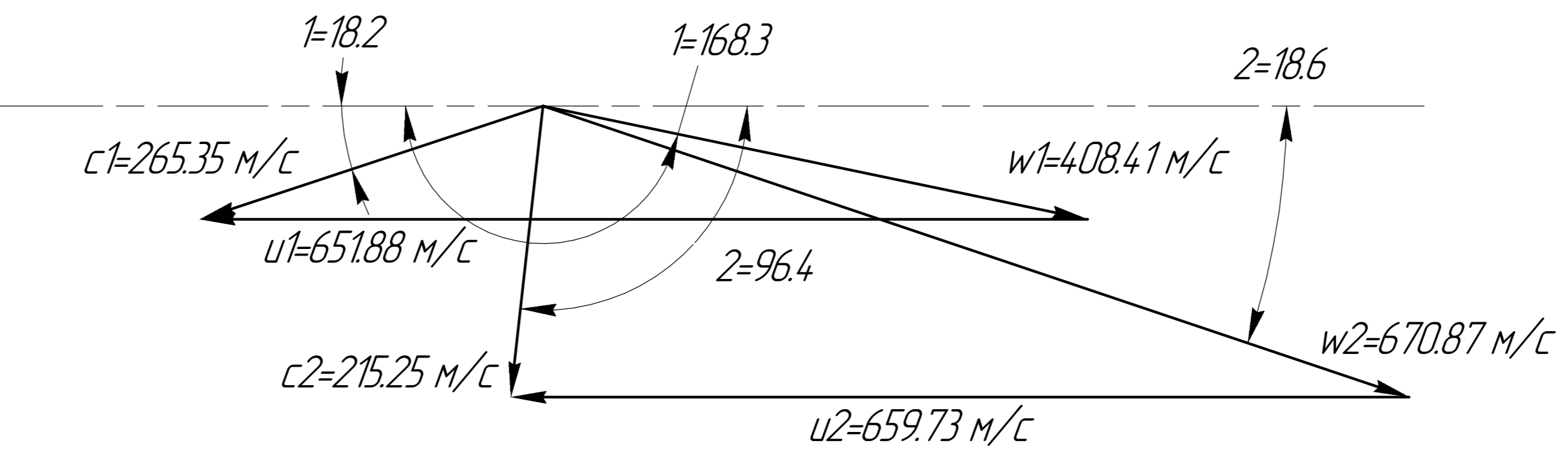
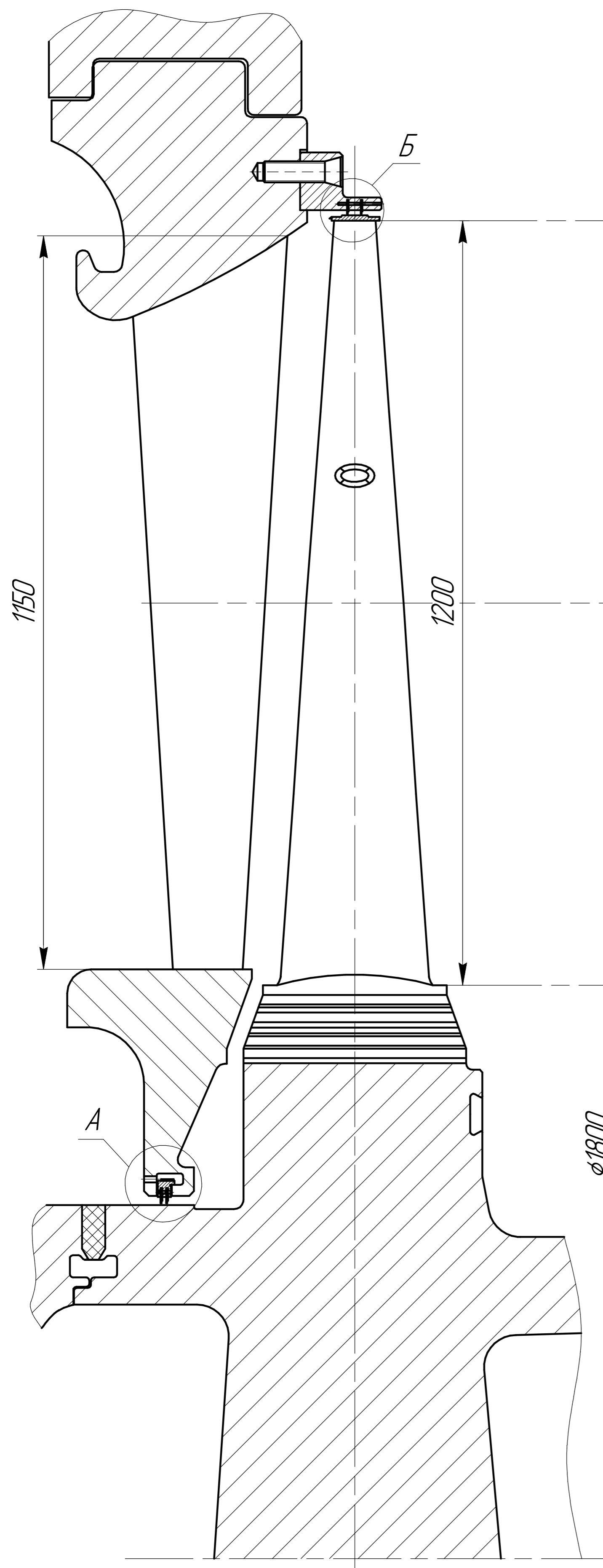
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Тепловая схема энергоблока с турбоустановкой К-1200-240	Лист	Масса	Масштаб
	у						-	-
Лист	Листов		1					
МЭИ каф. ПГТ								

30171.htm © 2017
 Вид, № табл. Лист и дата. Взам. инв. №. Инв. № докум. Подп. и дата. Изм. №. Лист и дата. Справ. №. Перв. измен.



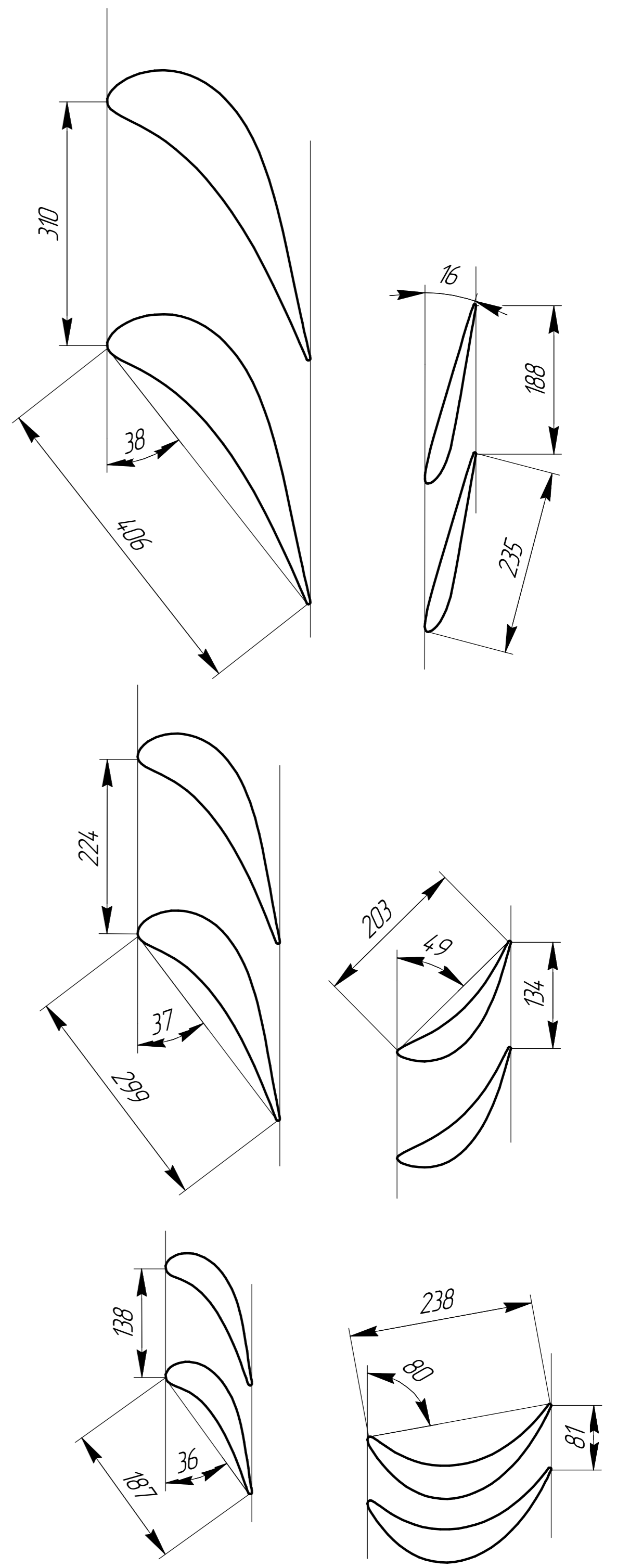
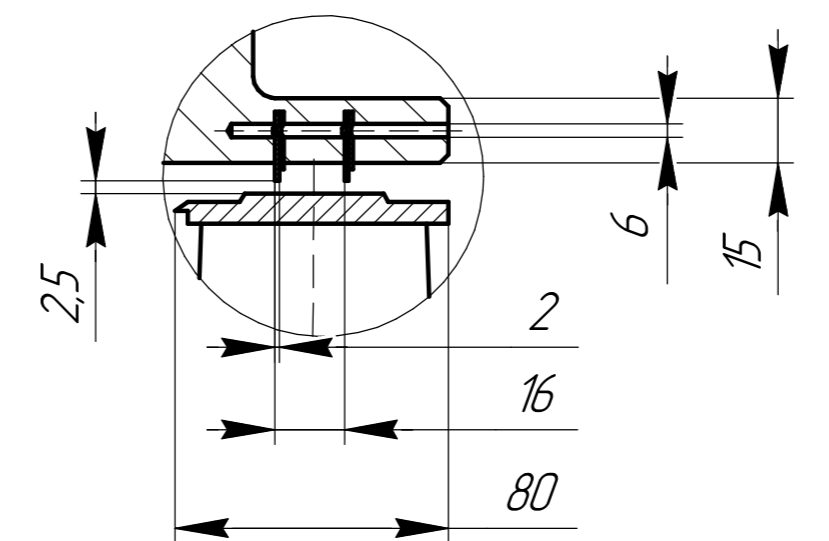
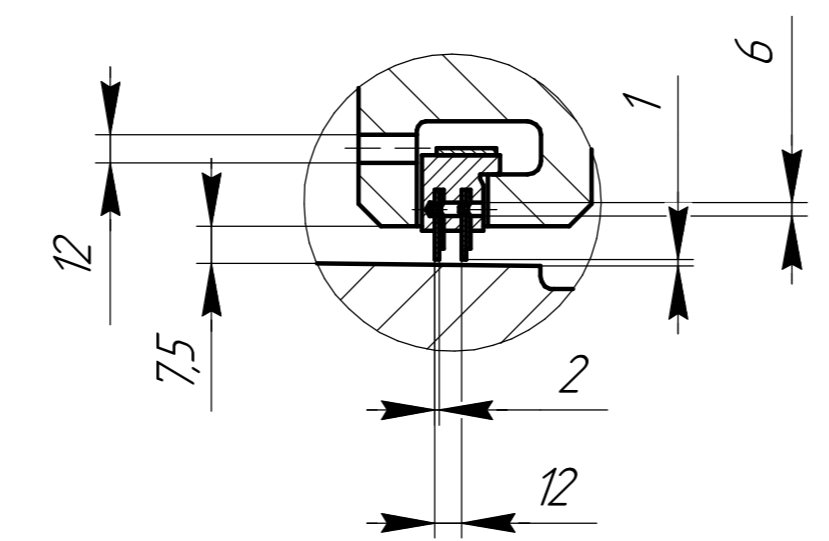
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Процесс расширения в h,s -диаграмме	Лит	Масса	Масштаб
Разраб.	Григорьев Н. М.					у	-	-
Проб.	Митрахова О. М.					Лист	Листов	1
Инж. контр.						МЭИ каф. ПГТ		
Удб.	Митрахова О. М.				Копирабол			
					Формат А1			

-301171.htm © 2017
 Вид: № 001
 Вид: № 002
 Вид: № 003
 Вид: № 004
 Вид: № 005
 Вид: № 006
 Вид: № 007
 Вид: № 008
 Вид: № 009
 Вид: № 010
 Вид: № 011
 Вид: № 012
 Вид: № 013
 Вид: № 014
 Вид: № 015
 Вид: № 016
 Вид: № 017
 Вид: № 018
 Вид: № 019
 Вид: № 020
 Вид: № 021
 Вид: № 022
 Вид: № 023
 Вид: № 024
 Вид: № 025
 Вид: № 026
 Вид: № 027
 Вид: № 028
 Вид: № 029
 Вид: № 030
 Вид: № 031
 Вид: № 032
 Вид: № 033
 Вид: № 034
 Вид: № 035
 Вид: № 036
 Вид: № 037
 Вид: № 038
 Вид: № 039
 Вид: № 040
 Вид: № 041
 Вид: № 042
 Вид: № 043
 Вид: № 044
 Вид: № 045
 Вид: № 046
 Вид: № 047
 Вид: № 048
 Вид: № 049
 Вид: № 050
 Вид: № 051
 Вид: № 052
 Вид: № 053
 Вид: № 054
 Вид: № 055
 Вид: № 056
 Вид: № 057
 Вид: № 058
 Вид: № 059
 Вид: № 060
 Вид: № 061
 Вид: № 062
 Вид: № 063
 Вид: № 064
 Вид: № 065
 Вид: № 066
 Вид: № 067
 Вид: № 068
 Вид: № 069
 Вид: № 070
 Вид: № 071
 Вид: № 072
 Вид: № 073
 Вид: № 074
 Вид: № 075
 Вид: № 076
 Вид: № 077
 Вид: № 078
 Вид: № 079
 Вид: № 080
 Вид: № 081
 Вид: № 082
 Вид: № 083
 Вид: № 084
 Вид: № 085
 Вид: № 086
 Вид: № 087
 Вид: № 088
 Вид: № 089
 Вид: № 090
 Вид: № 091
 Вид: № 092
 Вид: № 093
 Вид: № 094
 Вид: № 095
 Вид: № 096
 Вид: № 097
 Вид: № 098
 Вид: № 099
 Вид: № 100



A (2:1)

Б (2:1)



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Последняя ступень турбины	Лист	Масса	Масштаб
Разработ.	Утвержден	Григорьев Н. М.				у	-	15
Проект.	Лист	Митрахова О. М.			Листов	1		
Исполн.	Лист				МЭИ каф. ПГТ			
Удт.	Лист	Митрахова О. М.			Копирован Формат А1			

Распределение параметров по высоте лопатки

Профили сопловой и рабочей решеток

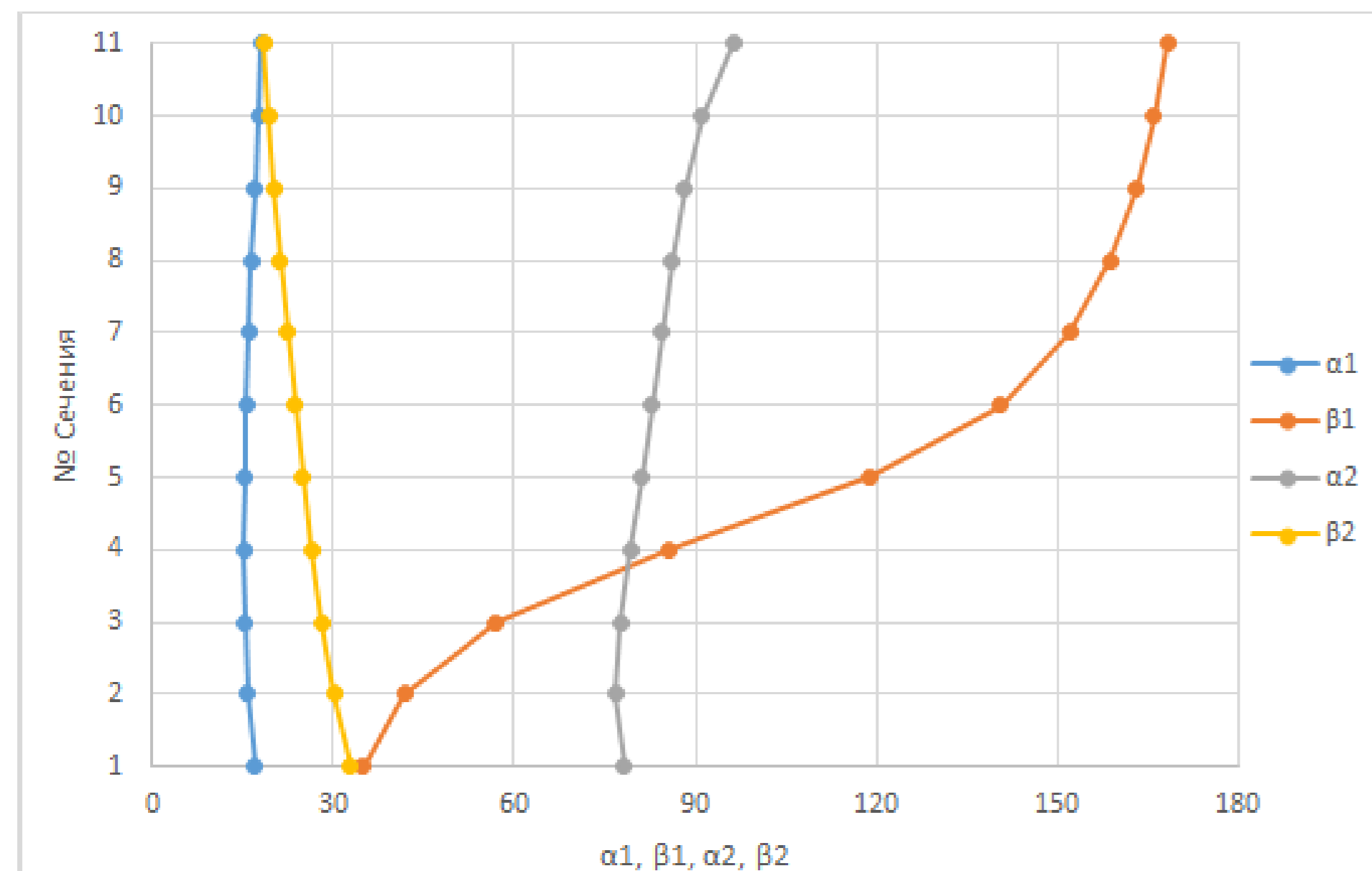


Рис.1 Зависимость углов входа и выхода потока от высоты лопатки

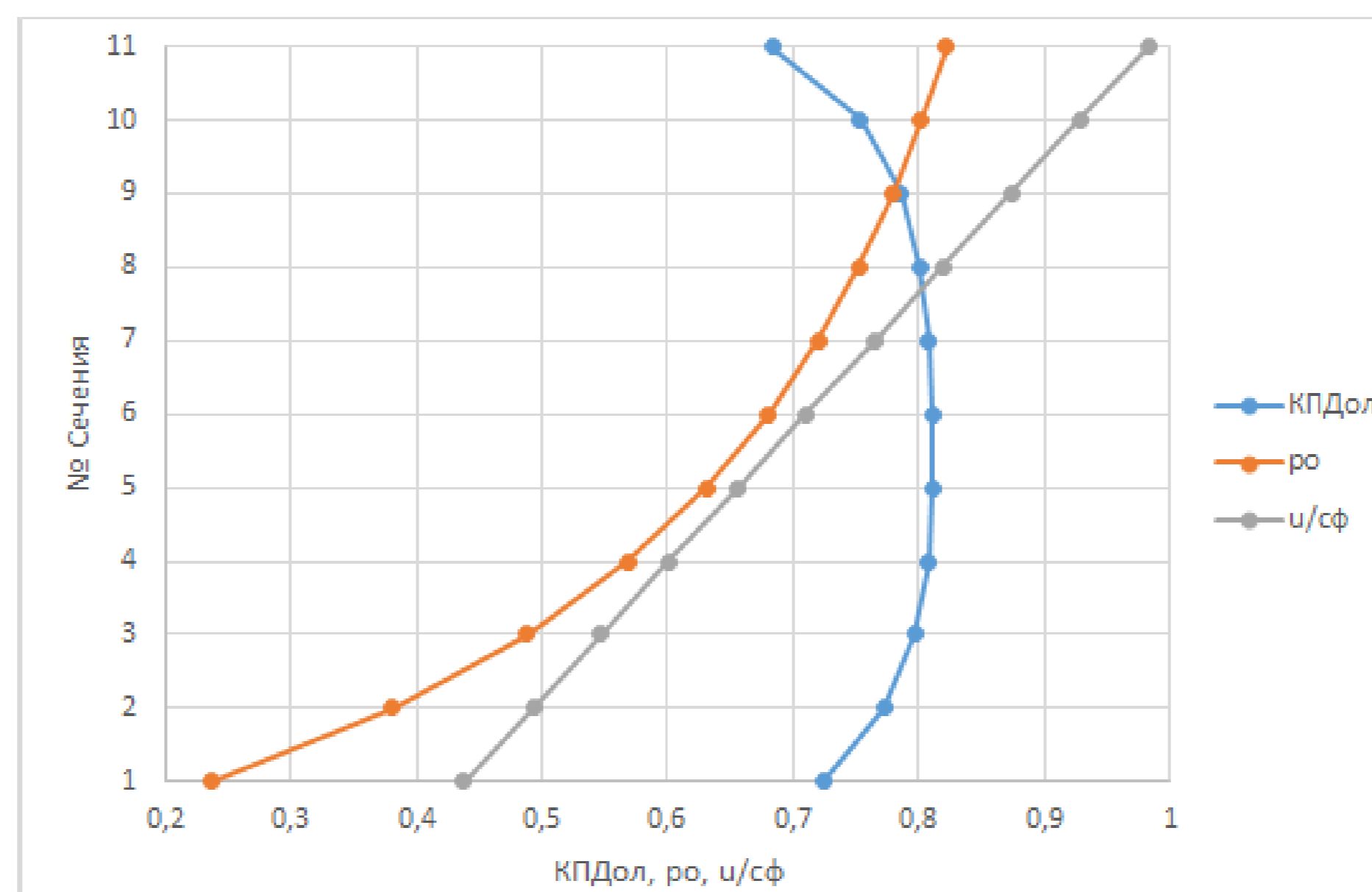


Рис.2 Зависимость КПД, степени реактивности и U/cφ от высоты лопатки

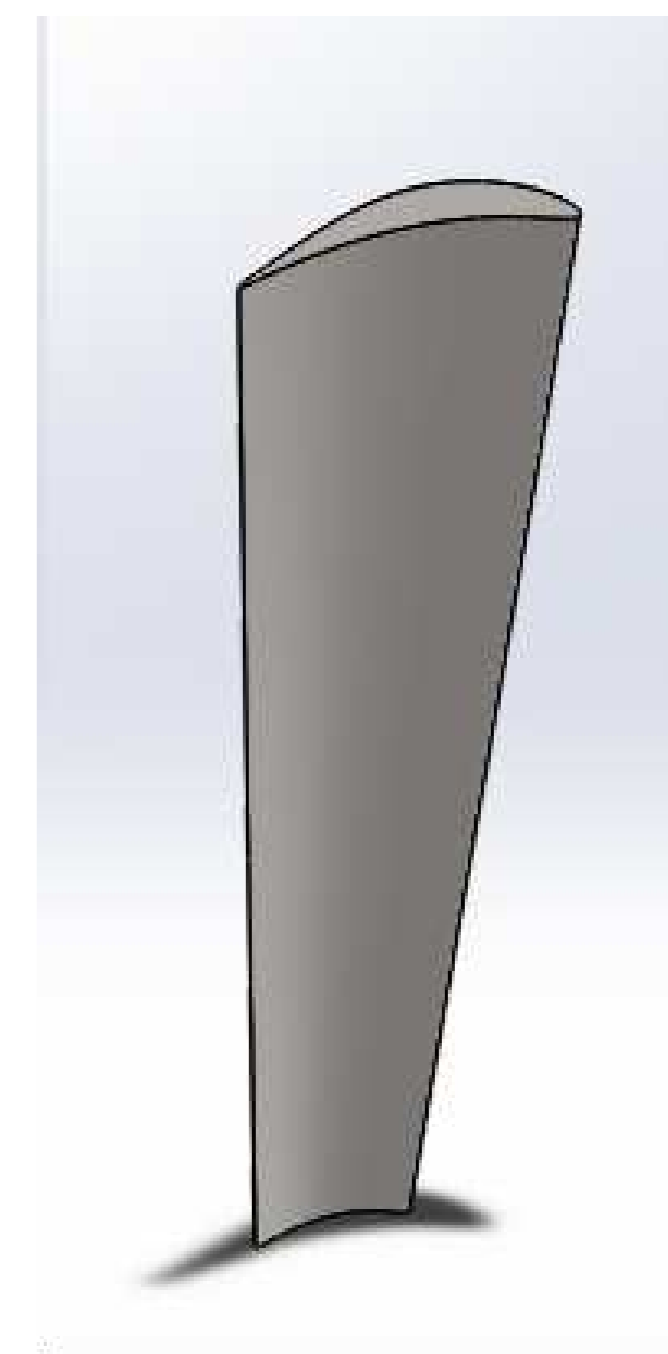


Рис.5 Профиль сопловой решетки

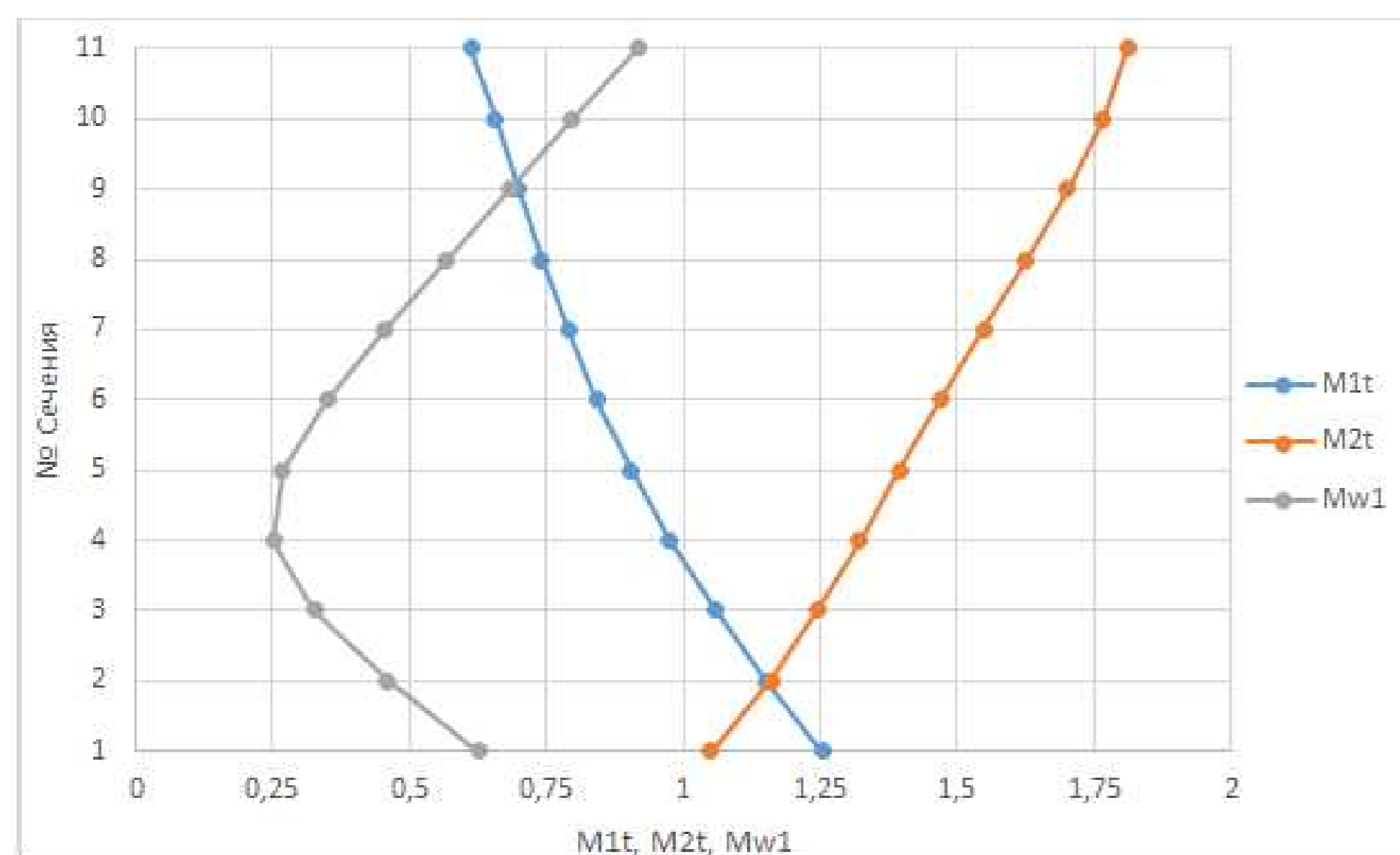


Рис.3 Зависимость чисел Маха от высоты лопатки

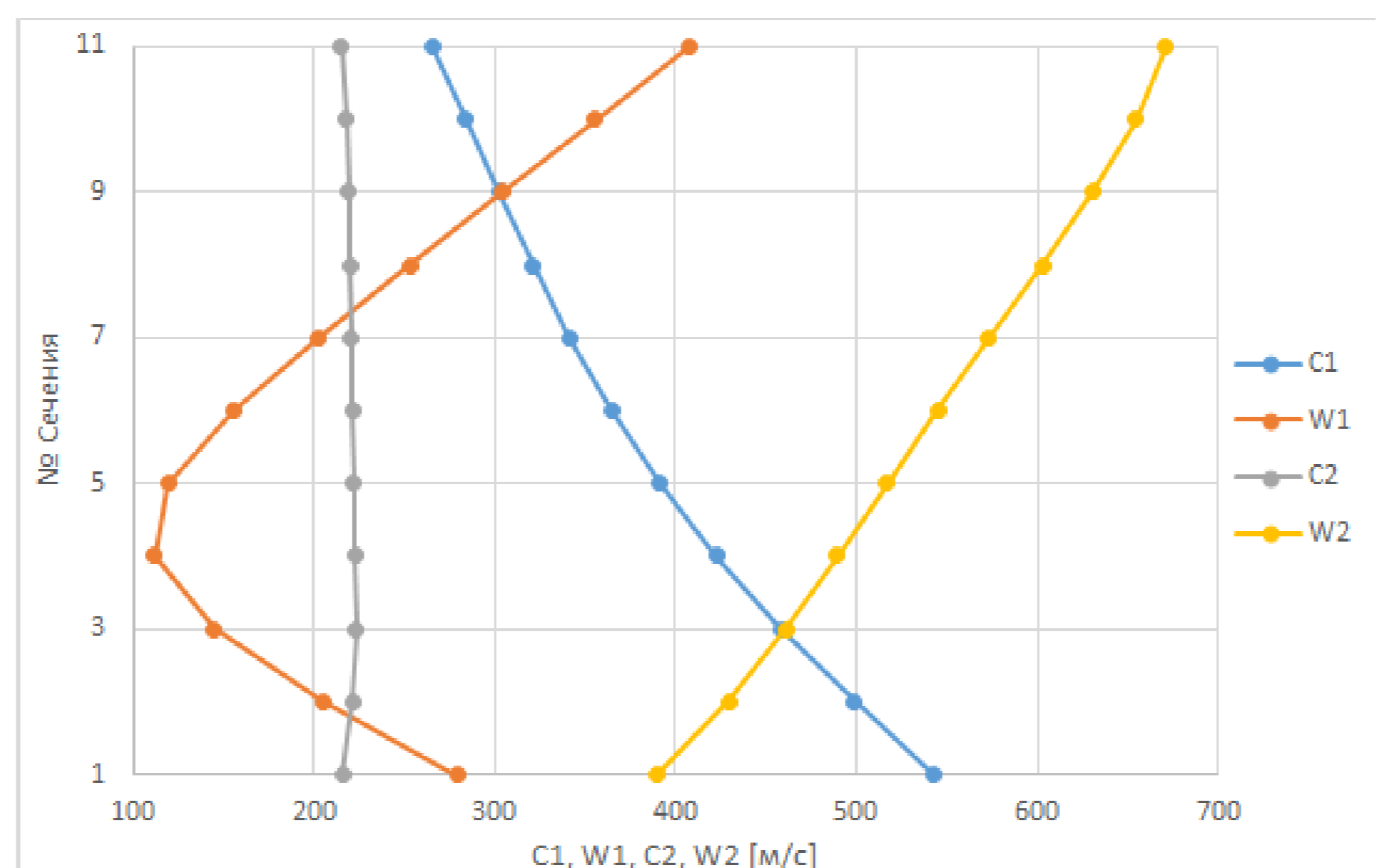


Рис.4 Зависимость абсолютных и относительных скоростей потока от высоты лопатки

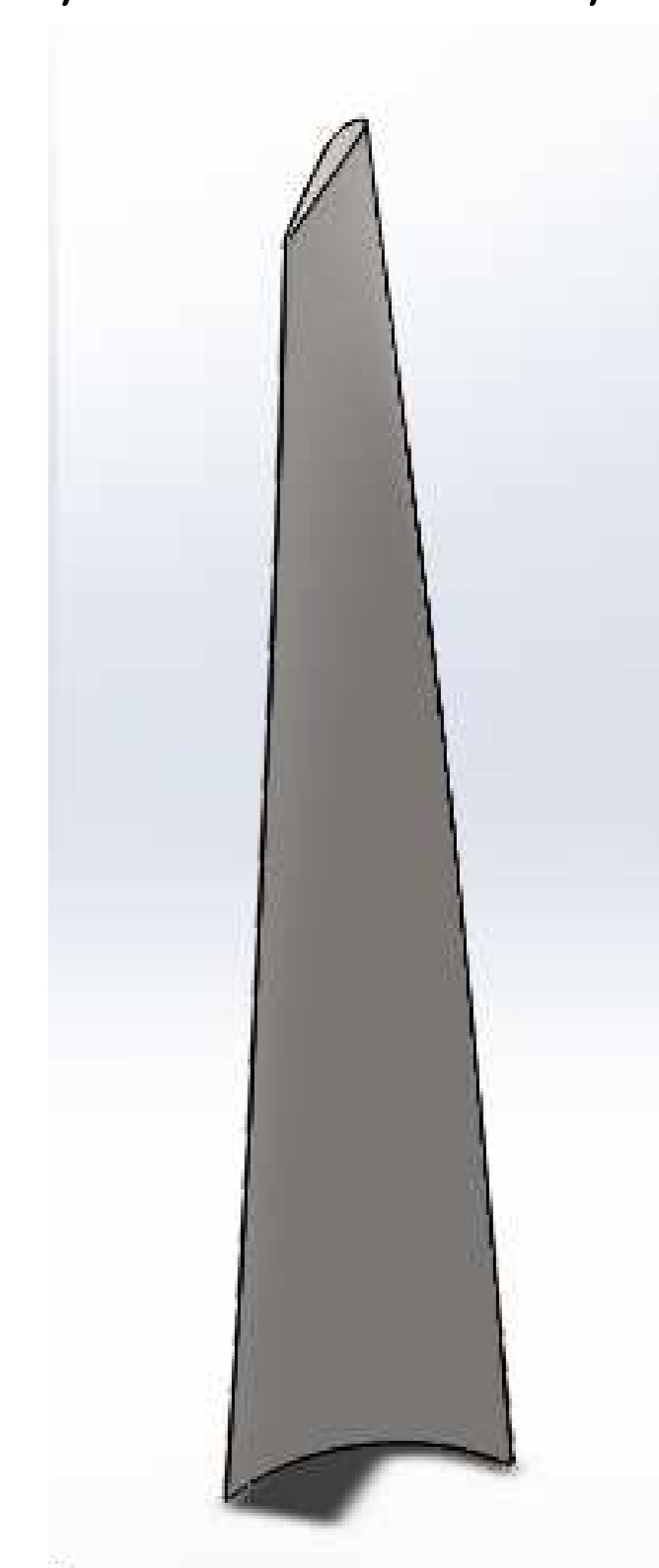


Рис.6 Профиль рабочей решетки

Информация о документе				Исполнитель		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Имя	Подпись	Дата
	1	МЭИ-каф. ПГТ		Митрахов О.М.		
Разработчик		Проверен				
Конструктор		Утвержден				
Эксперт						
Распределение параметров по высоте лопатки				Лист	Масштаб	Масштаб
				1	-	-
				Лист	Листов 1	

© 2017 МЭИ кафедр ПГТ
Имя, № листа, Подп. и дата
Лист, № докум., Подп. и дата
Справ. №, Изм. и дата
Перед. примеч.

Характеристики клапана с центральным разгрузочным отверстием

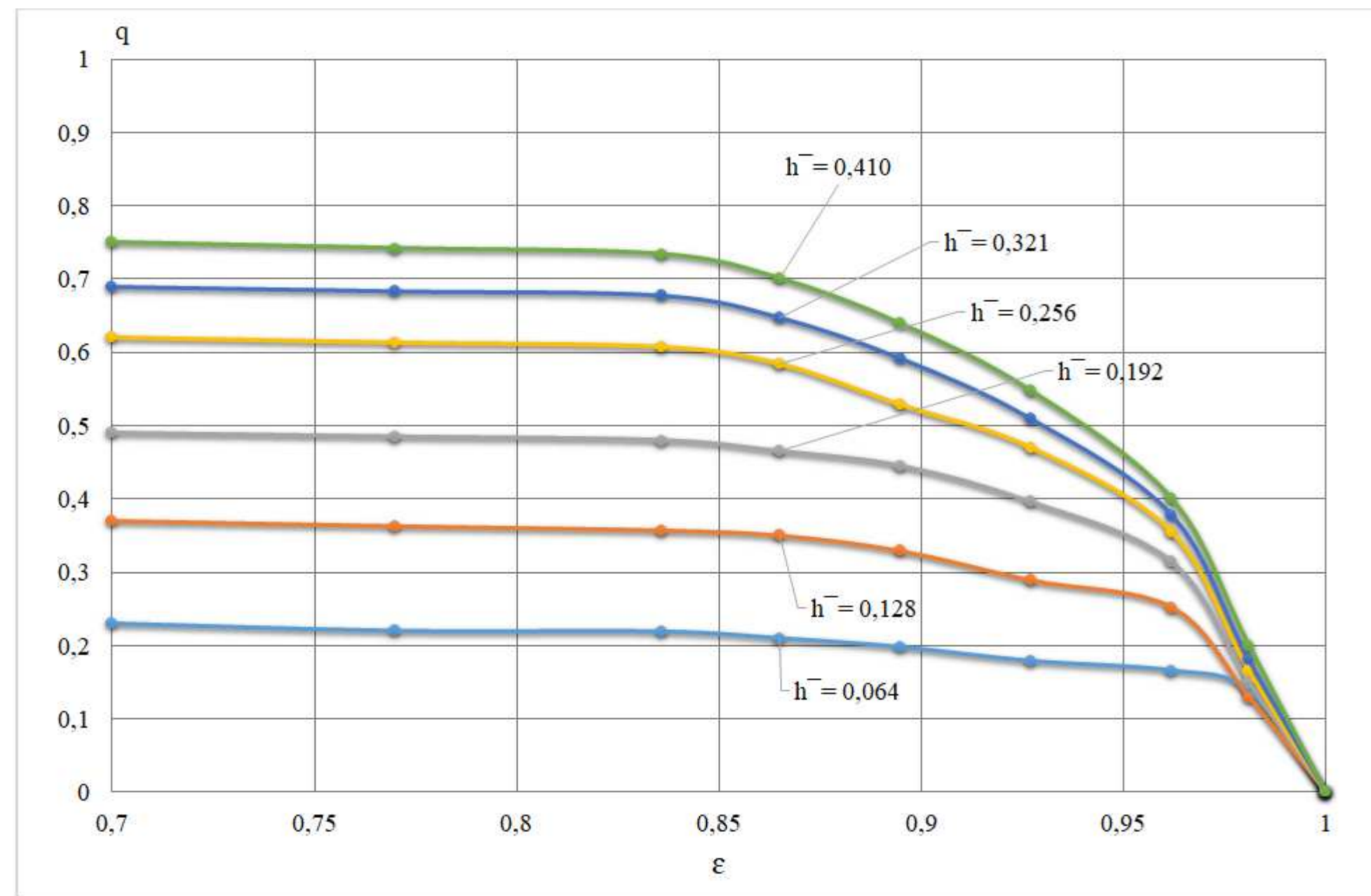


Рис. 1 Зависимость приведенного расхода от перепада давления

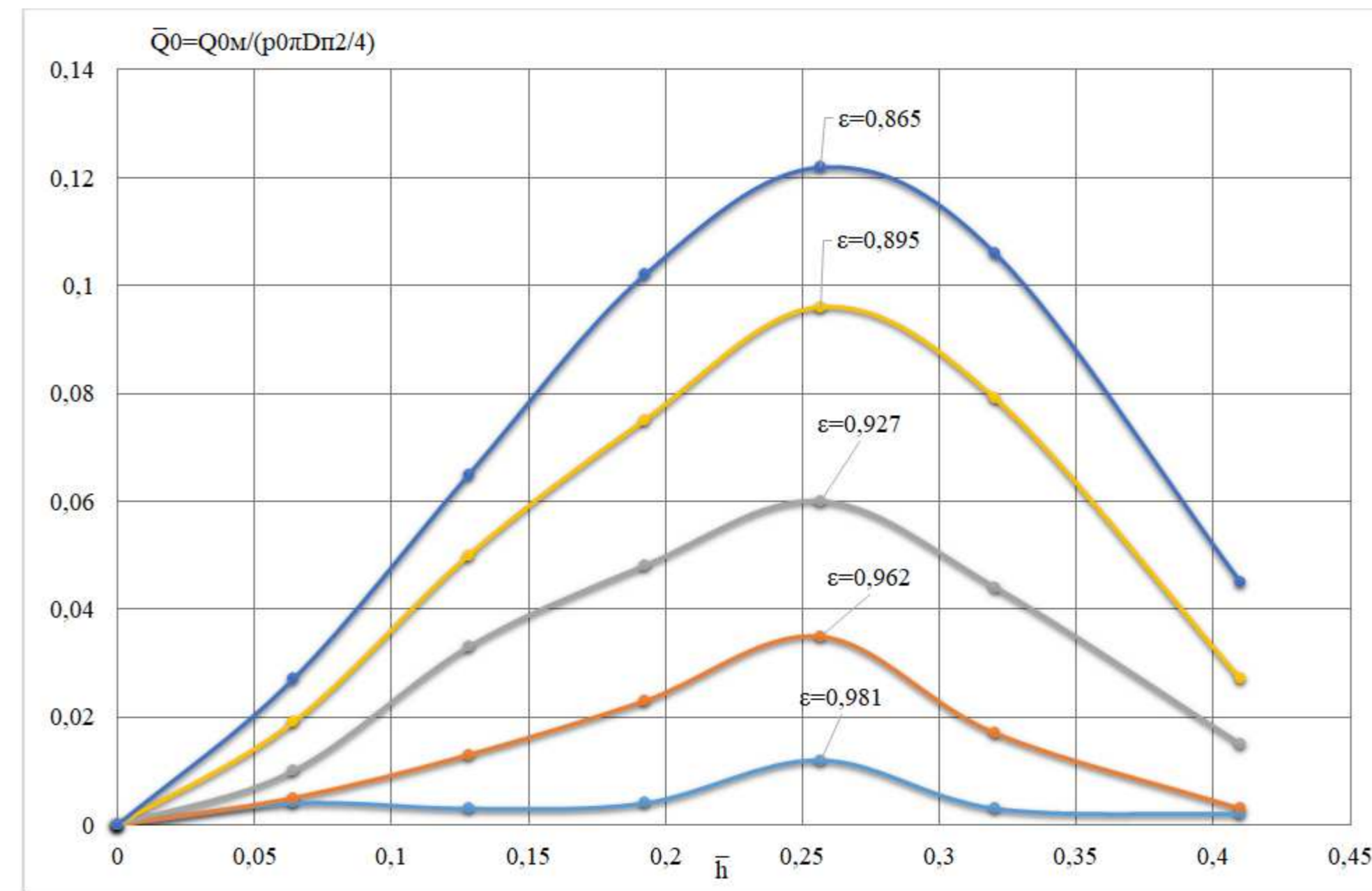


Рис. 2 Зависимость безразмерной силы от относительного подъема клапана

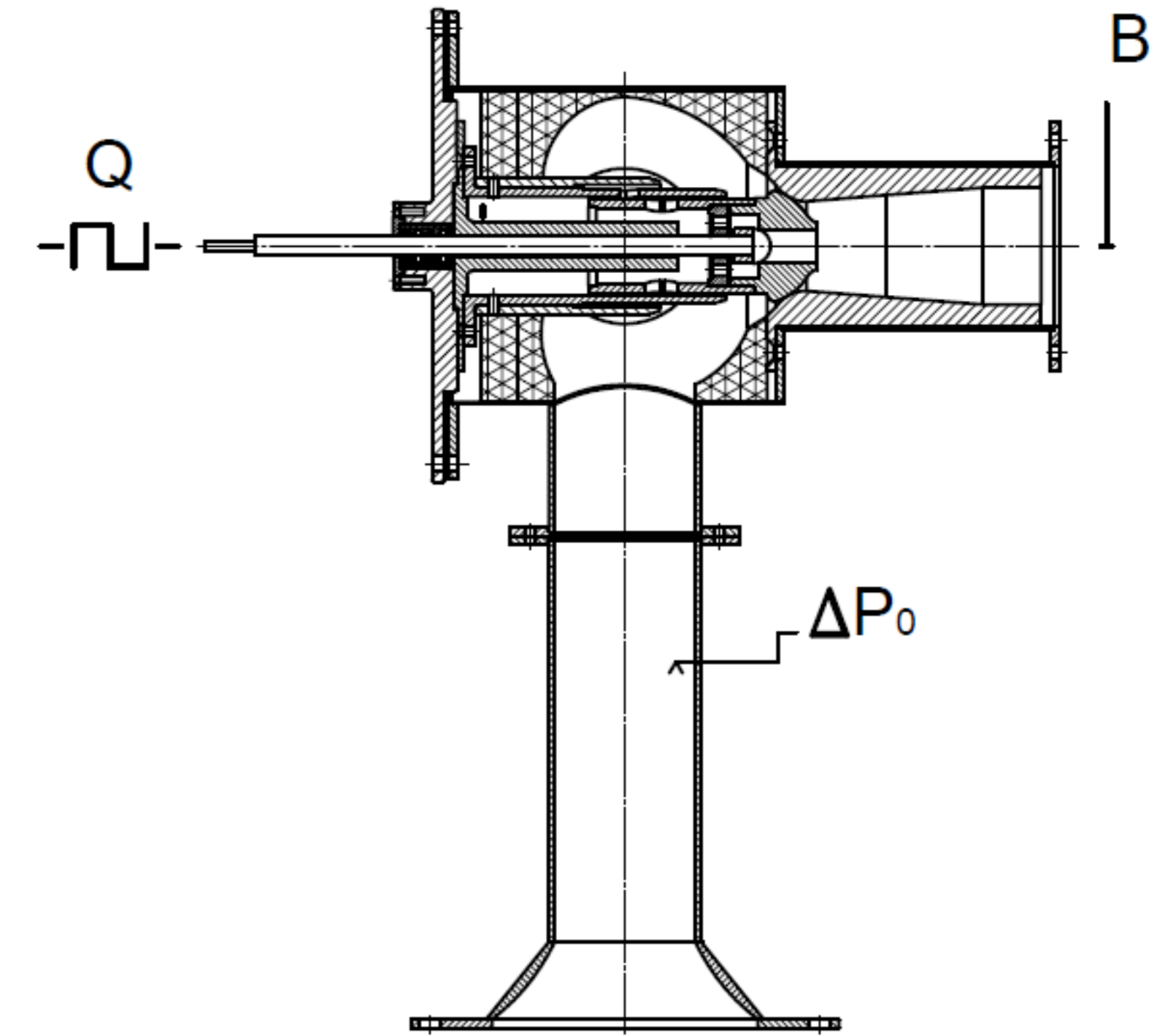


Рис. 5 Схема измерений

Характеристики клапана с перфорацией

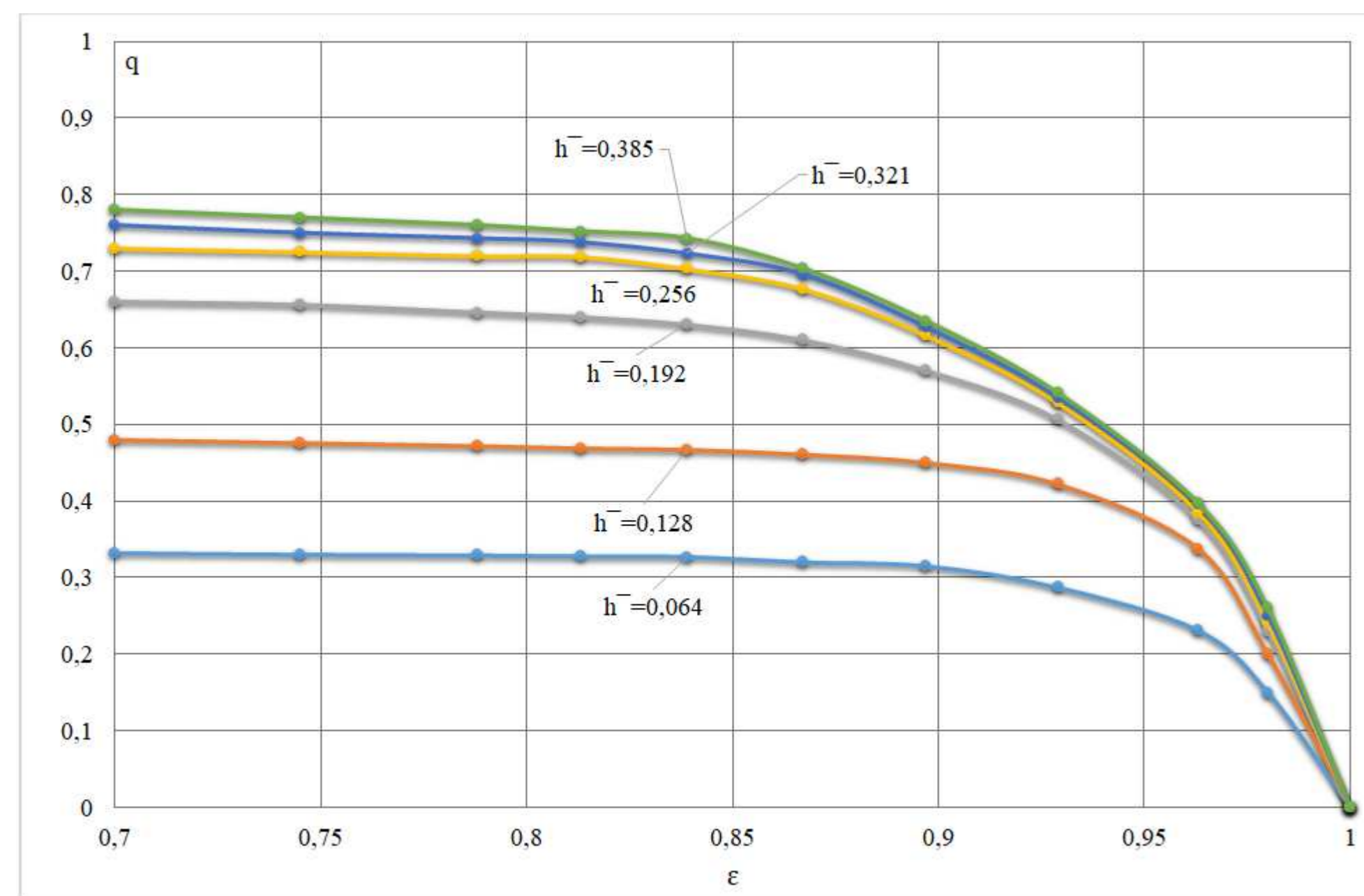


Рис. 3 Зависимость приведенного расхода от перепада давления

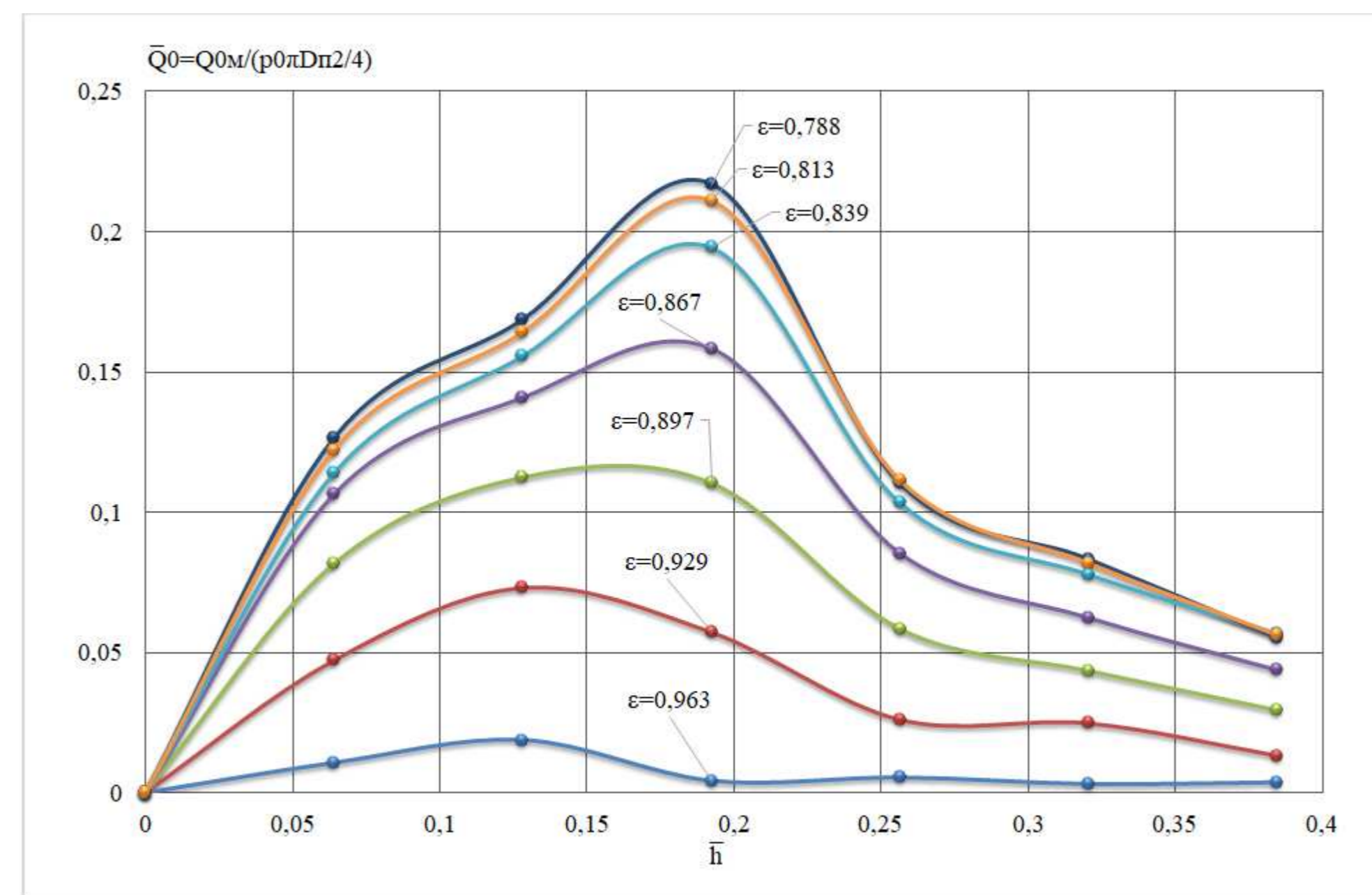


Рис. 4 Зависимость безразмерной силы от относительного подъема клапана



Рис. 6 Экспериментальный стенд

Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Сравнительные характеристики клапанов	Лит	Масса	Масштаб
Разраб.	Григорьев Н. М.					у	-	-
Проб.	Митрава О. М.					Лист	Листов	1
Исполн.	Утв.	Митрава О. М.			МЭИ каф. ПГТ			

Лист 1 из 1
 Дата: 2017 г.
 Имя: Григорьев Н. М.
 Подпись: Григорьев Н. М.