



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

Институт ЭнМИ
Кафедра ПГТ

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: Пылеугольный энергоблок мощностью 800 МВт на
суперсверхкритические параметры пара

Студент С-4-16 Белова М.О.
группа подпись фамилия и инициалы

Научный К.Т.Н. доцент Митрохова О.М.
руководитель 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, 2020



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

Институт ЭнМИ
Кафедра ПГТ

**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: Пылеугольный энергоблок мощностью 800 МВт на
суперсверхкритические параметры пара

Студент С-4-16 Белова М.О.
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 ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» кафедра
Паровых и паровых турбин им. А.В. Щегляева

СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ ЗАДАНИЯ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Описание турбоагрегата К-800-30 на сверхкритические параметры пара и его принципиальная тепловая схема
2. Расчёт принципиальной тепловой схемы, определение энергетических показателей энергоблока.
3. Определение оптимального облика паровой турбины, оценка размеров последней ступени, детальный расчёт проточной части высокого давления турбины
4. Проведение комплексных расчетов на прочность одной из ступеней ЦВД
5. Выбор одной из имеющихся в открытом доступе схем включения теплового насоса в ПТС ТЭС и оценка целесообразности ее применения

ПЕРЕЧЕНЬ ГРАФИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА

| | |
|---|------------------|
| Количество листов | не менее четырех |
| Количество слайдов в презентации | не более 12 |

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Рыжкин В.Я., Тепловые электрические станции. Учебник для вузов, 3-е изд., перераб. и доп. // Энергоатомиздат, 1987. - 328 с.
2. Щегляев А.В. Паровые турбины. – 5-е изд., доп. и подгот. к печати проф. Трояновским. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.

АННОТАЦИЯ

Данная выпускная бакалаврская работа посвящена разработке конденсационной турбоустановки К-800-30 суперсверхкритических параметров пара с одноступенчатым промежуточным перегревом пара с прямоточным парогенератором.

С этой целью проведен расчет принципиальной тепловой схемы энергоблока; выполнена оценка диаметров и числа ступеней турбины; проведен тепловой расчет первой и последней ступеней ЦВД турбины К-800-30 на среднем диаметре. Выполнен комплекс расчетов последней ступени для оценки ее прочности.

В заключительной части работы приведена оценка эффективности использования теплового насоса теплообменники, которого установлены на подводящем и отводящем трубопроводах охлаждающей воды конденсатора.

Работа выполнена на 101 листе и содержит 25 рисунков.

Графический материал:

- тепловая схема энергоблока – 1 лист (формат А1);
- процесс расширения пара в h,s -диаграмме – 2 листа (формат А3);
- чертеж последней ступени ЦВД турбины К-800-30 – 1 лист (формат А1);
- схема подключения теплового насоса – 1 лист (формат А3);

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|-----|
| Введение..... | 6 |
| 1. Энергоблок с паровой турбиной К-800-30 | 8 |
| 1.1. Описание принципиальной тепловой схемы | 8 |
| 1.2. Расчет ПТС энергоблока | 12 |
| 2. Выбор концепции паровой турбины и ее расчет..... | 31 |
| 2.1. Детальный расчет первой ступени ЦВД..... | 31 |
| 2.2. Распределение теплоперепадов и определение числа ступеней ЦВД..... | 45 |
| 2.3. Детальный расчет последней ступени ЦВД..... | 54 |
| 2.4. Оценка размеров последней ступени ЦВД | 70 |
| 3. Прочность элементов последней ступени ЦВД..... | 72 |
| 3.1. Напряжения рабочих лопаток..... | 72 |
| 3.2. Напряжения в диске..... | 74 |
| 3.3. Напряжения в хвостовом соединении | 83 |
| 3.4. Напряжение изгиба в диафрагме..... | 92 |
| 4. Оценка целесообразности использования тепловых насосов в тепловой схеме ТЭС | 94 |
| Заключение | 99 |
| Список литературы | 101 |

ВВЕДЕНИЕ

Основная доля производства электроэнергии в России – около 70% – приходится на тепловые электрические станции (ТЭС), работающие на органическом топливе. Большое распространение они получили благодаря независимости от места строительства (осуществляется транспортировка топлива железнодорожным или автомобильным транспортом) и малой стоимости топлива.

Существенные успехи в развитии угольных ТЭС достигнуты во многих странах, в том числе, в Германии, где уже в 1998 г. на ТЭС Schwarze Pumpe были введены два энергоблока, работающих на буром угле, мощностью по 800 МВт с параметрами пара 26,8 МПа, 547/565°C, КПД 40,8%; в 2002 г. – энергоблок на ТЭС Nideraussem мощностью 1012 МВт брутто и 965 МВт нетто с КПД 45,2%, параметры пара – 27,5 МПа, 580/600°C [1].

Что касается отечественной энергетики, то в советское время уже были наработки по блокам, работающим на суперсверхкритических параметрах. Так еще в в ноябре 1949 года пуск на ТЭЦ ВТИ был осуществлен пуск первого в мире опытного котла 60-ОП на параметры пара 30 МПа, 600°C, а затем после реконструкции 30 МПа, 650 С. Одним из первых пилотных проектов был блок СКР-100. Создание надстроечного блока СКР-100 было осуществлено в 1956 году на Каширской ГРЭС. Надстроечный блок мощностью 100 МВт на параметры пара 30 МПа, 650°C с промперегревом при 10 МПа, 565°C подавал пар на три работающие турбины станции мощностью до 30 МВт [1].

Таким образом, в настоящее время создание в России современных блоков на суперсверхкритические параметры пара является несомненно актуальной задачей

В первой главе данной работы приводится краткое описание принципиальной тепловой схемы энергоблока на базе турбины К-800-30 и представлен ее расчет, в результате которого определены основные энергетические и экономические показатели энергоблока.

Во второй главе содержится тепловой расчет проточной части цилиндра высокого давления (ЦВД) с определением числа ступеней, теплоперепадов, основных размеров ступеней и средних интегральных характеристик ступени первой и последней ступеней по результатам их теплового расчета на среднем диаметре. Так же в этой главе представлена оценка числа выходов потока в конденсатор и проведена оценка размеров последней ступени, что в целом позволяет сформировать представление об облике турбины.

В третьей главе представлены результаты комплексных расчетов на прочность последней ступени ЦВД турбины, которые показали, что все элементы ступени удовлетворяют условиям прочности.

Заключительная глава посвящена оценке целесообразности и возможности использования тепла, теряемого в конденсаторе паровой турбины путем применения в системе охлаждения теплового насоса

Расчеты выполнялись с помощью программных пакетов MathCAD, WaterSteamPRO и REFPROP. Графическая часть работы выполнена с помощью программного комплекса AutoCAD.

1. Энергоблок с паровой турбиной К-800-30

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.

Основной целью 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 при максимальной электрической мощности $N_{э}$. Эта величина является исходной в данном расчете и определяет выбор оборудования энергоблока.

В рассматриваемой ПТС энергоблока был выбран прямоточный парогенератор, работающий на конденсационную турбину К-800-30.

1.1. Описание принципиальной тепловой схемы

Энергоблок мощностью 800 МВт, принципиальная схема которого приведена на рисунке 1.1, состоит из прямоточного парогенератора и одновальной конденсационной турбоустановки К-800-30 сверхкритических параметров пара с одноступенчатым газовым промежуточным перегревом пара. Турбина включает в себя цилиндр высокого давления (ЦВД), цилиндр среднего давления (ЦСД) и три цилиндра низкого давления (ЦНД1, ЦНД2, ЦНД3).

Свежий пар от парогенератора (30 МПа, 650 °С) поступает в двухпоточный цилиндр высокого давления. После ЦВД пар направляется на промежуточный перегрев. После промежуточного перегрева пар (3,45 МПа, 650 °С) подводится в середину двухпоточного ЦСД. Из ЦСД пар (0,226 МПа) отводится в три двухпоточных ЦНД. Конечное давление пара в

турбине перед конденсатором – 5 кПа (рис. 1.2).

Пар из отборов используется для регенеративного подогрева питательной воды. Отбор пара после отсека 0^к-1 ЦВД направлен в подогреватель ПВД1, отбор после ЦВД (отсек 1-2) направлен в подогреватель ПВД2. Отбор пара после отсека 2-3 ЦСД направлен в ПВД3, турбопривод ТП и деаэратор, отбор после отсека 3-4 ЦСД – в ПНД4, после отсека 4-5 – в ПНД5. Отбор пара после отсека 5-6 ЦНД направлен в ПНД6, после отсека 6-7 – в ПНД7, после отсека 7-к – в конденсатор.

Конденсат турбины откачивается из конденсатора насосом и подогревается в четырех регенеративных подогревателях низкого давления. После деаэратора вода питательным насосом прокачивается через три подогревателя высокого давления. Все ПВД, ПНД4 и ПНД5 имеют встроенные пароохладители, а все ПВД снабжены также встроенными охладителями дренажа.

Питательный насос имеет конденсационный турбопривод, питаемый паром из третьего отбора турбины. Конденсат направляется в смеситель СМ2.

Дренажи ПВД сливаются каскадно в деаэратор. Дренажи ПНД4 и ПНД5 – каскадно в ПНД6, затем дренажным насосом подаются в смеситель СМ1. Дренаж ПНД7 поступает в смеситель СМ2.

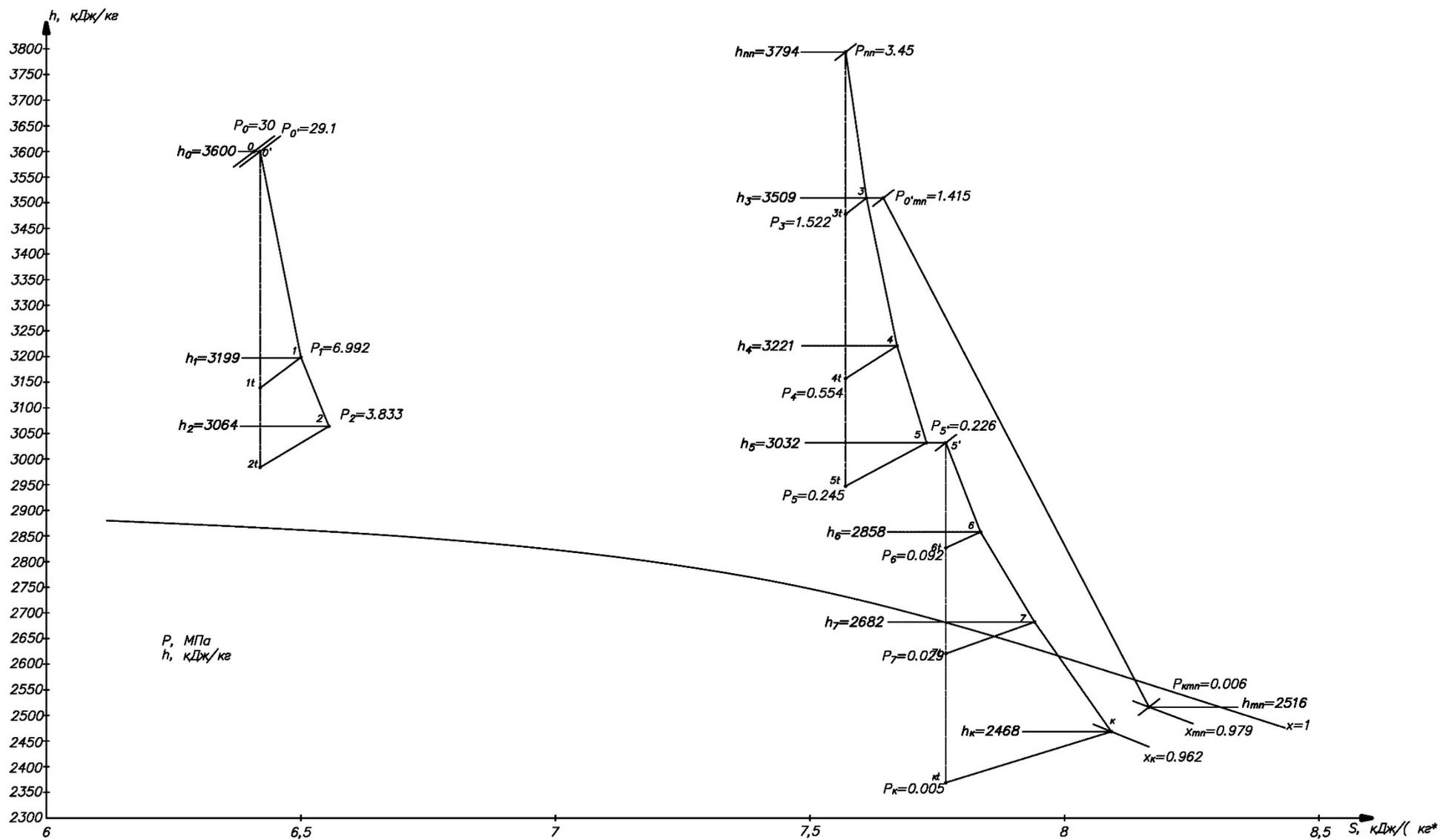


Рис. 1.2. Процесс расширения пара в h,s -диаграмме.

1.2. Расчет ПТС энергоблока

Расчет проводится по методике, подробно изложенной в [2].

Электрическая мощность турбоустановки:

$$N_{\text{э}} := 800 \cdot \text{МВт}$$

Давление насыщенного пара:

$$P_0 := 30 \cdot \text{МПа}$$

Температура насыщенного пара:

$$t_0 := 650 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Давление в конденсаторе:

$$P_{\text{к}} := 5 \cdot \text{кПа}$$

Температура питательной воды:

$$t_{\text{ПВ}} := 280 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура перегретого пара после промежуточного перегрева:

$$t_{\text{ПШ}} := 650 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Давление в деаэраторе:

$$P_{\text{д}} := 0.7 \cdot \text{МПа}$$

Величина недогрева пара на входе в деаэратор:

$$\Delta t_{\text{д}} := 15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Потери давления в ПВД:

$$\Delta P_{\text{ПВД}} := 0.5 \cdot \text{МПа}$$

Величина перегрева пара в ПВД:

$$\Theta_{\text{ПВД}} := 3 \cdot ^\circ\text{C}$$

Величина перегрева пара в ПНД:

$$\Theta_{\text{ПНД}} := 5 \cdot ^\circ\text{C}$$

КПД электрогенератора:

$$\eta_{\text{эГ}} := 0.995$$

КПД механический турбоустановки:

$$\eta_{\text{мех}} := 0.98$$

Параметры питательной воды турбоустановки.

Давление за питательным насосом:

$$P_{\text{ПН}} := 1.35 \cdot P_0 = 40.5 \cdot \text{МПа}$$

Давление питательной воды (за П1):

$$P_{\text{ПВ}} := P_{\text{ПН}} - 3 \cdot \Delta P_{\text{ПВД}} = 39 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия питательной воды:

$$h_{\text{ПВ}} := \text{wspHPT}(P_{\text{ПВ}}, t_{\text{ПВ}}) = 1229.121 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Давление воды за П2:

$$P_{\text{В2}} := P_{\text{ПН}} - 2 \cdot \Delta P_{\text{ПВД}} = 39.5 \cdot \text{МПа}$$

Давление воды за П3:

$$P_{\text{В3}} := P_{\text{ПН}} - \Delta P_{\text{ПВД}} = 40 \cdot \text{МПа}$$

Температура воды на выходе из конденсатора:

$$t_{\text{К}'} := \text{wspTSP}(P_{\text{К}}) = 32.875 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия конденсата:

$$h_{\text{К}'} := \text{wspHSWT}(t_{\text{К}'}) = 137.765 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура воды на выходе из деаэрата:

$$t_{\text{Д}'} := \text{wspTSP}(P_{\text{Д}}) = 164.953 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия воды на выходе из деаэрата:

$$h_{\text{Д}'} := \text{wspHSWT}(t_{\text{Д}'}) = 697.143 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура воды на выходе из ПНД4:

$$t_{\text{В4}} := t_{\text{Д}'} - \Delta t_{\text{Д}} + 273.15 \cdot \text{K} = 149.953 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия воды на выходе из ПНД4:

$$h_{\text{В4}} := \text{wspHPT}(1.2 \cdot \text{МПа}, t_{\text{В4}}) = 632.495 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Найдем подогрев воды τ во всех подогревателях.

$$\frac{\tau_2}{\tau_1} = 1.3$$

$$\tau_2 = \tau_3$$

$$\frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{\tau_5}{\tau_6} = \frac{\tau_6}{\tau_7} = 1.02$$

$$\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 = h_{\text{ПВ}} - h_{\text{В4}}$$

$$\tau_4 + \tau_5 + \tau_6 + \tau_7 = h_{\text{В4}} - h_{\text{СМ2}}$$



Откуда энтальпии воды за каждым подогревателем.

$$h_{\text{В2}} = 1063.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad h_{\text{В3}} = 847.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad h_{\text{В4}} = 632.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{\text{В5}} = 507.3 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad h_{\text{В6}} = 384.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad h_{\text{В7}} = 264.1 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Найдем параметры воды, пара и дренажа в регенеративных подогревателях.

Для ПВД1:

Температура

пара:

$$t_{1'} := t_{\text{ПВ}} + \Theta_{\text{ПВД}} = 283 \cdot ^\circ\text{C}$$

Давление пара:

$$P_{\text{П1}} := \text{wspPST}(t_{1'}) = 6.712 \cdot \text{МПа}$$

Для ПВД2:

Температура воды:

$$t_{\text{В2}} := \text{wspТРН}(P_{\text{В2}}, h_{\text{В2}}) = 243.999 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура

пара:

$$t_{2'} := t_{\text{В2}} + \Theta_{\text{ПВД}} = 246.999 \cdot ^\circ\text{C}$$

Давление пара:

$$P_{п2} := \text{wspPST}(t_2') = 3.778 \cdot \text{МПа}$$

Перегрев охладителя дренажа:

$$\theta_{од} := 14 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура дренажа из ПВД1:

$$t_{др1} := t_{в2} + \theta_{од} = 257.999 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия дренажа из ПВД1:

$$h_{др1} := \text{wspHPT}(P_{п1}, t_{др1}) = 1124.638 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Для ПВД3:

Температура воды:

$$t_{в3} := \text{wspTPH}(P_{в3}, h_{в3}) = 194.851 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура пара:

$$t_3' := t_{в3} + \Theta_{ПВД} = 197.851 \cdot ^\circ\text{C}$$

Давление пара:

$$P_{п3} := \text{wspPST}(t_3') = 1.486 \cdot \text{МПа}$$

Температура дренажа из ПВД2:

$$t_{др2} := t_{в3} + \theta_{од} = 208.851 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия дренажа из ПВД2:

$$h_{др2} := \text{wspHPT}(P_{п2}, t_{др2}) = 893.167 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Найдем параметры питательного насоса.

КПД ПН:

$$\eta_{Н} := 0.85$$

Удельный объем в ПН:

$$v_{\text{ПН}} := \text{wspVSWT}(t_{\text{д}'}) = 0.00111 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Подогрев воды в ПН:

$$\tau_{\text{ПН}} := (P_{\text{ПН}} - P_{\text{д}}) \cdot \frac{v_{\text{ПН}}}{\eta_{\text{Н}}} = 51.879 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия воды за ПН:

$$h_{\text{ПН}} := h_{\text{д}'} + \tau_{\text{ПН}} = 749.022 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура воды за ПН:

$$t_{\text{ПН}} := \text{wspTRH}(P_{\text{ПН}}, h_{\text{ПН}}) = 171.615 \cdot ^\circ\text{C}$$

Для ПНД4:

Температура пара:

$$t_{4'} := t_{\text{в}4} + \Theta_{\text{ПНД}} = 154.953 \cdot ^\circ\text{C}$$

Давление пара:

$$P_{\text{П}4} := \text{wspPST}(t_{4'}) = 0.543 \cdot \text{МПа}$$

Температура дренажа из ПВД3:

$$t_{\text{др}3} := t_{\text{ПН}} + \theta_{\text{Од}} = 185.615 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия дренажа из ПВД3:

$$h_{\text{др}3} := \text{wspHPT}(P_{\text{П}3}, t_{\text{др}3}) = 788.222 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Для ПНД5:

Теплоемкость

$$c_{\text{рH}2\text{O}} = 4.188 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Температура воды:

$$t_{\text{в}5} := \frac{h_{\text{в}5}}{c_{\text{рH}2\text{O}}} + 273.15 \cdot \text{К} = 121.121 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура пара:

$$t_{5'} := t_{в5} + \Theta_{\text{ПНД}} = 126.121 \cdot ^\circ\text{C}$$

Давление пара:

$$P_{\text{п5}} := \text{wspPST}(t_{5'}) = 0.24 \cdot \text{МПа}$$

Температура дренажа из ПНД4:

$$t_{\text{др4}} := t_{в5} + \theta_{\text{од}} = 135.121 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия дренажа из ПНД4:

$$h_{\text{др4}} := \text{wspHPT}(P_{\text{п4}}, t_{\text{др4}}) = 568.436 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Для ПНД6:

Температура

$$t_{в6} := \frac{h_{в6}}{c_{\text{pH}_2\text{O}}} + 273.15 \cdot \text{K} = 91.803 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура пара:

$$t_{6'} := t_{в6} + \Theta_{\text{ПНД}} = 96.803 \cdot ^\circ\text{C}$$

Давление пара:

$$P_{\text{п6}} := \text{wspPST}(t_{6'}) = 0.09 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия пара:

$$h_{\text{п6}'} := \text{wspHSWT}(t_{6'}) = 405.617 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура дренажа из ПНД5:

$$t_{\text{др5}} := t_{в6} + \theta_{\text{од}} = 105.803 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия дренажа из ПНД5:

$$h_{\text{др5}} := \text{wspHPT}(P_{\text{п5}}, t_{\text{др5}}) = 443.693 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура дренажа из ПНД6:

$$t_{др6} := t_{6'} = 96.803 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия дренажа из ПНД6:

$$h_{др6} := h_{п6'} = 405.617 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Для ПНД7:

Температура воды:

$$t_{в7} := \frac{h_{в7}}{c_{pH_2O}} + 273.15 \cdot \text{K} = 63.06 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура пара:

$$t_{7'} := t_{в7} + \Theta_{\text{ПНД}} = 68.06 \cdot ^\circ\text{C}$$

Давление пара:

$$P_{п7} := \text{wspPST}(t_{7'}) = 0.029 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия пара:

$$h_{п7'} := \text{wspHSWT}(t_{7'}) = 284.892 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура дренажа из ПНД7:

$$t_{др7} := t_{7'} = 68.06 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия дренажа из ПНД7:

$$h_{др7} := h_{п7'} = 284.892 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара перед турбиной в точке 0.

Давление пара:

$$P_0 = 30 \cdot \text{МПа}$$

Температура пара:

$$t_0 = 650 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия пара:

$$h_0 := \text{wspHPT}(P_0, t_0) = 3599.677 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в голову ЦВД в точке 0`.

Потеря давления:

$$\xi_{\text{ВД}} := 3 \cdot \%$$

Давление пара в голову турбины:

$$P_{0'} := P_0 \cdot (1 - \xi_{\text{ВД}}) = 29.1 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия пара в голову турбины:

$$h_{0'} := h_0 = 3599.677 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара в голову турбины:

$$s_{0'} := \text{wspSPH}(P_{0'}, h_{0'}) = 6.42 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Удельный объем:

$$v_{0'} := \text{wspVPS}(P_{0'}, s_{0'}) = 0.013 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Параметры пара в отборе на ПВД1 из ЦВД в точке 1t (теоретический процесс).

Величина потери давления в отборе:

$$\Delta P_{\text{отбПВД}} := 4 \cdot \%$$

Давление пара:

$$P_1 := \frac{P_{\text{П1}}}{1 - \Delta P_{\text{отбПВД}}} = 6.992 \cdot \text{МПа}$$

Энтропия

$$s_{1t} := s_{0'} = 6.42 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{1t} := \text{wspHPS}(P_1, s_{1t}) = 3138.718 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Внутренний относительный КПД ЦВД:

$$\eta_{oiВД} := 0.87$$

Параметры пара в отборе на ПВД1 из ЦВД в точке 1 (действительный процесс).

Энтальпия пара:

$$h_1 := h_{0'} - (h_{0'} - h_{1t}) \cdot \eta_{oiВД} = 3198.643 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара:

$$s_1 := \text{wspSPH}(P_1, h_1) = 6.509 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Удельный объем:

$$v_1 := \text{wspVPS}(P_1, s_1) = 0.041 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Параметры пара в отборе на ПВД2 из ЦВД в точке 2t (теоретический процесс).

Давление пара:

$$P_2 := \frac{P_{п2}}{1 - \Delta P_{отбПВД}} = 3.936 \cdot \text{МПа}$$

Энтропия пара:

$$s_{2t} := s_{0'} = 6.42 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{2t} := \text{wspHPS}(P_2, s_{2t}) = 2990.326 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в отборе на ПВД2 из ЦВД в точке 2 (действительный процесс).

Энтальпия пара:

$$h_2 := h_{0'} - (h_{0'} - h_{2t}) \cdot \eta_{oiВД} = 3069.542 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара:

$$s_2 := \text{wspSPH}(P_2, h_2) = 6.553 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Удельный объем:

$$v_2 := \text{wspVPS}(P_2, s_2) = 0.066 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Параметры пара промежуточного перегрева.

Температура промежуточного перегрева пара:

$$t_{\text{пп}} = 650 \cdot ^\circ\text{С}$$

Потеря давления:

$$\xi_{\text{нд}} := 10 \cdot \%$$

Давление промежуточного перегрева:

$$P_{\text{пп}} := P_2 \cdot (1 - \xi_{\text{нд}}) = 3.542 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия промежуточного перегрева:

$$h_{\text{пп}} := \text{wspHPT}(P_{\text{пп}}, t_{\text{пп}}) = 3793.289 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия промежуточного перегрева:

$$s_{\text{пп}} := \text{wspSPT}(P_{\text{пп}}, t_{\text{пп}}) = 7.558 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры пара в отборе на ПВДЗ и ТП из ЦСД в точке 3t (теоретический процесс).

Давление пара:

$$P_3 := \frac{P_{\text{пз}}}{1 - \Delta P_{\text{отбПВД}}} = 1.548 \cdot \text{МПа}$$

Энтропия

$$s_{3t} := s_{\text{пп}} = 7.558 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{3t} := \text{wspHPS}(P_3, s_{3t}) = 3473.839 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в отборе на ПВД3 и ТП из ЦСД в точке 3 (действительный процесс).

Внутренний относительный КПД ЦСД:

$$\eta_{oi\text{СД}} := 0.9$$

Энтальпия пара:

$$h_3 := h_{\text{ПП}} - (h_{\text{ПП}} - h_{3t}) \cdot \eta_{oi\text{СД}} = 3505.784 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара:

$$s_3 := \text{wspSPH}(P_3, h_3) = 7.598 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры пара в отборе на ПНД4 из ЦСД в точке 4t (теоретический процесс).

Величина потери давления в отборе:

$$\Delta P_{\text{отбПНД}} := 2 \cdot \%$$

Давление пара:

$$P_4 := \frac{P_{\text{П4}}}{1 - \Delta P_{\text{отбПНД}}} = 0.554 \cdot \text{МПа}$$

Энтропия

$$s_{4t} := s_{\text{ПП}} = 7.558 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{4t} := \text{wspHPS}(P_4, s_{4t}) = 3149.363 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в отборе на ПНД4 из ЦСД в точке 4 (действительный процесс).

Энтальпия пара:

$$h_4 := h_{\text{ПП}} - (h_{\text{ПП}} - h_{4t}) \cdot \eta_{oi\text{СД}} = 3213.755 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара:

$$s_4 := \text{wspSPH}(P_4, h_4) = 7.66 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры пара в отборе на ПНД5 из ЦСД в точке 5t (теоретический процесс).

Давление пара:

$$P_5 := \frac{P_{\text{П5}}}{1 - \Delta P_{\text{отбПНД}}} = 0.245 \cdot \text{МПа}$$

Энтродия

$$s_{5t} := s_{\text{ПП}} = 7.558 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{5t} := \text{wspHPS}(P_5, s_{5t}) = 2940.794 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в отборе на ПНД5 из ЦСД в точке 5 (действительный процесс).

Энтальпия пара:

$$h_5 := h_{\text{ПП}} - (h_{\text{ПП}} - h_{5t}) \cdot \eta_{\text{oiСД}} = 3026.043 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтродия пара:

$$s_5 := \text{wspSPH}(P_5, h_5) = 7.719 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры пара на входе в ЦНД.

Потери давления:

$$\xi_{\text{НД}} := 8 \cdot \%$$

Давление пара:

$$P_{5'} := P_5 \cdot (1 - \xi_{\text{НД}}) = 0.226 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия пара:

$$h_{5'} := h_5 = 3026.043 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтродия пара:

$$s_{5'} := \text{wspSPH}(P_{5'}, h_{5'}) = 7.757 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры пара в отборе на ПНД6 из ЦНД в точке 6t (теоретический процесс).

Давление пара:

$$P_6 := \frac{P_{п6}}{1 - \Delta P_{\text{отбПНД}}} = 0.092 \cdot \text{МПа}$$

Энтропия

$$s_{6t} := s_{5'} = 7.757 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{6t} := \text{wspHPS}(P_6, s_{6t}) = 2822.205 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в отборе на ПНД4 из ЦСД в точке 6 (действительный процесс).

Внутренний относительный КПД ЦНД:

$$\eta_{\text{oiНД}} := 0.85$$

Энтальпия пара:

$$h_6 := h_{5'} - (h_{5'} - h_{6t}) \cdot \eta_{\text{oiНД}} = 2852.781 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара:

$$s_6 := \text{wspSPH}(P_6, h_6) = 7.824 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры пара в отборе на ПНД7 из ЦНД в точке 7t (теоретический процесс).

Давление пара:

$$P_7 := \frac{P_{п7}}{1 - \Delta P_{\text{отбПНД}}} = 0.029 \cdot \text{МПа}$$

Энтропия

$$s_{7t} := s_{5'} = 7.757 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{7t} := \text{wspHPS}(P_7, s_{7t}) = 2616.978 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в отборе на ПНД7 из ЦСД в точке 7 (действительный процесс).

Энтальпия пара:

$$h_7 := h_{5'} - (h_{5'} - h_{7t}) \cdot \eta_{oiND} = 2678.338 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара:

$$s_7 := \text{wspSPH}(P_7, h_7) = 7.93 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры пара перед конденсатором в точке kt (теоретический процесс).

Давление пара:

$$P_K = 5 \cdot \text{кПа}$$

Энтропия пара:

$$s_{kt} := s_{5'} = 7.757 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{kt} := \text{wspHPS}(P_K, s_{kt}) = 2365.778 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Степень сухости пара:

$$x_{kt} := \text{wspXPS}(P_K, s_{kt}) = 0.92$$

Параметры пара перед конденсатором в точке k (действительный процесс).

Энтальпия пара:

$$h_k := h_{5'} - (h_{5'} - h_{kt}) \cdot \eta_{oiND} = 2464.818 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара:

$$s_k := \text{wspSPH}(P_k, h_k) = 8.08 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Степень сухости пара:

$$x_k := \text{wspXPS}(P_k, s_k) = 0.96$$

Параметры пара в трубопроводе.

Величина потери давления:

$$\Delta P_{\text{ТП}} := 7\%$$

Давление пара на входе:

$$P_{0'_{\text{ТП}}} := P_3 \cdot (1 - \Delta P_{\text{ТП}}) = 1.44 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия пара на входе:

$$h_{0_{\text{ТП}}} := h_3 = 3505.784 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара на входе:

$$s_{0'_{\text{ТП}}} := \text{wspSPH}(P_{0'_{\text{ТП}}}, h_{0_{\text{ТП}}}) = 7.632 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтропия пара на выходе:

$$s_{\text{кТпт}} := s_{0'_{\text{ТП}}} = 7.632 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Давление пара в ТП:

$$P_{\text{кТП}} := P_k + 1 \cdot \text{кПа} = 6 \cdot \text{кПа}$$

Энтальпия пара на выходе (теоретический процесс):

$$h_{\text{тпт}} := \text{wspHPS}(P_{\text{кТП}}, s_{\text{кТпт}}) = 2350.915 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

КПД ТП:

$$\eta_{\text{ТП}} := 0.86$$

Энтальпия пара на выходе (действительный процесс):

$$h_{\text{ТП}} := h_{0_{\text{ТП}}} - (h_{0_{\text{ТП}}} - h_{\text{тпт}}) \cdot \eta_{\text{ТП}} = 2512.597 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара на выходе:

$$s_{\text{КТП}} := \text{wspSPH}(P_{\text{КТП}}, h_{\text{ТП}}) = 8.154 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Доля отбора пара:

$$\alpha_{\text{ТП}} := \frac{\tau_{\text{ПН}}}{(h_{0\text{ТП}} - h_{\text{ТП}}) \cdot \eta_{\text{мех}}} = 0.053$$

Степень сухости на выходе:

$$x_{\text{ТП}} := \text{wspXPS}(P_{\text{КТП}}, s_{\text{КТП}}) = 0.978$$

Параметры пара в конденсаторе ТП.

Температура пара:

$$t_{\text{КТП}'} := \text{wspTSP}(P_{\text{КТП}}) = 36.16 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия пара:

$$h_{\text{КТП}'} := \text{wspHSWT}(t_{\text{КТП}'}) = 151.494 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

УТБ ПВД1:

$$\alpha_1 \cdot h_1 + h_{\text{В2}} = \alpha_1 \cdot h_{\text{др1}} + h_{\text{ПВ}}$$

УТБ ПВД2:

$$\alpha_2 \cdot h_2 + \alpha_1 \cdot h_{\text{др1}} + h_{\text{В3}} = h_{\text{В2}} + (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot h_{\text{др2}}$$

УТБ ПВД3:

$$\alpha_{\text{П3}} \cdot h_3 + (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot h_{\text{др2}} + h_{\text{ПН}} = (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{\text{П3}}) \cdot h_{\text{др3}} + h_{\text{В3}}$$

УТБ Д:

$$(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{\text{П3}}) \cdot h_{\text{др3}} + \alpha_{\text{КД}} \cdot h_{\text{В4}} + \alpha_{\text{Д}} \cdot h_3 = h_{\text{Д}'}$$

УТБ ПНД4:

$$\alpha_4 \cdot h_4 + \alpha_{\text{КД}} \cdot h_{\text{В5}} = \alpha_{\text{КД}} \cdot h_{\text{В4}} + \alpha_4 \cdot h_{\text{др4}}$$

УТБ ПНД5:

$$\alpha_5 \cdot h_5 + [(\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6) \cdot h_{\text{др6}} + \alpha_{\text{К}} \cdot h_{\text{В6}}] + \alpha_4 \cdot h_{\text{др4}} = \alpha_{\text{КД}} \cdot h_{\text{В5}} + (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot h_{\text{др5}}$$

УТБ ПНД6:

$$\alpha_6 \cdot h_6 + \alpha_K \cdot h_{B7} + (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot h_{др5} = (\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6) \cdot h_{др6} + \alpha_K \cdot h_{B6}$$

УТБ ПНД7:

$$\alpha_7 \cdot h_7 + (\alpha_{КП} \cdot h_{K'} + \alpha_{ТП} \cdot h_{КТП'} + \alpha_7 \cdot h_{др7}) = \alpha_7 \cdot h_{др7} + \alpha_K \cdot h_{B7}$$

УМБ К:

$$\alpha_K = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{ПЗ} - \alpha_D - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6$$

УМБ КП:

$$\alpha_{КП} = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{ПЗ} - \alpha_D - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_{ТП}$$

УМБ:

$$1 = \alpha_{КД} + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{ПЗ} + \alpha_D$$

□

Откуда:

$$\alpha_1 = 0.08 \quad \alpha_2 = 0.09 \quad \alpha_{ПЗ} = 0.03 \quad \alpha_4 = 0.037 \quad \alpha_5 = 0.035$$

$$\alpha_6 = 0.032 \quad \alpha_7 = 0.034 \quad \alpha_D = 0.012 \quad \alpha_{КД} = 0.788$$

$$\alpha_K = 0.684 \quad \alpha_{КП} = 0.597$$

Выполним проверку найденных долей отбора пара:

$$\alpha'_{КД} := \alpha_K + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 = 0.788$$

$$\alpha'_K := \alpha_{КП} + \alpha_7 + \alpha_{ТП} = 0.684 \quad \alpha_K = 0.684$$

Энтальпия воды за точкой СМ2:

$$h_{СМ2} := \frac{(\alpha_{КП} \cdot h_{K'} + \alpha_{ТП} \cdot h_{КТП'} + \alpha_7 \cdot h_{др7})}{\alpha_K} = 146.09 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Доля отбора пара из ЦСД:

$$\alpha_3 := \alpha_{ПЗ} + \alpha_D + \alpha_{ТП} = 0.095$$

Проведем контроль материального баланса пара и конденсата ЦВД.

Отсек 0'-1:

$$\alpha_{ПВ} := 1$$

Отсек 1-2:

$$\alpha_{12} := 1 - \alpha_1 = 0.92$$

Внутренняя работа ЦВД:

$$H_{\text{пр_ВД}} := (h_{0'} - h_1) + (1 - \alpha_1) \cdot (h_1 - h_2) = 519.819 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Проведем контроль материального баланса пара и конденсата ЦСД.

Отсек 2-3:

$$\alpha_{23} := \alpha_{12} - \alpha_2 = 0.83$$

Отсек 3-4:

$$\alpha_{34} := \alpha_{23} - \alpha_3 = 0.735$$

Отсек 4-5:

$$\alpha_{45} := \alpha_{34} - \alpha_4 = 0.698$$

Внутренняя работа ЦСД:

$$H_{\text{пр_СД}} := \alpha_{23} \cdot (h_{\text{пп}} - h_3) + \alpha_{34} \cdot (h_3 - h_4) + \alpha_{45} \cdot (h_4 - h_5) = 584.036 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Проведем контроль материального баланса пара и конденсата ЦНД.

Отсек 5-6:

$$\alpha_{56} := \alpha_{45} - \alpha_5 = 0.663$$

Отсек 6-7:

$$\alpha_{67} := \alpha_{56} - \alpha_6 = 0.63$$

Отсек 7-К:

$$\alpha_{7\text{К}} := \alpha_{67} - \alpha_7 = 0.597$$

Внутренняя работа ЦНД:

$$H_{\text{пр_НД}} := \alpha_{56} \cdot (h_5 - h_6) + \alpha_{67} \cdot (h_6 - h_7) + \alpha_{7\text{К}} \cdot (h_7 - h_{\text{к}}) = 352.12 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Расход пара на турбину:

$$G_0 := \frac{N_{\text{э}}}{(H_{\text{пр_ВД}} + H_{\text{пр_СД}} + H_{\text{пр_НД}}) \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{эГ}}} = 563.491 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

КПД брутто турбоустановки:

$$\eta := \frac{N_{\text{э}} + \alpha_{\text{ТП}} \cdot G_0 \cdot (h_{0\text{ТП}} - h_{\text{ТП}}) \cdot \eta_{\text{мех}}}{G_0 \cdot (h_0 - h_{\text{пв}}) + G_0 \cdot \alpha_{23} \cdot (h_{\text{пп}} - h_2)} = 0.495$$

Удельный расход тепла:

$$q_{\text{э}} := \frac{1}{\eta} = 2.019$$

$$q'_{\text{э}} := \frac{[G_0 \cdot (h_0 - h_{\text{пв}}) + G_0 \cdot \alpha_{23} \cdot (h_{\text{пп}} - h_2)]}{[N_{\text{э}} + \alpha_{\text{ТП}} \cdot G_0 \cdot (h_{0\text{ТП}} - h_{\text{ТП}}) \cdot \eta_{\text{мех}}]} = 7267.944 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

2. Выбор концепции паровой турбины и ее расчет

2.1. Детальный расчет первой ступени ЦВД

Расход пара на турбину:

$$G_0 = 563.491 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Частота вращения:

$$n := 50 \cdot \frac{1}{\text{с}}$$

Длина хорды сопловой лопатки:

$$b_1 := 120 \cdot \text{мм}$$

Длина хорды рабочей лопатки:

$$b_2 := 80 \cdot \text{мм}$$

Примем характеристики первой ступени.

Эффективный угол выхода из сопловой решетки:

$$\alpha_{1_ст1} := 14 \cdot \text{deg}$$

Средний диаметр:

$$d_{ср_ст1} := 0.98 \cdot \text{м}$$

Степень реактивности на среднем диаметре первой ступени:

$$\rho_{ср_ст1} := 0.2$$

Окружная скорость сопловой решетки первой ступени:

$$u_{_ст1} := \pi \cdot d_{ср_ст1} \cdot n = 153.938 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Примем коэффициент скорости в сопловой решетке в первом приближении [3]:

$$\varphi := 0.956$$

Оценим оптимальное отношение скоростей $\frac{u}{c_{\phi}}$:

$$x_{\phi_ст1} := \frac{\varphi \cdot \cos(\alpha_{1_ст1})}{2\sqrt{1 - \rho_{ср_ст1}}} = 0.519$$

Фиктивная скорость:

$$c_{\phi_ст1} := \frac{u_{ст1}}{x_{\phi_ст1}} = 296.865 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Располагаемый теплоперепад ступени:

$$H_{0_ст1} := \frac{c_{\phi_ст1}^2}{2} = 44.064 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Располагаемый теплоперепад сопловой решетки:

$$H_{0с_ст1} := (1 - \rho_{ср_ст1}) \cdot H_{0_ст1} = 35.252 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в точке $1t_ст$:

Энтропия пара:

$$s_{1t_ст1} := s_{0'} = 6.42 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{1t_ст1} := h_{0'} - H_{0с_ст1} = 3564.426 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Давление пара:

$$p_{1_ст1} := \text{wspPHS}(h_{1t_ст1}, s_{1t_ст1}) = 26.479 \cdot \text{МПа}$$

Удельный объем:

$$v_{1t_ст1} := \text{wspVHS}(h_{1t_ст1}, s_{1t_ст1}) = 0.014 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Определяем режим течения:

$$\varepsilon_1 := \frac{P_{1_ст1}}{P_0} = 0.883 > 0.546 \text{ -течение дозвуковое}$$

Теоретическая скорость выхода из сопловых лопаток:

$$c_{1t_ст1} := \sqrt{2 \cdot H_{0c_ст1}} = 265.524 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Зададимся коэффициентом расхода [3]:

$$\mu_1 := 0.967$$

Площадь выхода из сопловой решетки:

$$F_{1_ст1} := \frac{G_0 \cdot v_{1t_ст1}}{c_{1t_ст1} \cdot \mu_1} = 0.0306 \cdot \text{м}^2$$

Примем степень парциальности:

$$e := 1$$

Принимаем, что диаметры $d_{1_ст1}$ и $d_{2_ст1}$ равны между собой и равны $d_{ср_ст1}$.

Высота сопловых лопаток:

$$l_{1_ст1} := \frac{F_{1_ст1}}{\pi \cdot d_{1_ст1} \cdot e \cdot \sin(\alpha_{1_ст1})} = 41.113 \cdot \text{мм}$$

Уточнение коэффициентов:

$$\varphi := 0.98 - 0.008 \cdot \frac{b_1}{l_{1_ст1}} = 0.957$$

$$\mu_1 := 0.982 - 0.005 \cdot \frac{b_1}{l_{1_ст1}} = 0.967$$

Обратная веерность первой ступени:

$$\theta_1 := \frac{d_{1_ст1}}{l_{1_ст1}} = 23.837$$

Так как величина обратной веерности >20 , корневую степень

реактивности первой ступени можно оценить по формуле

$$\rho_{к_ст1} := 1 - (1 - \rho_{ср_ст1}) \cdot \left(1 + 1.8 \cdot \frac{l_{1_ст1}}{d_{1_ст1}} \right) = 0.14$$

Условие $\rho_{к} > 0.04 \dots 0.06$ выполняется.

Число Маха для сопловой решетки первой ступени:

$$M_{1t_ст1} := \frac{c_{1t_ст1}}{wspWHS(h_{1t_ст1}, s_0')} = 0.384 < 1$$

Потери на теплоперепад сопловой решетки:

$$\Delta H_{с_ст1} := H_{0с_ст1} \cdot (1 - \varphi^2) = 2.99 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в точке 1_ст:

Энтальпия пара:

$$h_{1_ст1} := h_{1t_ст1} + \Delta H_{с_ст1} = 3567.416 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара:

$$s_{1_ст1} := wspSPH(p_{1_ст1}, h_{1_ст1}) = 6.423 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Удельный объем:

$$v_{1_ст1} := wspVHS(h_{1_ст1}, s_{1_ст1}) = 0.014 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Абсолютная скорость выхода из сопловой лопатки:

$$c_{1_ст1} := \varphi \cdot c_{1t_ст1} = 254.014 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Относительная скорость выхода из сопловой лопатки:

$$w_{1_ст1} := \sqrt{u_{ст1}^2 + c_{1_ст1}^2 - 2 \cdot u_{ст1} \cdot c_{1_ст1} \cdot \cos(\alpha_{1_ст1})} = 111.077 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Угол выхода относительной скорости из сопловой

$$\beta_{1_ст1} := \text{asin} \left(\frac{c_{1_ст1} \cdot \sin(\alpha_{1_ст1})}{w_{1_ст1}} \right) = 33.589 \cdot \text{deg}$$

Проверка:

$$c_{1_ст1} \cdot \sin(\alpha_{1_ст1}) = 61.451 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{1_ст1} \cdot \sin(\beta_{1_ст1}) = 61.451 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Располагаемый теплоперепад рабочей решетки:

$$H_{0p_ст1} := \rho_{ср_ст1} \cdot H_{0_ст1} = 8.813 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в точке 2t_ст1:

Энтальпия пара:

$$h_{2t_ст1} := h_{1_ст1} - H_{0p_ст1} = 3558.603 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара:

$$s_{2t_ст1} := s_{1_ст1} = 6.423 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Давление пара:

$$p_{2_ст1} := \text{wspPHS}(h_{2t_ст1}, s_{2t_ст1}) = 25.854 \cdot \text{МПа}$$

Удельный объем:

$$v_{2t_ст1} := \text{wspVHS}(h_{2t_ст1}, s_{2t_ст1}) = 0.014 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Относительная скорость выхода из рабочей решетки:

$$w_{2t_ст1} := \sqrt{w_{1_ст1}^2 + 2 \cdot H_{0p_ст1}} = 173.101 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Маха для рабочей решетки первой ступени:

$$M_{2t_ст1} := \frac{w_{2t_ст1}}{\text{wspWHS}(h_{2t_ст1}, s_{2t_ст1})} = 0.251 < 1$$

Величина корневой перекрыши:

$$\Delta l_{к_ст1} := 1.0 \cdot \text{мм}$$

Величина периферийной перекрыши:

$$\Delta l_{\Pi_ст1} := 2.0 \cdot \text{мм}$$

Высота рабочей лопатки:

$$l_{2_ст1} := l_{1_ст1} + \Delta l_{\kappa_ст1} + \Delta l_{\Pi_ст1} = 44.113 \cdot \text{мм}$$

Корневой диаметр:

$$d_{\kappa} := d_{2_ст1} - l_{2_ст1} = 0.936 \cdot \text{м}$$

Примем коэффициенты скорости и расхода в рабочей решетке:

$$\psi' := 0.96 - 0.014 \cdot \frac{b_2}{l_{2_ст1}} = 0.935$$

$$\mu_2 := 0.965 - 0.01 \cdot \frac{b_2}{l_{2_ст1}} = 0.947$$

Площадь выхода из рабочей решетки:

$$F_{2_ст1} := \frac{G_0 \cdot v_{2_ст1}}{\mu_2 \cdot w_{2_ст1}} = 0.049 \cdot \text{м}^2$$

Угол выхода относительной скорости из рабочей лопатки:

$$\beta_{2_ст1} := \text{asin} \left(\frac{F_{2_ст1}}{\pi \cdot d_{\text{ср_ст1}} \cdot l_{2_ст1}} \right) = 21.126 \cdot \text{deg}$$

Потери на теплоперепад рабочей решетки:

$$\Delta H_{p_ст1} := \frac{w_{2_ст1}^2}{2} \cdot (1 - \psi'^2) = 1.895 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия пара в точке 2:

$$h_{2_ст1} := h_{2t_ст1} + \Delta H_{p_ст1} = 3560.498 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельный

$$v_{2_ст1} := \text{wspVPH}(p_{2_ст1}, h_{2_ст1}) = 0.014 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Относительная скорость выхода из рабочей решетки:

$$w_{2_ст1} := \psi' \cdot w_{2t_ст1} = 161.782 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Абсолютная скорость выхода из рабочей решетки:

$$c_{2_ст1} := \sqrt{u_{ст1}^2 + w_{2_ст1}^2 - 2 \cdot u_{ст1} \cdot w_{2_ст1} \cdot \cos(\beta_{2_ст1})} = 58.389 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Угол выхода абсолютной скорости из рабочей решетки:

$$\alpha_{2_ст1} := \text{atan}\left(\frac{w_{2_ст1} \cdot \sin(\beta_{2_ст1})}{w_{2_ст1} \cdot \cos(\beta_{2_ст1}) - u_{ст1}}\right) + \pi = 92.974 \cdot \text{deg}$$

Проверка:

$$c_{2_ст1} \cdot \sin(\alpha_{2_ст1}) = 58.31 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$w_{2_ст1} \cdot \sin(\beta_{2_ст1}) = 58.31 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Проекция скоростей:

$$w_{1a_ст1} := w_{1_ст1} \cdot \sin(\beta_{1_ст1}) = 61.451 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$w_{2a_ст1} := w_{2_ст1} \cdot \sin(\beta_{2_ст1}) = 58.31 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$w_{1u_ст1} := w_{1_ст1} \cdot \cos(\beta_{1_ст1}) = 92.53 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$w_{2u_ст1} := w_{2_ст1} \cdot \cos(\beta_{2_ст1}) = 150.908 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Усилие, действующее на лопатки в окружном направлении:

$$R_u := G_0 \cdot (w_{1u_ст1} + w_{2u_ст1}) = 137175.307 \cdot \text{Н}$$

Удельная работа:

$$L_u := \frac{c_{1_ст1}^2 - c_{2_ст1}^2}{2} + \frac{w_{2_ст1}^2 - w_{1_ст1}^2}{2} = 37.474 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потери с выходной скоростью:

$$\Delta H_{в.с} := \frac{c_{2_ст1}^2}{2} = 1.705 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Примем коэффициент использования выходной скорости:

$$\chi_{в.с} := 1$$

Относительный лопаточный КПД:

$$\eta_{ол} := \frac{Lu}{H_{0_ст1} - \chi_{в.с} \cdot \Delta H_{в.с}} = 88.467\%$$

Параметры для сопловой и рабочей лопаток:

сопловая

$$l_{1_ст1} = 41.113 \cdot \text{мм}$$

$$\alpha_{1_ст1} = 14 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{1_ст1} = 33.589 \cdot \text{deg}$$

$$c_{1_ст1} = 254.014 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{1_ст1} = 111.077 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$M_{1t_ст1} = 0.384$$

рабочая

$$l_{2_ст1} = 44.113 \cdot \text{мм}$$

$$\alpha_{2_ст1} = 92.974 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{2_ст1} = 21.126 \cdot \text{deg}$$

$$c_{2_ст1} = 58.389 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{2_ст1} = 161.782 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$M_{2t_ст1} = 0.251$$

Рассмотрим дополнительные потери в данной ступени.

Определение потерь от трения диска.

Радиус диска:

$$r_{д} := \frac{d_{2_ст1} - l_{2_ст1}}{2} = 0.468 \cdot \text{м}$$

Примем относительный зазор $s' = \frac{s}{r_{д}}$ согласно [4]:

$$s' := 0.02$$

Кинематическая

$$\nu_1 := \text{wspKINVISPH}(p_{1_ст1}, h_{1_ст1}) = 5.005 \times 10^{-7} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\nu_2 := \text{wspKINVISPH}(p_{2_ст1}, h_{2_ст1}) = 5.071 \times 10^{-7} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\nu := \frac{\nu_1 + \nu_2}{2} = 5.038 \times 10^{-7} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re}_u := \frac{u_{ст1} \cdot r_{д}}{\nu} = 1.43 \times 10^8$$

Коэффициент трения диска:

$$k_{тр} := 2.5 \cdot 10^{-2} \cdot s^{0.1} \cdot \text{Re}_u^{-0.2} = 3.954 \times 10^{-4}$$

Относительная величина потери от трения диска:

$$\xi_{тр} := k_{тр} \cdot \frac{d_{ср_ст1}^2}{F_{1_ст1} \cdot \mu_1} \cdot x_{ф_ст1}^3 = 0.002$$

Определение потерь от периферийного уплотнения.

Радиальный зазор над вершинами рабочих лопаток [3]:

$$\delta_r := 0.65 \cdot \text{мм}$$

Тип периферийного уплотнения - надбандажное уплотнение обычного типа (см. рис 2.1.).

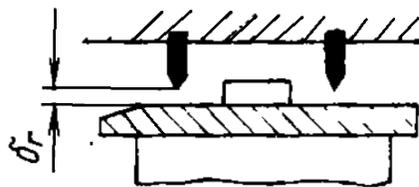


Рис. 2.1. Периферийное уплотнение с бандажом

Периферийная степень реактивности:

$$\rho_{п_ст1} := 1 - (1 - \rho_{ср_ст1}) \cdot \left(1 - 1.7 \cdot \frac{l_{1_ст1}}{d_{1_ст1}} \right) = 0.257$$

Потери от периферийного уплотнения:

$$\xi_{п.у} := \frac{\pi \cdot (d_{ср_ст1} + l_{2_ст1}) \cdot \delta_r}{F_{1_ст1} \cdot \mu_1} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{п_ст1}}{1 - \rho_{ср_ст1}}} \cdot \eta_{ол} = 0.035$$

Внутренний относительный КПД ступени:

$$\eta_{oi} := \eta_{ол} - \xi_{тр} - \xi_{п.у} = 84.748\%$$

Внутренний теплоперепад на ступень:

$$H_i := \eta_{oi} \cdot (H_{0_ст1} - \chi_{в.с} \cdot \Delta H_{в.с}) = 35.899 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Внутренняя мощность ступени:

$$N_i := H_i \cdot G_0 = 20.229 \cdot \text{МВт}$$

Подбор профиля сопловой решетки проводится согласно методике, изложенной в [5].

Угол входа потока в сопловую решетку $\alpha=90^\circ$, абсолютный угол выхода потока из сопловой решетки $\alpha_{1_ст1}=14^\circ$, число Маха $M_{1t_ст1} = 0.384$, значит сопловая решетка дозвуковая.

По вышеперечисленным значениям подбираем профиль С-9015А.

Модельное значение хорды:

$$b_{м_с} := 51.46 \cdot \text{мм}$$

Модельный коэффициент:

$$\alpha_c := \frac{b_1}{b_{м_с}} = 2.332$$

Радиус выходной кромки:

$$r_{вых.кр_с} := 0.4 \cdot \text{мм}$$

Модельная толщина выходной кромки:

$$\delta_{вых.кр.м_с} := 2r_{вых.кр_с} = 0.8 \cdot \text{мм}$$

Толщина выходной кромки:

$$\delta_{вых.кр_с} := \alpha_c \cdot \delta_{вых.кр.м_с} = 1.866 \cdot \text{мм}$$

По минимуму коэффициента потерь для кривой $M_{1t_ст1} = 0.384$ (рис.2.2) находим значение:

$$t_{1_опт} := 0.75$$

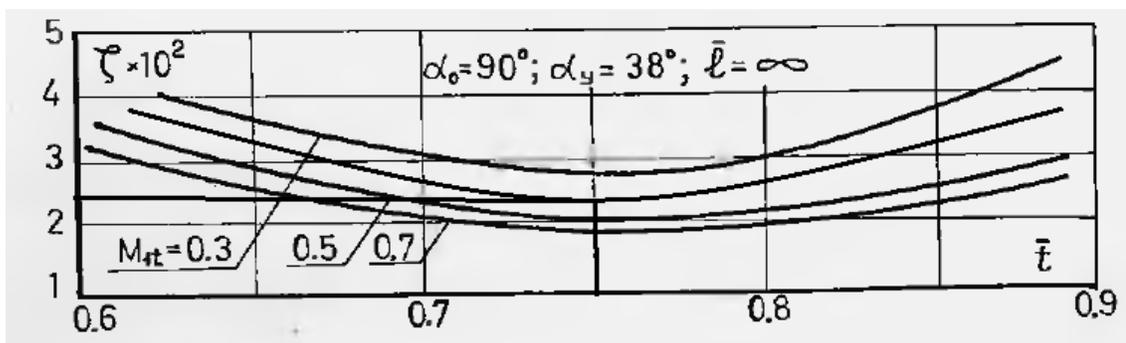


Рис. 2.2. Зависимость профильных потерь (С-9015А)

Число лопаток в сопловой решетке:

$$z_{c1} := \frac{\pi \cdot d_{1_ст1} \cdot e}{t_{1_опт} \cdot b_1} = 34.208$$

Число лопаток в сопловой решетке должно быть четным, поэтому во втором приближении примем:

$$z_c := 34$$

Уточним оптимальный шаг сопловой решетки:

$$t_c := \frac{\pi \cdot d_{1_ст1} \cdot e}{z_c} = 90.552 \cdot \text{мм}$$

Относительный оптимальный шаг:

$$t_{c_опт} := \frac{t_c}{b_1} = 0.755$$

Установочный угол:

$$\alpha_y := \alpha_{1_ст1} - 16 \cdot \text{deg} \cdot (t_{c_опт} - 0.75) + 23.1 \cdot \text{deg} = 37.026 \cdot \text{deg}$$

По зависимости $\zeta = f(M_{1t_ст1})$ (рис.2.3) найдем значение профильных потерь:

$$\zeta_{\text{проф.с}} := 2.4 \cdot \%$$

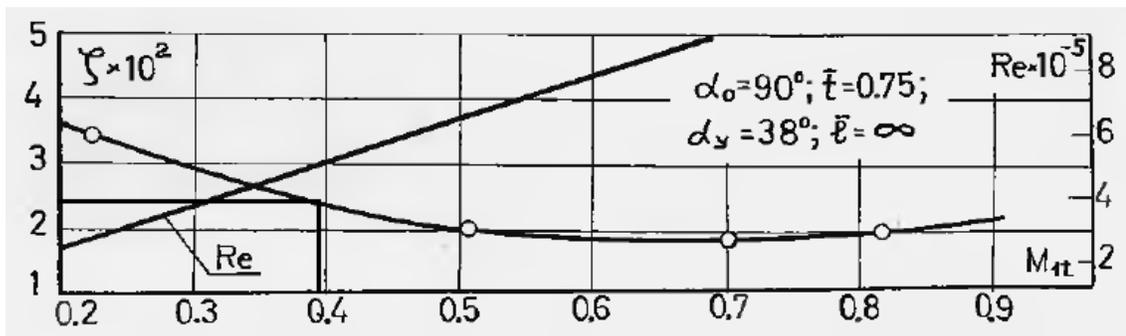


Рис. 2.3. Зависимость профильных потерь (С-9015А)

Относительная высота профиля:

$$l_{\text{отн.с}} := \frac{l_{1_ст1}}{b_1} = 0.343$$

По значению $\frac{1}{l_{\text{отн.с}}} = 2.919$ (рис.2.4) определяем величину суммарных

$$\zeta_{\text{сумм.с}} := 8.0\%$$

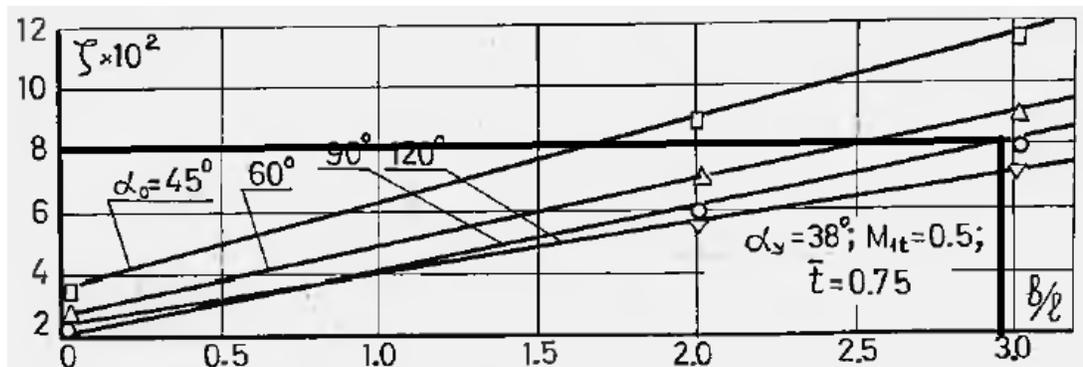


Рис. 2.4. Зависимость суммарных потерь (С-9015А)

Концевые потери:

$$\zeta_{\text{кон.с}} := \zeta_{\text{сумм.с}} - \zeta_{\text{проф.с}} = 5.6\%$$

Подбор профиля рабочей решетки проводится согласно методике, изложенной в [5].

Угол входа потока в рабочую решетку $\beta_{1_ст1} = 33.589 \text{ deg}$,
 относительный угол выхода потока из рабочей решетки $\beta_{2_ст1} = 21.126 \text{ deg}$,
 число Маха $M_{2t_ст1} = 0.251$, значит рабочая решетка дозвуковая.

По вышеперечисленным значениям подбираем профиль Р-3021А.

Модельное значение хорды:

$$b_{M_p} := 25.95 \cdot \text{мм}$$

Модельный коэффициент:

$$\alpha_p := \frac{b_2}{b_{M_p}} = 3.083$$

Радиус выходной кромки:

$$r_{\text{вых.кр}_p} := 0.2 \cdot \text{мм}$$

Модельная толщина выходной кромки:

$$\delta_{\text{вых.кр.м}_p} := 2r_{\text{вых.кр}_p} = 0.4 \cdot \text{мм}$$

Толщина выходной кромки:

$$\delta_{\text{вых.кр}_p} := \alpha_p \cdot \delta_{\text{вых.кр.м}_p} = 1.233 \cdot \text{мм}$$

По минимуму коэффициента потерь для кривой $\beta_{1_ст1} = 33.589 \cdot \text{deg}$ (рис.2.5) находим значение:

$$t_{2_опт} := 0.62$$

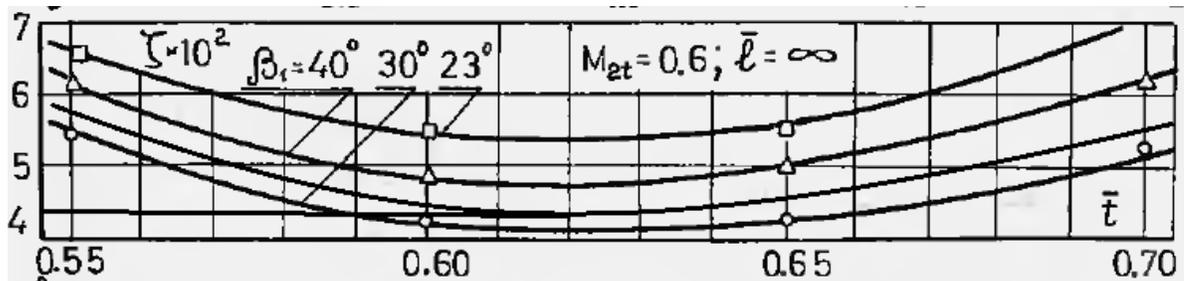


Рис. 2.5. Зависимость профильных потерь (P-3021A)

Число лопаток в рабочей решетке:

$$z_{p1} := \frac{\pi \cdot d_{2_ст1} \cdot e}{t_{2_опт} \cdot b_2} = 62.072$$

Во втором приближении примем:

$$z_p := 62$$

Уточним оптимальный шаг рабочей решетки:

$$t_p := \frac{\pi \cdot d_{2_ст1} \cdot e}{z_p} = 49.657 \cdot \text{мм}$$

Относительный оптимальный шаг:

$$t_{p_опт} := \frac{t_p}{b_2} = 0.621$$

Установочный угол:

$$\beta_y := \beta_{2_ст1} - 12.8 \cdot \text{deg} \cdot (t_{p_опт} - 0.65) + 58 \cdot \text{deg} = 79.501 \cdot \text{deg}$$

По зависимости $\zeta = f(t_{p_опт})$ (рис.2.6) найдем значение профильных потерь:

$$\zeta_{проф.р} := 4.1 \cdot \%$$

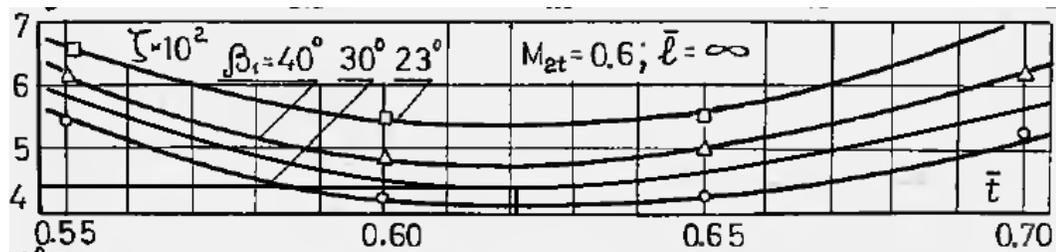


Рис. 2.6. Зависимость профильных потерь (P-3021A)

Относительная высота профиля:

$$l_{отн.р} := \frac{l_{2_ст1}}{b_2} = 0.551$$

По значению $\frac{1}{l_{отн.р}} = 1.814$ (рис.2.7) определяем величину суммарных

потерь:

$$\zeta_{сумм.р} := 15.8 \cdot \%$$

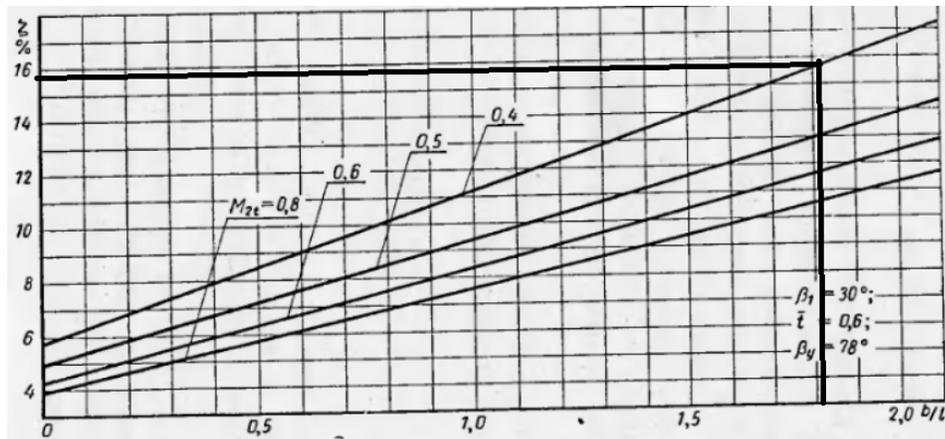


Рис. 2.7. Зависимость суммарных потерь (P-3021A)

Концевые потери:

$$\zeta_{\text{кон.р}} := \zeta_{\text{сумм.р}} - \zeta_{\text{проф.р}} = 11.7\%$$

2.2. Распределение теплоперепадов и определение числа ступеней ЦВД

Располагаемый теплоперепад первой ступени ЦВД:

$$H_{0_ст1} = 44.064 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

В первой ступени не используется энергия выходной скорости предыдущей ступени:

$$H_{0_ст1} := H_{0_ст1} = 44.064 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Первый отсек ЦВД.

Давление пара в поворотной камере:

$$P_{\text{ПК}} := 11.9 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия пара в поворотной камере (теоретический процесс):

$$h_{\text{пкт}} := \text{wspHPS}(P_{\text{ПК}}, s_{0'}) = 3293.902 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия пара в поворотной камере (действительный процесс):

$$h_{\text{ПК}} := h_{0'} - (h_{0'} - h_{\text{пкт}}) \cdot \eta_{\text{oiВД}} = 3333.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара в поворотной камере:

$$s_{\text{ПК}} := \text{wspSPH}(P_{\text{ПК}}, h_{\text{ПК}}) = 6.472 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Удельный объем:

$$v_{2_стз_1} := \text{wspVPH}(P_{\text{ПК}}, h_{\text{ПК}}) = 0.027 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Располагаемый теплоперепад первого отсека ступеней ЦВД:

$$H_{0_1\text{ЦВД}} := h_{0'} - h_{\text{пкт}} = 305.776 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Корневая степень реактивности одинакова для всех ступеней отсека

высокого давления:

$$\rho_{к_стз} := \rho_{к_ст1} = 0.14$$

Потери с выходной скоростью последней ступени первого отсека высокого давления приближенно оценим:

$$\Delta H_{вс_стз_1} := (1 - 0.96) \cdot H_{0_ст1} = 1.763 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Абсолютная скорость выхода потока из рабочих лопаток:

$$c_{2_стз_1} := \sqrt{2 \cdot \Delta H_{вс_стз_1}} = 59.373 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Площадь щели уплотнения:

$$F_y := \pi \cdot 0.6 \cdot d_{ср_ст1} \cdot 0.0005 \cdot \text{м} = 9.236 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

Отношение давлений:

$$\epsilon_y := \frac{P_{пк}}{P_{1_ст1}} = 0.449$$

Число гребней:

$$z_y := 70$$

Коэффициент расхода уплотнения:

$$\mu_y := 0.765$$

Расход пара через

$$\Delta G_{y_1} := \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{P_{1_ст1}}{v_{1_ст1}}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \epsilon_y^2}{z_y}} = 3.284 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Принимаем $d_k = \text{const}$ для всего ЦВД.

Корневой диаметр последней ступени первого отсека ЦВД:

$$d_k = d_{2_стз_1} - l_{2_стз_1}$$

Произведение длины лопатки последней ступени на средний диаметр можно записать, используя уравнение неразрывности (т.к. последняя ступень будет проектироваться из условия обеспечения максимума КПД, считаем $\alpha_{2_стз} = 90^\circ$):

$$d_{2_стз_1} \cdot l_{2_стз_1} = \frac{v_{2_стз_1} \cdot (G_0 - \Delta G_{y_1})}{c_{2_стз_1} \cdot \pi}$$

Найдем:

$$d_{2_стз_1} = 1015.023 \cdot \text{мм}$$

$$l_{2_стз_1} = 79.136 \cdot \text{мм}$$

Обратная веерность последней ступени первого отсека:

$$\theta_{z_1} := \frac{d_{2_стз_1}}{l_{2_стз_1}} = 12.826$$

Окружная скорость последней ступени первого отсека:

$$u_{стз_1} := \pi \cdot d_{2_стз_1} \cdot n = 159.439 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Фиктивная скорость последней ступени первого отсека:

$$c_{ф_стз_1} := \frac{u_{стз_1}}{x_{ф_1}} = 307.474 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Располагаемый теплоперепад последней ступени первого отсека:

$$H_{0_стз_1} := \frac{1}{2} \cdot c_{ф_стз_1}^2 = 47.27 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Изоэнтروпийный теплоперепад:

$$H_{0_стз_1} := 0.94 \cdot H_{0_стз_1} = 44.434 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Средний изоэнтропийный теплоперепад группы ступеней ЦВД при условии линейного изменения теплоперепадов по ступеням:

$$H_{0_ср_1ЦВД} := \frac{H_{0_ст1} + H_{0_стз_1}}{2} = 44.249 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Число ступеней первого отсека ЦВД (первое приближение):

$$z'_{1ЦВД} := \frac{H_{0_1ЦВД}}{H_{0_ср_1ЦВД}} = 6.91$$

Примем средневзвешенный КПД группы ступеней высокого давления:

$$\eta_{oi_ст_ЦВД} := 0.86$$

Коэффициент (рабочее тело - пар, процесс расширения лежит в области перегретого пара):

$$k_T := 4.2 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{кДж}}$$

Коэффициент возврата тепла:

$$q_{t_1} := k_T \cdot (1 - \eta_{oi_ст_ЦВД}) \cdot H_{0_1ЦВД} \cdot \frac{z'_{1ЦВД} - 1}{z'_{1ЦВД}} = 0.015$$

Число ступеней первого отсека ЦВД (второе приближение):

$$z''_{1ЦВД} := \frac{H_{0_1ЦВД} \cdot (1 + q_{t_1})}{H_{0_ср_1ЦВД}} = 7.017$$

Примем число ступеней первого отсека ЦВД:

$$z_{1ЦВД} := 7$$

Второй отсек ЦВД.

Длина хорды сопловой лопатки:

$$b_{1_2} := 120 \cdot \text{мм}$$

Длина хорды рабочей лопатки:

$$b_{2_2} := 80 \cdot \text{мм}$$

Примем характеристики первой ступени второго отсека.

Эффективный угол выхода из сопловой решетки:

$$\alpha_{1_ст1_2} := 16 \cdot \text{deg}$$

Средний диаметр:

$$d_{ср_ст1_2} := 1.07 \cdot \text{м}$$

Степень реактивности на среднем диаметре первой ступени:

$$\rho_{ср_ст1_2} := 0.2$$

Окружная скорость сопловой решетки первой ступени:

$$u_{_ст1_2} := \pi \cdot d_{ср_ст1_2} \cdot n = 168.075 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Примем коэффициент скорости в сопловой решетке в первом приближении

$$\varphi := 0.96$$

Оценим оптимальное отношение скоростей $\frac{u}{c_{\phi}}$:

$$x_{\phi_ст1_2} := \frac{\varphi \cdot \cos(\alpha_{1_ст1_2})}{2\sqrt{1 - \rho_{ср_ст1_2}}} = 0.516$$

Фиктивная скорость:

$$c_{\phi_ст1_2} := \frac{u_{ст1_2}}{x_{\phi_ст1_2}} = 325.811 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Располагаемый теплоперепад ступени:

$$H_{0_ст1_2} := \frac{c_{\phi_ст1_2}^2}{2} = 53.076 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Располагаемый теплоперепад сопловой решетки:

$$H_{0с_ст1_2} := (1 - \rho_{ср_ст1_2}) \cdot H_{0_ст1_2} = 42.461 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара в точке $1t_ст1_2$:

Энтропия пара:

$$s_{1t_ст1_2} := s_{\text{ПК}} = 6.472 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{1t_ст1_2} := h_{\text{ПК}} - H_{0с_ст1_2} = 3291.191 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{1_ст1_2} := h_{\text{ПК}} - (h_{\text{ПК}} - h_{1t_ст1_2}) \cdot \eta_{oiВД} = 3296.711 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Давление пара:

$$p_{1_ст1_2} := \text{wspPHS}(h_{1t_ст1_2}, s_{1t_ст1_2}) = 10.393 \cdot \text{МПа}$$

Удельный объем:

$$v_{1t_ст1_2} := \text{wspVHS}(h_{1t_ст1_2}, s_{1t_ст1_2}) = 0.03 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Определяем режим течения:

$$\varepsilon_{1_2} := \frac{P_{1_ст1_2}}{P_{ПК}} = 0.873 > 0.546 \text{ -течение дозвуковое}$$

Температурный перепад на первую ступень второго отсека:

$$H_{0_ст1_2} := h_{ПК} - h_{1t_ст1_2} = 42.461 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теоретическая скорость выхода из сопловых лопаток:

$$c_{1t_ст1_2} := \sqrt{2 \cdot H_{0c_ст1_2}} = 291.414 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Зададимся коэффициентом расхода:

$$\mu_{1_2} := 0.969$$

Площадь выхода из сопловой решетки:

$$F_{1_ст1_2} := \frac{G_0 \cdot v_{1t_ст1_2}}{c_{1t_ст1_2} \cdot \mu_{1_2}} = 0.0593 \cdot \text{м}^2$$

Примем степень парциальности:

$$e := 1$$

Принимаем, что диаметры $d_{1_ст1_2}$ и $d_{2_ст1_2}$ равны между собой и равны $d_{ср_ст1_2}$.

Высота сопловых лопаток:

$$l_{1_ст1_2} := \frac{F_{1_ст1_2}}{\pi \cdot d_{ср_ст1_2} \cdot e \cdot \sin(\alpha_{1_ст1_2})} = 64.022 \cdot \text{мм}$$

Уточнение коэффициентов:

$$\varphi := 0.98 - 0.008 \cdot \frac{b_1}{l_{1_ст1_2}} = 0.965$$

$$\mu_{1_2} := 0.982 - 0.005 \cdot \frac{b_1}{l_{1_ст1_2}} = 0.973$$

Обратная веерность первой ступени:

$$\theta_{1_2} := \frac{d_{\text{ср_ст1_2}}}{l_{1_ст1_2}} = 16.713$$

Так как величина обратной веерности >20 , корневую степень реактивности первой ступени можно оценить по формуле

$$\rho_{\text{к_ст1_2}} := 1 - \left(1 - \rho_{\text{ср_ст1_2}}\right) \cdot \left(1 + 1.8 \cdot \frac{l_{1_ст1_2}}{d_{\text{ср_ст1_2}}}\right) = 0.114$$

Условие $\rho_{\text{к}} > 0.04 \dots 0.06$ выполняется.

Число Маха для сопловой решетки первой ступени:

$$M_{1t_ст1_2} := \frac{c_{1t_ст1_2}}{\text{wspWHS}(h_{1t_ст1_2}, s_{\text{ПК}})} = 0.46 < 1$$

$$\Delta l_{\text{к_ст1_2}} := 1.5 \cdot \text{мм}$$

$$\Delta l_{\text{п_ст1_2}} := 2.5 \cdot \text{мм}$$

Высота рабочей лопатки:

$$l_{2_ст1_2} := l_{1_ст1_2} + \Delta l_{\text{к_ст1_2}} + \Delta l_{\text{п_ст1_2}} = 68.022 \cdot \text{мм}$$

Корневой диаметр:

$$d_{\text{к_2}} := d_{\text{ср_ст1_2}} - l_{2_ст1_2} = 1.002 \cdot \text{м}$$

Параметры пара за последней ступенью второго отсека (теоретические):

Давление пара:

$$p_{2_ст2_2} := P_2 = 3.936 \cdot \text{МПа}$$

Энтальпия пара:

$$h_{2t_ст2_2} := \text{wspHPS}(P_2, s_{\text{ПК}}) = 3021.132 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара за последней ступенью (действительные):

Энтальпия пара:

$$h_{2_ст2_2} := h_{\text{ПК}} - (h_{\text{ПК}} - h_{2t_ст2_2}) \cdot \eta_{\text{oiВД}} = 3061.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельный объем:

$$v_{2_стз_2} := \text{wspVPH}(P_2, h_{2_стз_2}) = 0.066 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Располагаемый теплоперепад второго отсека ступеней ЦВД:

$$H_{0_2ЦВД} := h_{ПК} - h_{2t_стз_2} = 312.521 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потери с выходной скоростью последней ступени второго отсека высокого давления приближенно оценим:

$$\Delta H_{вс_стз_2} := (1 - 0.94) \cdot H_{0_ст1_2} = 3.185 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Абсолютная скорость выхода потока из рабочих лопаток:

$$c_{2_стз_2} := \sqrt{2 \cdot \Delta H_{вс_стз_2}} = 79.807 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Корневой диаметр последней ступени второго отсека ЦВД:

$$d_{к_2} = d_{2_стз_2} - l_{2_стз_2}$$

Произведение длины лопатки последней ступени на средний диаметр можно записать, используя уравнение неразрывности (т.к. последняя ступень будет проектироваться из условия обеспечения максимума КПД, считаем $\alpha_{2_стз} = 90^\circ$):

$$d_{2_стз_2} \cdot l_{2_стз_2} = \frac{v_{2_стз_2} \cdot G_0 \cdot \alpha_{12}}{c_{2_стз_2} \cdot \pi}$$

Найдем:

$$d_{2_стз_2} = 1122.985 \cdot \text{мм}$$

$$l_{2_стз_2} = 121.007 \cdot \text{мм}$$

Обратная веерность последней ступени второго отсека:

$$\theta_{z_2} := \frac{d_{2_стз_2}}{l_{2_стз_2}} = 9.28$$

Окружная скорость последней ступени первого отсека:

$$u_{стз_2} := \pi \cdot d_{2_стз_2} \cdot n = 176.398 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Средняя степень реактивности для второго отсека:

$$\rho_{\text{ср}_2} := 0.25$$

Оптимальное отношение скоростей $\frac{u}{c_{\phi}}$:

$$x_{\phi_2} := \frac{\varphi \cdot \cos(\alpha_{1_ст1})}{2 \sqrt{1 - \rho_{\text{ср}_2}}} = 0.541$$

Фиктивная скорость последней ступени второго отсека:

$$c_{\phi_стз_2} := \frac{u_{\text{стз}_2}}{x_{\phi_2}} = 326.303 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Располагаемый теплоперепад последней ступени второго отсека:

$$H_{0_стз_2} := \frac{1}{2} \cdot c_{\phi_стз_2}^2 = 53.237 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Изоэнтروпийный теплоперепад последней ступени второго отсека:

$$H_{0_стз_2} := 0.94 \cdot H_{0_стз_2} = 50.043 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Средний изоэнтропийный теплоперепад группы ступеней ЦВД при условии линейного изменения теплоперепадов по ступеням:

$$H_{0_ср_2ЦВД} := \frac{H_{0_ст1_2} + H_{0_стз_2}}{2} = 46.252 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Число ступеней второго отсека ЦВД (первое приближение):

$$z'_{2ЦВД} := \frac{H_{0_2ЦВД}}{H_{0_ср_2ЦВД}} = 6.757$$

Коэффициент возврата тепла:

$$q_{t_2} := k_T \cdot (1 - \eta_{oi_ст_ЦВД}) \cdot H_{0_2ЦВД} \cdot \frac{z'_{2ЦВД} - 1}{z'_{2ЦВД}} = 0.016$$

Число ступеней второго отсека ЦВД (второе приближение):

$$z''_{2ЦВД} := \frac{H_{0_2ЦВД} \cdot (1 + q_{t_2})}{H_{0_ср_2ЦВД}} = 6.863$$

Примем число ступеней второго отсека ЦВД:

$$z_{2ЦВД} := 7$$

2.3. Детальный расчет последней ступени ЦВД

Длина хорды сопловой лопатки:

$$b_{1_2} = 120 \cdot \text{мм}$$

Длина хорды рабочей лопатки:

$$b_{2_2} = 80 \cdot \text{мм}$$

Принимаем, что диаметры $d_{1_стз_2}$ и $d_{2_стз_2}$ равны между собой и равны $d_{ср_2}$.

Окружная скорость последней ступени первого отсека:

$$u_{стз_2} = 176.398 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Средняя степень реактивности для второго отсека:

$$\rho_{ср_2} = 0.25$$

Оптимальное отношение скоростей $\frac{u}{c_{\phi}}$:

$$x_{\phi_2} = 0.541$$

Фиктивная скорость последней ступени второго отсека:

$$c_{\phi_стз_2} = 326.303 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Располагаемый теплоперепад последней ступени второго отсека:

$$H_{0_стз_2} = 53.237 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Изоэнтروпийный теплоперепад последней ступени второго отсека:

$$H_{0_стз_2} = 50.043 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Располагаемый теплоперепад сопловой решетки:

$$H_{0с_стз_2} := (1 - \rho_{ср_2}) \cdot H_{0_стз_2} = 39.928 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Располагаемый теплоперепад рабочей решетки:

$$H_{0p_ctz_2} := \rho_{cp_2} \cdot H_{0_ctz_2} = 13.309 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Изоэнтروпийный теплоперепад сопловой решетки последней:

$$H_{0c_ctz_2} := H_{0_ctz_2} - H_{0p_ctz_2} = 36.733 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Внутренний относительный КПД последней ступени:

$$\eta_{oiZ} := 0.85$$

Параметры в точке 2't_ctz_2:

Энтальпия пара:

$$h_{2't_ctz_2} := h_{2_ctz_2} - (1 - \eta_{oiZ}) \cdot H_{0_ctz_2} = 3053.774 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия

$$s_{2't_ctz_2} := \text{wspSPH}(p_{2_ctz_2}, h_{2't_ctz_2}) = 6.527 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры в точке _0_ctz_2:

Энтальпия пара:

$$h_{_0_ctz_2} := h_{2't_ctz_2} + H_{0_ctz_2} = 3107.011 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия

$$s_{_0_ctz_2} := s_{2't_ctz_2} = 6.527 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Давление пара:

$$p_{_0_ctz_2} := \text{wspPHS}(h_{_0_ctz_2}, s_{_0_ctz_2}) = 4.82 \cdot \text{МПа}$$

Теплоперепад ступени:

$$\Delta H_{0_ctz_2} := H_{0_ctz_2} - H_{0_ctz_2} = 3.194 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры в точке 0_ctz_2:

Энтальпия пара:

$$h_{0_ctz_2} := h_{_0_ctz_2} - \Delta H_{0_ctz_2} = 3103.816 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия

$$s_{0_стз_2} := s_{_0_стз_2} = 6.527 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры в точке 1t_стз_2:

Энтальпия пара:

$$h_{1t_стз_2} := h_{0_стз_2} - H_{0с_стз_2} = 3067.083 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия

$$s_{1t_стз_2} := s_{0_стз_2} = 6.527 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Давление пара:

$$p_{1_стз_2} := \text{wspPHS}(h_{1t_стз_2}, s_{1t_стз_2}) = 4.144 \cdot \text{МПа}$$

Удельный

$$v_{1t_стз_2} := \text{wspVHS}(h_{1t_стз_2}, s_{1t_стз_2}) = 0.063 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Величина перекрыши:

$$\Delta l := 8 \cdot \text{мм}$$

Высота сопловых лопаток:

$$l_{1_стз_2} := l_{2_стз_2} - \Delta l = 113 \cdot \text{мм}$$

Диаметр сопловых лопаток:

$$d_{1_стз_2} := d_{2_стз_2} = 1122.985 \cdot \text{мм}$$

Определяем режим течения:

$$\epsilon_{1_стз_2} := \frac{p_{1_стз_2}}{p_{_0_стз_2}} = 0.86 \quad \begin{array}{l} >0.546 \text{ -течение} \\ \text{дозвуковое} \end{array}$$

Теоретическая скорость выхода из сопловых лопаток:

$$c_{1t_стз_2} := \sqrt{2 \cdot H_{0с_стз_2}} = 282.587 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Зададимся коэффициентом расхода:

$$\mu_{1_стз_2} := 0.967$$

Площадь выхода из сопловой решетки:

$$F_{1_стз_2} := \frac{G_0 \cdot v_{1_стз_2}}{c_{1_стз_2} \cdot \mu_{1_стз_2}} = 0.1293 \cdot \text{м}^2$$

Угол выхода из сопловой решетки:

$$\alpha_{1_стз_2} := \text{asin} \left(\frac{F_{1_стз_2}}{l_{1_стз_2} \cdot \pi \cdot e \cdot d_{1_стз_2}} \right) = 18.919 \cdot \text{deg}$$

Уточнение коэффициентов:

$$\varphi_{стз_2} := 0.98 - 0.008 \cdot \frac{b_{1_2}}{l_{1_стз_2}} = 0.972$$

$$\mu_{1_стз_2} := 0.982 - 0.005 \cdot \frac{b_{1_2}}{l_{1_стз_2}} = 0.977$$

Так как величина обратной веерности >20 , корневую степень реактивности первой ступени можно оценить по формуле

$$\rho_{к_стз_2} := 1 - (1 - \rho_{ср_2}) \cdot \left(1 + 1.8 \cdot \frac{l_{1_стз_2}}{d_{ср_2}} \right) = 0.114$$

Условие $\rho_{к} > 0.04 \dots 0.06$ выполняется.

Число Маха для сопловой решетки последней ступени:

$$M_{1_стз_2} := \frac{c_{1_стз_2}}{\text{wspWHS}(h_{1_стз_2}, s_{1_стз_2})} = 0.489 < 1$$

Потери на теплоперепад сопловой

$$\Delta H_{с_стз_2} := H_{0с_стз_2} \cdot (1 - \varphi_{стз_2}^2) = 2.243 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры в точке 1_стз_2:

Энтальпия пара:

$$h_{1_стз_2} := h_{1т_стз_2} + \Delta H_{с_стз_2} = 3069.326 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия

$$s_{1_CTZ_2} := \text{wspSPH}(p_{1_CTZ_2}, h_{1_CTZ_2}) = 6.53 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Абсолютная скорость выхода из сопловой лопатки:

$$c_{1_CTZ_2} := \varphi \cdot c_{1t_CTZ_2} = 272.697 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Относительная скорость выхода из сопловой лопатки:

$$w_{1_CTZ_2} := \sqrt{u_{CTZ_2}^2 + c_{1_CTZ_2}^2 - 2 \cdot u_{CTZ_2} \cdot c_{1_CTZ_2} \cdot \cos(\alpha_{1_CTZ_2})} = 120 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Угол выхода относительной скорости из сопловой

$$\beta_{1_CTZ_2} := \text{asin}\left(\frac{c_{1_CTZ_2} \cdot \sin(\alpha_{1_CTZ_2})}{w_{1_CTZ_2}}\right) = 47.306 \cdot \text{deg}$$

Проверка:

$$c_{1_CTZ_2} \cdot \sin(\alpha_{1_CTZ_2}) = 88.415 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$w_{1_CTZ_2} \cdot \sin(\beta_{1_CTZ_2}) = 88.415 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Параметры пара за последней ступенью второго отсека (точка 2t_CTZ_2):

Давление пара:

$$p_{2_CTZ_2} = 3.936 \cdot \text{МПа}$$

Энтродия

$$s_{2t_CTZ_2} := s_{1_CTZ_2} = 6.53 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Энтальпия пара:

$$h_{2t_CTZ_2} := \text{wspHPS}(p_{2_CTZ_2}, s_{2t_CTZ_2}) = 3055.99 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельный

$$v_{2t_CTZ_2} := \text{wspVHS}(h_{2t_CTZ_2}, s_{2t_CTZ_2}) = 0.065 \cdot \frac{\text{М}^3}{\text{кг}}$$

Относительная скорость выхода из рабочей решетки:

$$w_{2t_стз_2} := \sqrt{w_{1_стз_2}^2 + 2 \cdot H_{0p_стз_2}} = 202.704 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Маха для рабочей решетки первой ступени:

$$M_{2t_стз_2} := \frac{w_{2t_стз_2}}{wspWHS(h_{2t_стз_2}, s_{2t_стз_2})} = 0.352 < 1$$

Примем коэффициенты скорости и расхода в рабочей решетке:

$$\psi_{стз_2} := 0.96 - 0.014 \cdot \frac{b_{2_2}}{l_{2_стз_2}} = 0.951$$

$$\mu_{2_стз_2} := 0.965 - 0.01 \cdot \frac{b_{2_2}}{l_{2_стз_2}} = 0.958$$

Площадь выхода из рабочей решетки:

$$F_{2_стз_2} := \frac{G_0 \cdot v_{2t_стз_2}}{\mu_{2_стз_2} \cdot w_{2t_стз_2}} = 0.19 \cdot \text{м}^2$$

Угол выхода относительной скорости из рабочей лопатки:

$$\beta_{2_стз_2} := \text{asin}\left(\frac{F_{2_стз_2}}{\pi \cdot d_{ср_2} \cdot l_{2_стз_2}}\right) = 26.371 \cdot \text{deg}$$

Потери на теплоперепад рабочей решетки:

$$\Delta H_{p_стз_2} := \frac{w_{2t_стз_2}^2}{2} \cdot (1 - \psi_{стз_2}^2) = 1.974 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара за последней ступенью (точка 2_стз_2):

Энтальпия пара в точке 2:

$$h_{2_стз_2} := h_{2t_стз_2} + \Delta H_{p_стз_2} = 3057.964 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельный

$$v_{2_стз_2} := wspVPH(p_{2_стз_2}, h_{2_стз_2}) = 0.065 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Энтропия

$$s_{2_CTZ_2} := \text{wspSPH}(p_{2_CTZ_2}, h_{2_CTZ_2}) = 6.534 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Относительная скорость выхода из рабочей решетки:

$$w_{2_CTZ_2} := \psi_{CTZ_2} \cdot w_{2t_CTZ_2} = 192.72 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Абсолютная скорость выхода из рабочей решетки:

$$c_{2_CTZ_2} := \sqrt{u_{CTZ_2}^2 + w_{2_CTZ_2}^2 - 2 \cdot u_{CTZ_2} \cdot w_{2_CTZ_2} \cdot \cos(\beta_{2_CTZ_2})} = 85.7 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Угол выхода абсолютной скорости из рабочей решетки:

$$\alpha_{2_CTZ_2} := \text{atan}\left(\frac{w_{2_CTZ_2} \cdot \sin(\beta_{2_CTZ_2})}{w_{2_CTZ_2} \cdot \cos(\beta_{2_CTZ_2}) - u_{CTZ_2}}\right) + \pi = 92.497 \cdot \text{deg}$$

Проверка:

$$c_{2_CTZ_2} \cdot \sin(\alpha_{2_CTZ_2}) = 85.602 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$w_{2_CTZ_2} \cdot \sin(\beta_{2_CTZ_2}) = 85.602 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Проекция скоростей:

$$w_{1a_CTZ_2} := w_{1_CTZ_2} \cdot \sin(\beta_{1_CTZ_2}) = 88.415 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$c_{1a_CTZ_2} := c_{1_CTZ_2} \cdot \sin(\alpha_{1_CTZ_2}) = 88.415 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$w_{2a_CTZ_2} := w_{2_CTZ_2} \cdot \sin(\beta_{2_CTZ_2}) = 85.602 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$c_{2a_CTZ_2} := c_{2_CTZ_2} \cdot \sin(\alpha_{2_CTZ_2}) = 85.602 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$w_{1u_CTZ_2} := w_{1_CTZ_2} \cdot \cos(\beta_{1_CTZ_2}) = 81.568 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$w_{2u_CTZ_2} := w_{2_CTZ_2} \cdot \cos(\beta_{2_CTZ_2}) = 172.665 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Усилие, действующее на лопатки в окружном направлении:

$$R_{u_CTZ_2} := G_0 \cdot (w_{1u_CTZ_2} + w_{2u_CTZ_2}) = 143.258 \cdot \text{кН}$$

Удельная работа:

$$L_{u_стз_2} := \frac{c_{1_стз_2}^2 - c_{2_стз_2}^2}{2} + \frac{w_{2_стз_2}^2 - w_{1_стз_2}^2}{2} = 44.846 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потери с выходной скоростью:

$$\Delta H_{в.с_стз_2} := \frac{c_{2_стз_2}^2}{2} = 3.671 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Примем коэффициент использования выходной скорости:

$$\chi_{в.с_стз_2} := 0$$

Относительный лопаточный КПД:

$$\eta_{ол_стз_2} := \frac{L_{u_стз_2}}{H_{0_стз_2} - \chi_{в.с_стз_2} \cdot \Delta H_{в.с_стз_2}} = 84.239\%$$

Параметры для сопловой и рабочей лопаток:

сопловая

$$l_{1_стз_2} = 113.007 \cdot \text{мм}$$

$$\alpha_{1_стз_2} = 18.919 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{1_стз_2} = 47.306 \cdot \text{deg}$$

$$c_{1_стз_2} = 272.697 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{1_стз_2} = 120.294 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$M_{1t_стз_2} = 0.489$$

рабочая

$$l_{2_стз_2} = 121.007 \cdot \text{мм}$$

$$\alpha_{2_стз_2} = 92.497 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{2_стз_2} = 26.371 \cdot \text{deg}$$

$$c_{2_стз_2} = 85.684 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{2_стз_2} = 192.72 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$M_{2t_стз_2} = 0.352$$

Рассмотрим дополнительные потери в данной ступени.

Определение потерь от трения диска.

Радиус диска:

$$r_{д_стз_2} := \frac{d_{2_стз_2} - l_{2_стз_2}}{2} = 0.501 \cdot \text{м}$$

Примем относительный зазор $s' = \frac{s}{r_{д}}$:

$$s' = 0.02$$

Кинематическая

$$\nu_{1_стз_2} := \text{wspKINVISPH}(p_{1_стз_2}, h_{1_стз_2}) = 1.369 \times 10^{-6} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\nu_{2_стз_2} := \text{wspKINVISPH}(p_{2_стз_2}, h_{2_стз_2}) = 1.408 \times 10^{-6} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\nu_{стз_2} := \frac{\nu_{1_стз_2} + \nu_{2_стз_2}}{2} = 1.388 \times 10^{-6} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{u_стз_2} := \frac{u_{стз_2} \cdot r_{д_стз_2}}{\nu_{стз_2}} = 6.365 \times 10^7$$

Коэффициент трения диска:

$$k_{тр_стз_2} := 2.5 \cdot 10^{-2} \cdot s'^{0.1} \cdot \text{Re}_{u_стз_2}^{-0.2} = 4.648 \times 10^{-4}$$

Относительная величина потери от трения диска:

$$\xi_{тр_стз_2} := k_{тр_стз_2} \cdot \frac{d_{ср_2}^2}{F_{1_стз_2} \cdot \mu_{1_стз_2}} \cdot x_{\phi_2}^3 = 0.001$$

Определение потерь от периферийного уплотнения.

Радиальный зазор над вершинами рабочих лопаток:

$$\delta_r = 0.65 \cdot \text{мм}$$

Тип периферийного уплотнения - надбандажное уплотнение обычного типа.

Периферийная степень реактивности:

$$\rho_{п_стз_2} := 1 - (1 - \rho_{ср_2}) \cdot \left(1 - 1.7 \cdot \frac{l_{1_стз_2}}{d_{1_стз_2}} \right) = 0.378$$

Потери от периферийного уплотнения:

$$\xi_{п.у_стз_2} := \frac{\pi \cdot (d_{ср_2} + l_{2_стз_2}) \cdot \delta_r}{F_{1_стз_2} \cdot \mu_{1_стз_2}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{п_стз_2}}{1 - \rho_{ср_2}}} \cdot \eta_{ол_стз_2} = 0.012$$

Определение потерь от диафрагменного уплотнения.

Зазор между валом и гребнем:

$$\delta_{д.у} := 0.56 \cdot \text{мм}$$

Диаметр уплотнения:

$$d_{д.у} := 0.494 \cdot \text{м}$$

Толщина гребня:

$$\Delta_{д.у} := 1 \cdot \text{мм}$$

Число гребней:

$$z_{д.у} := 12$$

Тип диафрагменного уплотнения - ступенчатое лабиринтное (см. рис. 2.8).

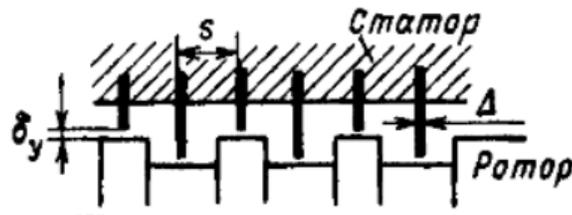


Рис. 2.8. Ступенчатое лабиринтное диафрагменное уплотнение

Площадь зазора в уплотнении:

$$F_{д.у} := \pi \cdot d_{д.у} \cdot \delta_{д.у} = 869.09 \cdot \text{мм}^2$$

Отношение зазора между валом и гребнем к его

$$\frac{\delta_{д.у}}{\Delta_{д.у}} = 0.56$$

Из графика (рис.2.9) найдем коэффициент расхода:

$$\mu_y = 0.765$$

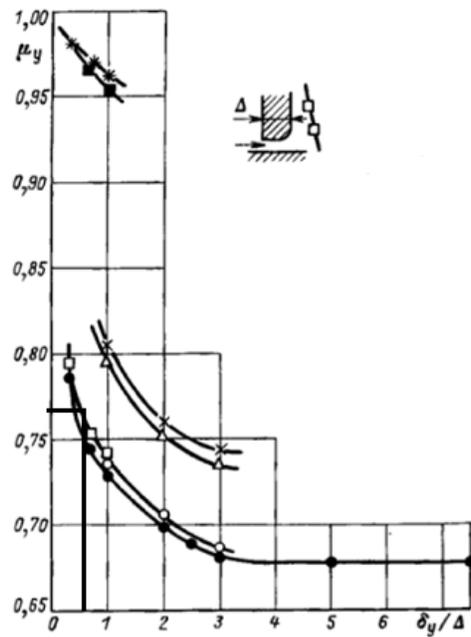


Рис. 2.9. Коэффициент расхода для уплотнений

Из графика (рис.2.10) найдем поправочный коэффициент:

$$k_y := 1.75$$

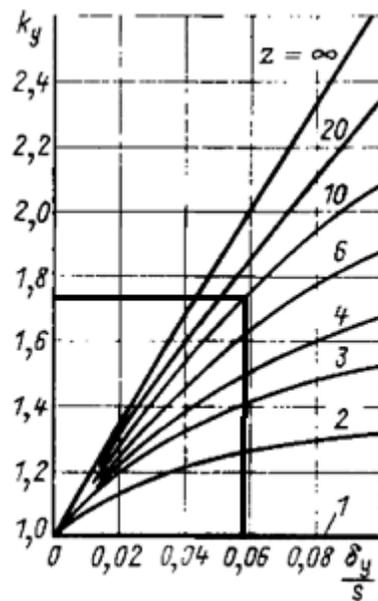


Рис. 2.10. Поправочный коэффициент при расчете расхода пара через уплотнение

Потери от диафрагменного уплотнения:

$$\xi_{д.у_стз_2} := \frac{\mu_y \cdot k_y \cdot F_{д.у}}{F_{1_стз_2} \cdot \mu_{1_стз_2} \cdot \sqrt{z_{д.у}}} \cdot \eta_{ол} = 0.002$$

Внутренний относительный КПД ступени:

$$\eta_{oi_стз_2} := \eta_{ол_стз_2} - \xi_{тр_стз_2} - \xi_{п.у_стз_2} - \xi_{д.у_стз_2} = 82.727\%$$

Внутренний теплоперепад на ступень:

$$H_{i_стз_2} := \eta_{oi_стз_2} \cdot (H_{0_стз_2} - \chi_{в.с_стз_2} \cdot \Delta H_{в.с_стз_2}) = 44.041 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Внутренняя мощность ступени:

$$N_{i_стз_2} := H_{i_стз_2} \cdot (G_0 \cdot \alpha_{12}) = 22.834 \cdot \text{МВт}$$

Подбор профилей сопловой и рабочей решеток

Выбор профиля сопловой решетки последней ступени ЦВД аналогичен первой ступени - С-9015А.

По минимуму коэффициента потерь для кривой $M_{1t_стз_2} = 0.489$ (рис.2.11) находим значение:

$$t_{z_опт} := 0.75$$

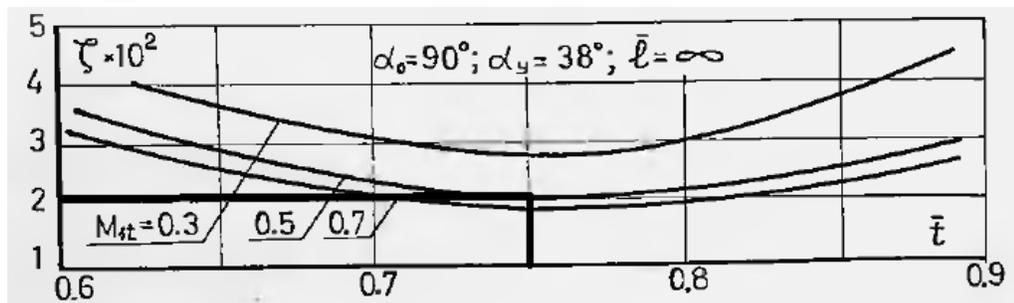


Рис. 2.11. Зависимость профильных потерь (С-9015А)

Число лопаток в сопловой решетке:

$$z'_{cz} := \frac{\pi \cdot d_{cp_2} \cdot e}{t_{z_опт} \cdot b_{1_2}} = 39.2$$

Число лопаток в сопловой решетке должно быть четным, поэтому во втором приближении примем:

$$z_{cz} := 40$$

Уточним оптимальный шаг сопловой решетки:

$$t_{cz} := \frac{\pi \cdot d_{cp_2} \cdot e}{z_{cz}} = 88.199 \cdot \text{мм}$$

Относительный оптимальный шаг:

$$t_{\text{cz_опт}} := \frac{t_{\text{cz}}}{b_{1_2}} = 0.735$$

Установочный угол:

$$\alpha_{\text{yz}} := \alpha_{1_стз_2} - 16 \cdot \text{deg} \cdot (t_{\text{cz_опт}} - 0.75) + 23.1 \cdot \text{deg} = 42.259 \cdot \text{deg}$$

По зависимости $\zeta = f(M_{1t_стз_2})$ (рис.2.12) найдем значение профильных потерь:

$$\zeta_{\text{проф.сз}} := 2.1 \cdot \%$$

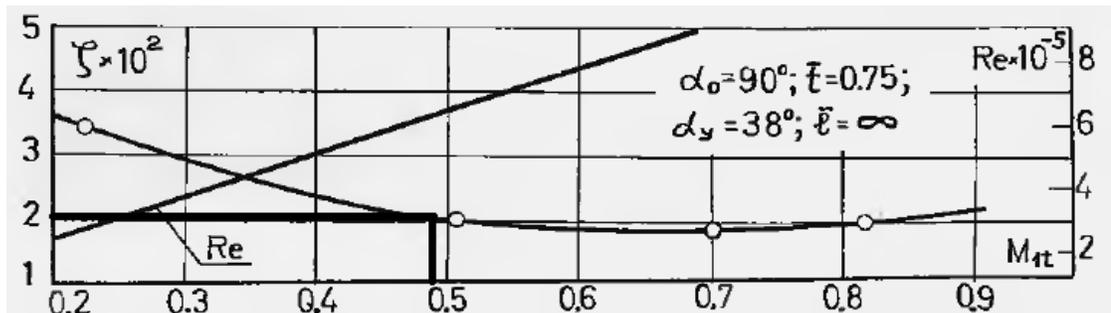


Рис. 2.12. Зависимость профильных потерь (С-9015А)

Относительная высота профиля:

$$l_{\text{отн.сз}} := \frac{l_{1_стз_2}}{b_{1_2}} = 0.942$$

По значению $\frac{1}{l_{\text{отн.сз}}} = 1.062$ (рис.2.13) определяем величину суммарных

потерь:

$$\zeta_{\text{сумм.сз}} := 4 \cdot \%$$

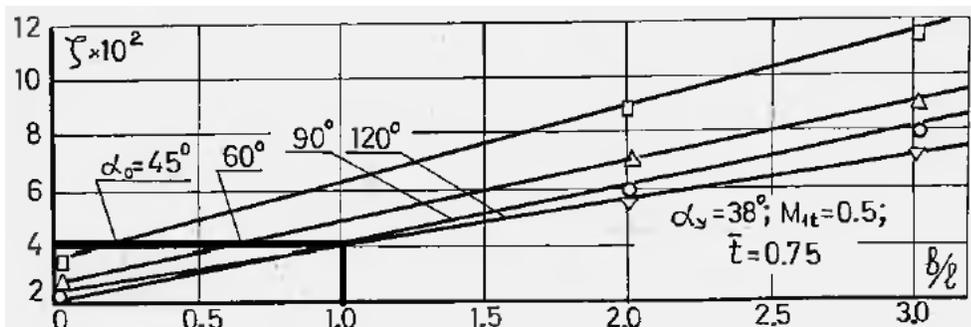


Рис. 2.13. Зависимость суммарных потерь (С-9015А)

Концевые потери:

$$\zeta_{\text{кон.cz}} := \zeta_{\text{сумм.cz}} - \zeta_{\text{проф.cz}} = 1.9\%$$

Подбор профиля рабочей решетки.

Угол входа потока в рабочую решетку $\beta_{1_стз_2} = 47.306 \cdot \text{deg}$,
относительный угол выхода потока из рабочей решетки $\beta_{2_стз_2} = 26.371 \cdot \text{deg}$,
число Маха равно $M_{2t_стз_2} = 0.352$, значит рабочая решетка дозвуковая.

По вышеперечисленным значениям подбираем профиль Р-4629А.

Модельное значение хорды:

$$b_{\text{м_р_z}} := 25.6 \cdot \text{мм}$$

Модельный коэффициент:

$$\alpha_{\text{р_z}} := \frac{b_{2_2}}{b_{\text{м_р_z}}} = 3.125$$

Модельная площадь

$$F_{\text{м_р_z}} := 1.22 \cdot \text{см}^2$$

Площадь

$$F_{\text{р_z}} := F_{\text{м_р_z}} \cdot \alpha_{\text{р_z}}^2 = 11.914 \cdot \text{см}^2$$

Модельный минимальный момент

$$W_{\text{м_мин_р_z}} := 1.22 \cdot \text{см}^3$$

Минимальный момент сопротивления:

$$W_{\text{мин_р_z}} := W_{\text{м_мин_р_z}} \cdot \alpha_{\text{р_z}}^3 = 37.231 \cdot \text{см}^3$$

Модельный минимальный момент инерции:

$$I_{\text{м_мин_р_z}} := 0.071 \cdot \text{см}^4$$

Минимальный момент инерции:

$$I_{\text{мин_р_z}} := I_{\text{м_мин_р_z}} \cdot \alpha_{\text{р_z}}^4 = 6.771 \cdot \text{см}^4$$

Модельный максимальный момент инерции:

$$I_{\text{м_макс_р_z}} := 0.446 \cdot \text{см}^4$$

Максимальный момент инерции:

$$I_{\text{макс_р_z}} := I_{\text{м_макс_р_z}} \cdot \alpha_{\text{р_z}}^4 = 42.534 \cdot \text{см}^4$$

Радиус выходной кромки:

$$r_{\text{вых.кр.p.z}} := 0.2 \cdot \text{мм}$$

Модельная толщина выходной

$$\delta_{\text{вых.кр.м.p.z}} := 2r_{\text{вых.кр.p.z}} = 0.4 \cdot \text{мм}$$

Толщина выходной кромки:

$$\delta_{\text{вых.кр.p.z}} := \alpha_{\text{p.z}} \cdot \delta_{\text{вых.кр.м.p.z}} = 1.25 \cdot \text{мм}$$

По минимуму коэффициента потерь для кривой $\beta_{1_стz_2} = 47.306 \text{ deg}$ (рис.2.14) находим значение:

$$t_{2_опт_z} := 0.525$$

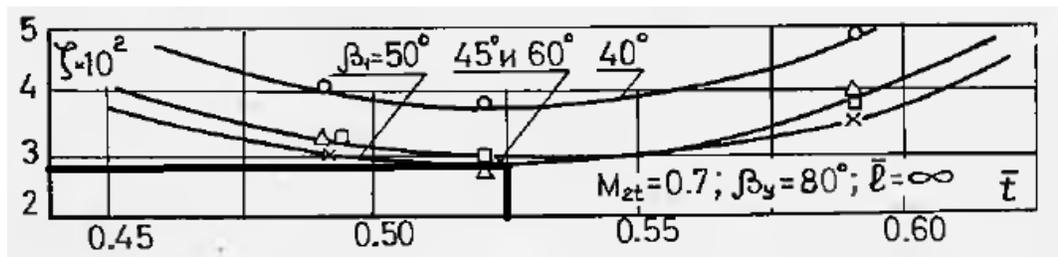


Рис. 2.14. Зависимость профильных потерь (P-4629A)

Число лопаток в рабочей решетке:

$$z_{p1_z} := \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}2} \cdot e}{t_{2_опт_z} \cdot b_{2_2}} = 83.999$$

Во втором приближении примем:

$$z_{p_z} := 84$$

Уточним оптимальный шаг рабочей решетки:

$$t_{p_z} := \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}2} \cdot e}{z_{p_z}} = 42 \cdot \text{мм}$$

Относительный оптимальный шаг:

$$t_{p_опт_z} := \frac{t_{p_z}}{b_{2_2}} = 0.525$$

Установочный угол:

$$\beta_{y_z} := \beta_{2_стз_2} - 20.5 \cdot \text{deg} \cdot (t_{p_опт_z} - 0.60) + 47.1 \cdot \text{deg} = 75.009 \cdot \text{deg}$$

По зависимости $\zeta = f(\beta_{1_стз_2})$ (рис.2.15) найдем значение профильных потерь:

$$\zeta_{\text{проф.p}_z} := 3.8 \cdot \%$$

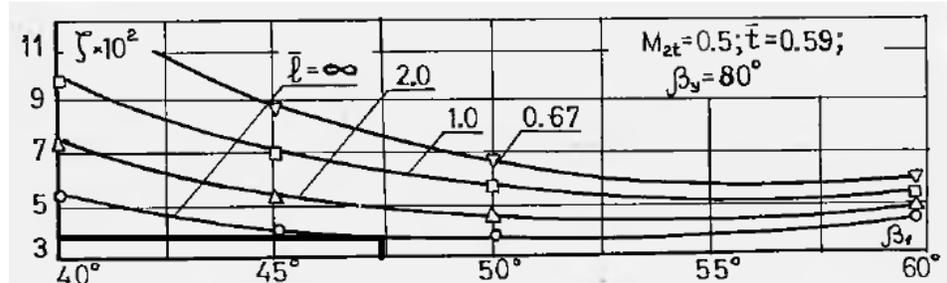


Рис. 2.15. Зависимость профильных потерь (P-4629A)

Относительная высота профиля:

$$l_{\text{отн.p}_z} := \frac{l_{2_стз_2}}{b_{2_2}} = 1.513$$

По значению $\frac{1}{l_{\text{отн.p}_z}} = 0.661$ (рис.2.16) определяем величину

суммарных потерь:

$$\zeta_{\text{сумм.p}_z} := 5.3 \cdot \%$$

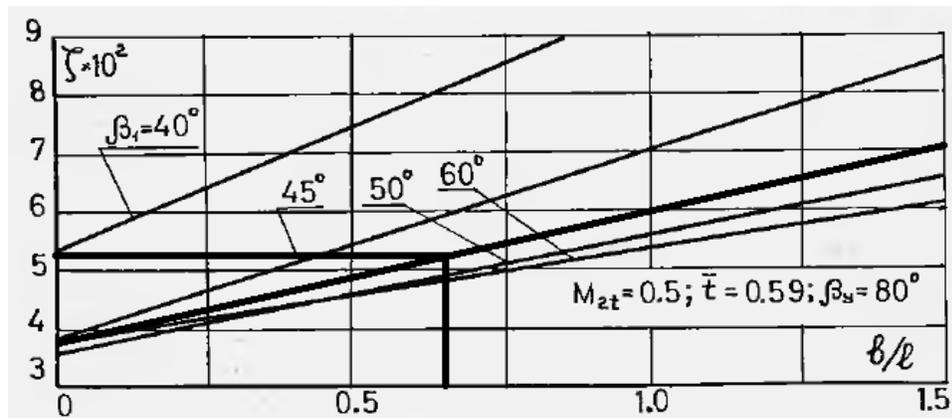


Рис. 2.16. Зависимость суммарных потерь (P-4629A)

Концевые потери:

$$\zeta_{\text{кон.p}_z} := \zeta_{\text{сумм.p}_z} - \zeta_{\text{проф.p}_z} = 1.5 \cdot \%$$

2.4. Оценка размеров последней ступени ЦНД

Параметры в конце процесса расширения:

Давление пара:

$$P_k = 5 \cdot \text{кПа}$$

Энтальпия пара:

$$h_k = 2464.818 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтропия пара:

$$s_k = 8.08 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Степень сухости пара:

$$x_k = 0.96$$

Удельный объем:

$$v_k := \text{wspVHS}(h_k, s_k) = 27.07 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Скорость

$$a_k := \text{wspWHS}(h_k, s_k) = 387.894 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Потери энергии с выходной скоростью принимаем:

$$\Delta H_{\text{вс.к}} := 25 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Средняя

$$c_{2.k} := \sqrt{2 \cdot \Delta H_{\text{вс.к}}} = 223.607 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Маха:

$$M_{c_{2.k}} := \frac{c_{2.k}}{a_k} = 0.576 < 0.75$$

Число ЦНД:

$$z_{\text{ЦНД}} := 3$$

Число выхлопов в одном ЦНД:

$$i_{1\text{ЦНД}} := 2$$

Расход пара в конденсатор:

$$G_{1k} := \frac{G_0 \cdot \alpha_{\text{кп}}}{z_{\text{ЦНД}} \cdot i_{1\text{ЦНД}}} = 56.021 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Угол выхода из последней ступени ЦНД:

$$\alpha_{2.k} := 90 \cdot \text{deg}$$

Аксиальная площадь выхода рабочих лопаток:

$$\Omega_{2.k} := \frac{G_{1k} \cdot v_k}{c_{2.k} \cdot \sin(\alpha_{2.k})} = 6.782 \cdot \text{м}^2$$

Зададимся отношением:

$$\theta_{2.k} := 2.496$$

Средний диаметр ступени:

$$d_{2.k} := \sqrt{\frac{\Omega_{2.k} \cdot \theta_{2.k}}{\pi}} = 2.321 \cdot \text{м}$$

Длина рабочей лопатки:

$$l_{2.k} := \frac{d_{2.k}}{\theta_{2.k}} = 0.93 \cdot \text{м}$$

3. Прочность элементов последних ступеней ЦВД

3.1. Напряжения рабочих лопаток

Плотность материала лопатки, диска:

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

Угловая скорость:

$$\omega := 314 \cdot \frac{1}{\text{с}}$$

Напряжение растяжения в корневом сечении:

$$\sigma_{p0} := \frac{1}{2} \cdot \rho_M \cdot \omega^2 \cdot d_{2_стз_2} \cdot l_{2_стз_2} = 52.253 \cdot \text{МПа}$$

Аэродинамические нагрузки, действующие на единицу длины рабочей лопатки вдоль осей x и y:

$$q_{x_a} := \frac{1}{v_{2_стз_2}} \cdot w_{2a_стз_2} \cdot (w_{1u_стз_2} + w_{2u_стз_2}) \cdot t_{p_z} = 14 \cdot \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

$$q_{y_a} := \frac{1}{v_{2_стз_2}} \cdot w_{2a_стз_2} \cdot (w_{1a_стз_2} - w_{2a_стз_2}) \cdot t_p \dots = 26.4 \cdot \frac{\text{кН}}{\text{м}} \\ + (p_{1_ст1} - p_{2_ст1}) \cdot t_{p_z}$$

Изгибающие моменты в корневом сечении лопатки:

$$M_y := \frac{q_{x_a} \cdot l_{2_стз_2}^2}{2} = 102.182 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$M_x := \frac{q_{y_a} \cdot l_{2_стз_2}^2}{2} = 193.426 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

Изгибающие моменты относительно главных центральных осей:

$$\beta := 90 \cdot \text{deg} - \beta_{y_z} = 14.991 \cdot \text{deg}$$

$$M_\xi := -M_x \cdot \cos(\beta) + M_y \cdot \sin(\beta) = -160.411 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$M_\eta := M_x \cdot \sin(\beta) + M_y \cdot \cos(\beta) = 148.738 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

Напряжение изгиба в любой точке профиля:

$$\sigma_{\text{изг}} = -\frac{M_{\eta}}{I_{\eta}} \cdot \xi + \frac{M_{\xi}}{I_{\xi}} \cdot \eta$$

Как правило, наибольшие напряжения наблюдаются в точке 1 (рис.3.1), так как для этой точки складываются положительные напряжения изгиба, вызываемые моментами M_{η} и M_{ξ} .

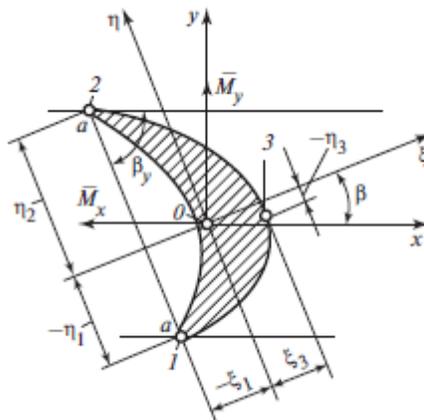


Рис. 3.1. Профиль рабочей лопатки в сечении z

Модельные значения момента сопротивления:

$$W_{\min_M} := 0.122 \cdot \text{см}^3$$

$$W_{\max_M} := 0.154 \cdot \text{см}^3$$

Моменты сопротивления:

$$W_{\min} := W_{\min_M} \cdot \alpha_{p_z}^3 = 3.723 \cdot \text{см}^3$$

$$W_{\max} := W_{\max_M} \cdot \alpha_{p_z}^3 = 4.7 \cdot \text{см}^3$$

Напряжение изгиба для точки 1:

$$\sigma_{\text{изг}} := \frac{M_{\eta}}{W_{\min}} + \frac{M_{\xi}}{W_{\max}} = 5.818 \cdot \text{МПа}$$

Сравним с допустимыми значениями 30÷35 МПа. Из чего следует, что рабочая лопатка отвечает условию изгибной прочности.

Лопаточная нагрузка и нагрузка обода

$$C_{л_z} := \frac{1}{2} \cdot \rho_M \cdot \omega^2 \cdot F_{p_z} \cdot d_{cp_2} \cdot l_{2_стz_2} = 62.254 \cdot \text{кН}$$

Ширина диска:

$$h_1 := 77 \text{ мм}$$

Высота обода:

$$H_{об} := 88.5 \text{ мм}$$

Радиус диска, на котором действуют равномерно распределенные по толщине напряжения, вызываемые центробежными силами обода и рабочих лопаток:

$$r_1 := \frac{d_{к_2} - 2 \cdot H_{об}}{2} = 412.5 \cdot \text{мм}$$

$$C_{об_z} := \rho_M \cdot \omega^2 \cdot \frac{2\pi \cdot (r_1 + 0.5 \cdot H_{об})^2 \cdot h_1 \cdot H_{об}}{z_{p_z}} = 81.776 \cdot \text{кН}$$

Напряжения, вызываемые центробежными силами обода и рабочих лопаток:

$$\sigma_{rII} := \frac{C_{л_z} + C_{об_z}}{h_1 \cdot \frac{2\pi \cdot r_1}{z_{p_z}}} = 60.62 \cdot \text{МПа}$$

3.2. Напряжения в диске

Диск последней ступени, схема которого представлена на рис. 3.2, выполнен из стали 25Х1М1ФА с пределом текучести

$$\sigma_{02_стz_2} := 560 \cdot \text{МПа}$$

Коэффициент Пуассона для стали:

$$\mu := 0.3$$

Радиус центрального отверстия:

$$r_0 := 0.065 \cdot \text{м}$$

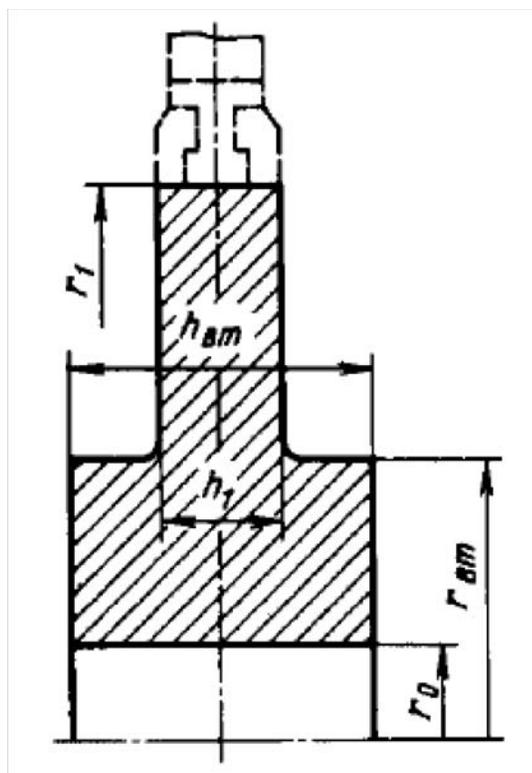


Рис. 3.2. Расчетная схема диска [6]

Радиус втулки диска:

$$r_{\text{вТ}} := 0.2465 \cdot \text{м}$$

Радиус диска, на котором действуют напряжения σ_{r1I} :

$$r_1 = 0.412 \cdot \text{м}$$

Ширина втулки:

$$h_{\text{вТ}} := 166 \text{ мм}$$

Примем, что в данный диск постоянной толщины ($h=\text{const}$), в котором отсутствуют температурные напряжения ($T=0$).

Метод двух расчетов. Первый расчет.

Первый участок - периферия.

Радиальное напряжение:

$$\sigma_{r1I} = 60.625 \cdot \text{МПа}$$

Примем окружное напряжение:

$$\sigma_{\theta 1I} := 120 \cdot \text{МПа}$$

Коэффициенты:

$$a_r := (3 + \mu) \cdot \rho_M \cdot \frac{\omega^2}{8} = 3.172 \times 10^8 \cdot \frac{\text{Н}}{\text{м}^4}$$

$$a_\theta := (1 + 3 \cdot \mu) \cdot \rho_M \cdot \frac{\omega^2}{8} = 1.826 \times 10^8 \cdot \frac{\text{Н}}{\text{м}^4}$$

Значения вспомогательных функций:

$$p_{r1I} := \sigma_{r1I} + a_r \cdot r_1^2 = 1.146 \times 10^8 \cdot \text{Па}$$

$$p_{\theta1I} := \sigma_{\theta1I} + a_\theta \cdot r_1^2 = 1.511 \times 10^8 \cdot \text{Па}$$

Постоянные для первого участка:

$$A_{1I} := \frac{p_{r1I} + p_{\theta1I}}{2} = 1.328 \times 10^8 \cdot \text{Па}$$

$$B_{1I} := \frac{(p_{\theta1I} - p_{r1I}) \cdot r_1^2}{2} = 3.103 \times 10^6 \cdot \text{Па} \cdot \text{м}^2$$

Координаты сечений первого участка диска:

$$z_1 := \begin{pmatrix} 0 \\ 0.25 \\ 0.5 \\ 0.75 \\ 1 \end{pmatrix} \cdot (r_1 - r_{BT}) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.041 \\ 0.083 \\ 0.124 \\ 0.166 \end{pmatrix} \cdot \text{м}$$

Радиусы сечений первого участка диска:

$$r1(z_1) := r_{BT} + z_1$$

$$r1(z_1) = \begin{pmatrix} 0.246 \\ 0.288 \\ 0.329 \\ 0.371 \\ 0.412 \end{pmatrix} \cdot \text{м}$$

Напряжения на первом участке (полотно диска):

$$\sigma_{r1I}(z_1) := A_{1I} - \frac{B_{1I}}{r1(z_1)^2} - a_r \cdot r1(z_1)^2$$

$$\sigma_{r1I}(z_1) = \begin{pmatrix} 62.49 \\ 69.11 \\ 69.82 \\ 66.63 \\ 60.62 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

$$\sigma_{\theta1I}(z_1) := A_{1I} + \frac{B_{1I}}{r1(z_1)^2} - a_\theta \cdot r1(z_1)^2$$

$$\sigma_{\theta1I}(z_1) = \begin{pmatrix} 172.81 \\ 155.1 \\ 141.59 \\ 130.25 \\ 120 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

Скачкообразное изменение напряжений на радиусе r_{BT} :

$$\Delta\sigma_{rI} := \sigma_{r1I}(0) \cdot \left(\frac{h_1}{h_{BT}} - 1 \right) = -33.51 \cdot \text{МПа}$$

$$\Delta\sigma_{\theta I} := \mu \cdot \Delta\sigma_{rI} = -10.05 \cdot \text{МПа}$$

Напряжения в начале второго участка:

$$\sigma_{rBTI} := \sigma_{r1I}(0) + \Delta\sigma_{rI} = 28.988 \cdot \text{МПа}$$

$$\sigma_{\theta BTI} := \sigma_{\theta1I}(0) + \Delta\sigma_{\theta I} = 162.76 \cdot \text{МПа}$$

Расчет второго участка выполняется аналогично первому.

Значения вспомогательных функций:

$$p_{r2I} := \sigma_{rBTI} + a_r \cdot r_{BT}^2 = 4.826 \times 10^7 \cdot \text{Па}$$

$$p_{\theta2I} := \sigma_{\theta BTI} + a_\theta \cdot r_{BT}^2 = 1.739 \times 10^8 \cdot \text{Па}$$

Постоянные для первого участка:

$$A_{2I} := \frac{p_{r2I} + p_{\theta2I}}{2} = 1.111 \times 10^8 \cdot \text{Па}$$

$$B_{2I} := \frac{(p_{\theta2I} - p_{r2I}) \cdot r_{BT}^2}{2} = 3.816 \times 10^6 \cdot \text{Па} \cdot \text{м}^2$$

Координаты сечений второго участка диска:

$$z_2 := \begin{pmatrix} 0 \\ 0.25 \\ 0.5 \\ 0.75 \\ 1 \end{pmatrix} \cdot (r_{BT} - r_0) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.045 \\ 0.091 \\ 0.136 \\ 0.181 \end{pmatrix} \cdot \text{м}$$

Радиусы сечений первого участка диска:

$$r_2(z_2) := r_0 + z_2$$

$$r_2(z_2) = \begin{pmatrix} 0.065 \\ 0.11 \\ 0.156 \\ 0.201 \\ 0.246 \end{pmatrix} \cdot \text{м}$$

Напряжения на втором участке:

$$\sigma_{r2I}(z_2) := A_{2I} - \frac{B_{2I}}{r_2(z_2)^2} - a_r \cdot r_2(z_2)^2$$

$$\sigma_{r2I}(z_2) = \begin{pmatrix} -793.41 \\ -206.01 \\ -53.93 \\ 3.9 \\ 28.99 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

$$\sigma_{\theta2I}(z_2) := A_{2I} + \frac{B_{2I}}{r_2(z_2)^2} - a_{\theta} \cdot r_2(z_2)^2$$

$$\sigma_{\theta 2I}(z_2) = \begin{pmatrix} 1.01 \times 10^3 \\ 422.05 \\ 263.93 \\ 198 \\ 162.76 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

В результате первого расчета получаем $\sigma_{r0} = \sigma_{r2I}(0)$

$$\sigma_{r2I}(0) = -793.408 \cdot \text{МПа}$$

которое не удовлетворяет второму граничному условию $\sigma_{r0} = 0$.

Второй расчет.

Допущения: нет вращения ($\omega=0$) и температурного нагрева ($\Delta T=0$), радиальные напряжения на периферии равны нулю.

Первый участок - периферия.

Радиальное напряжение:

$$\sigma_{r1II} := 0 \cdot \text{МПа}$$

Примем окружное напряжение:

$$\sigma_{\theta 1II} := 120 \cdot \text{МПа}$$

Значения вспомогательных функций:

$$p_{r1II} := \sigma_{r1II} = 0 \cdot \text{Па}$$

$$p_{\theta 1II} := \sigma_{\theta 1II} = 1.2 \times 10^8 \cdot \text{Па}$$

Постоянные для первого участка:

$$A_{1II} := \frac{p_{r1II} + p_{\theta 1II}}{2} = 6 \times 10^7 \cdot \text{Па}$$

$$B_{1II} := \frac{(p_{\theta 1II} - p_{r1II}) \cdot r_1^2}{2} = 1.021 \times 10^7 \cdot \text{Па} \cdot \text{м}^2$$

Напряжения на первом участке (полотно диска):

$$\sigma_{r1II}(z_1) := A_{1II} - \frac{B_{1II}}{r_1(z_1)^2}$$

$$\sigma_{r1\Pi}(z_1) = \begin{pmatrix} -108.01 \\ -63.08 \\ -34.03 \\ -14.17 \\ 7.45 \times 10^{-15} \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

$$\sigma_{\theta1\Pi}(z_1) := A_{1\Pi} + \frac{B_{1\Pi}}{r_1(z_1)^2}$$

$$\sigma_{\theta1\Pi}(z_1) = \begin{pmatrix} 228.01 \\ 183.08 \\ 154.03 \\ 134.17 \\ 120 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

Скачкообразное изменение напряжений на радиусе r_{BT} :

$$\Delta\sigma_{r\Pi} := \sigma_{r1\Pi}(0) \cdot \left(\frac{h_1}{h_{\text{BT}}} - 1 \right) = 57.91 \cdot \text{МПа}$$

$$\Delta\sigma_{\theta\Pi} := \mu \cdot \Delta\sigma_{r\Pi} = 17.37 \cdot \text{МПа}$$

Напряжения в начале второго участка:

$$\sigma_{r\text{BT}\Pi} := \sigma_{r1\Pi}(0) + \Delta\sigma_{r\Pi} = -50.102 \cdot \text{МПа}$$

$$\sigma_{\theta\text{BT}\Pi} := \sigma_{\theta1\Pi}(0) + \Delta\sigma_{\theta\Pi} = 245.386 \cdot \text{МПа}$$

Расчет второго участка выполняется аналогично первому

Значения вспомогательных функций:

$$P_{r2\Pi} := \sigma_{r\text{BT}\Pi} = -5.01 \times 10^7 \cdot \text{Па}$$

$$P_{\theta2\Pi} := \sigma_{\theta\text{BT}\Pi} = 2.454 \times 10^8 \cdot \text{Па}$$

Постоянные для первого участка:

$$A_{2\Pi} := \frac{P_{r2\Pi} + P_{\theta2\Pi}}{2} = 9.764 \times 10^7 \cdot \text{Па}$$

$$B_{2II} := \frac{(p_{\theta 2II} - p_{r 2II}) \cdot r_{вг}^2}{2} = 8.977 \times 10^6 \cdot \text{Па} \cdot \text{м}^2$$

Напряжения на втором участке:

$$\sigma_{r 2II}(z_2) := A_{2II} - \frac{B_{2II}}{r_2(z_2)^2}$$

$$\sigma_{r 2II}(z_2) = \begin{pmatrix} -2027.16 \\ -639.25 \\ -272.43 \\ -124.29 \\ -50.1 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

$$\sigma_{\theta 2II}(z_2) := A_{2II} + \frac{B_{2II}}{r_2(z_2)^2}$$

$$\sigma_{\theta 2II}(z_2) = \begin{pmatrix} 2222.44 \\ 834.53 \\ 467.72 \\ 319.57 \\ 245.39 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

Постоянная суммирования расчетов:

$$k := -\frac{\sigma_{r 2I}(0)}{\sigma_{r 2II}(0)} = -0.391$$

Итоговые напряжения:

$$\sigma_{r 1}(z_1) := \sigma_{r 1I}(z_1) + k \cdot \sigma_{r 1II}(z_1)$$

$$\sigma_{r 1}(z_1) = \begin{pmatrix} 104.77 \\ 93.8 \\ 83.14 \\ 72.18 \\ 60.62 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

$$\sigma_{r2}(z_2) := \sigma_{r2I}(z_2) + k \cdot \sigma_{r2II}(z_2)$$

$$\sigma_{r2}(z_2) = \begin{pmatrix} 0 \\ 44.18 \\ 52.7 \\ 52.54 \\ 48.6 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

$$\sigma_{\theta 1}(z_1) := \sigma_{\theta 1I}(z_1) + k \cdot \sigma_{\theta 1II}(z_1)$$

$$\sigma_{\theta 1}(z_1) = \begin{pmatrix} 83.57 \\ 83.446 \\ 81.306 \\ 77.733 \\ 73.033 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

$$\sigma_{\theta 2}(z_2) := \sigma_{\theta 2I}(z_2) + k \cdot \sigma_{\theta 2II}(z_2)$$

$$\sigma_{\theta 2}(z_2) = \begin{pmatrix} 143.578 \\ 95.418 \\ 80.868 \\ 72.925 \\ 66.719 \end{pmatrix} \cdot \text{МПа}$$

По результатам проведенного расчета построено распределение напряжений, показанное на рис 3.3.

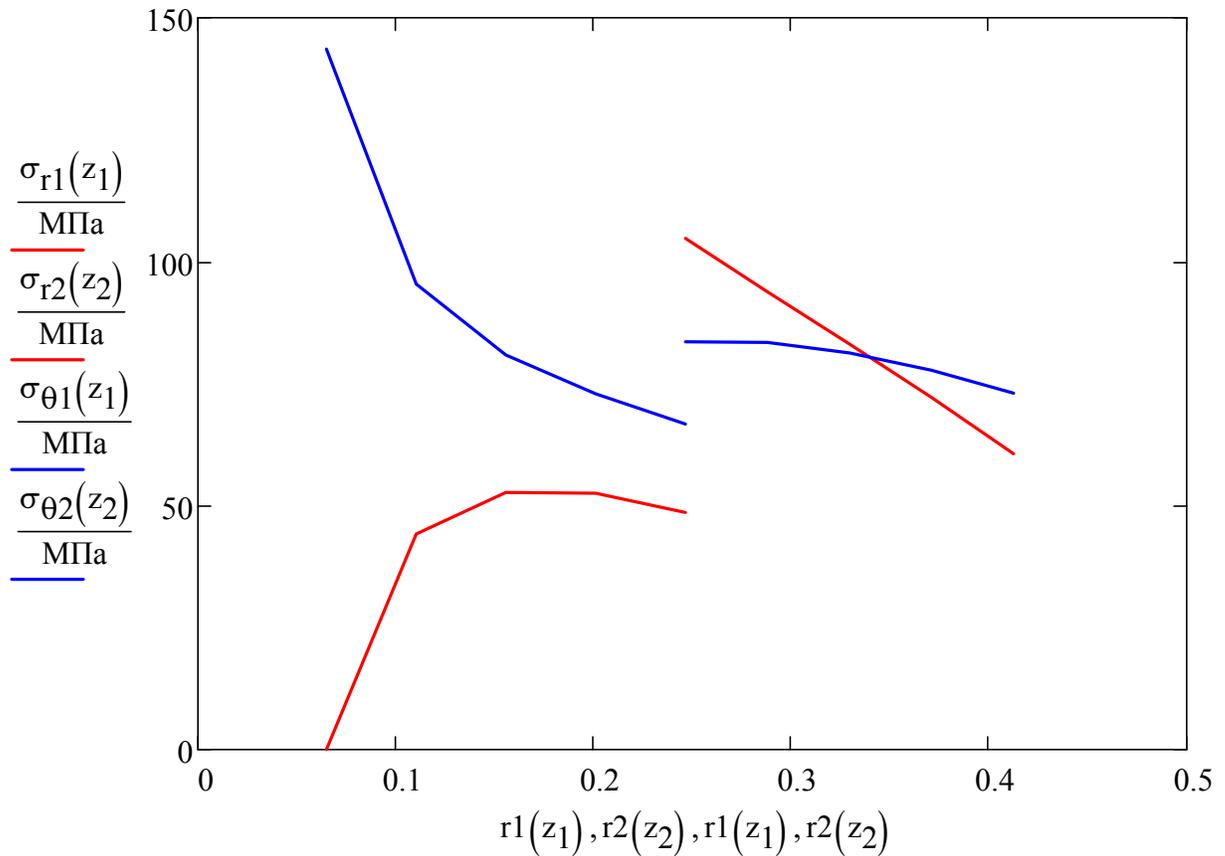


Рис. 3.3. Распределение напряжений в теле диска

Коэффициент запаса по статической прочности:

$$n_s := \frac{\sigma_{\theta 2_стз_2}}{\sigma_{\theta 2}(0) - \sigma_{r2}(0)} = 3.9$$

Допускаемое значение коэффициента запаса - $[1,5 \div 2]$. Значит, диск удовлетворяет условию статической прочности.

3.3. Напряжения в хвостовом соединении

Геометрические характеристики хвостовика, расчетная схема которого показана на рис. 3.4, следующие:

$$R_K := 0.501 \cdot \text{м} \quad B_K := 77 \cdot \text{мм} \quad B := 23.24 \cdot \text{мм} \quad b := 15.65 \cdot \text{мм} \quad b_3 := 10.65 \cdot \text{мм}$$

$$D := 45.71 \cdot \text{мм} \quad d := 30.52 \cdot \text{мм} \quad \Delta := 0.03 \cdot \text{мм} \quad \delta := 0.5 \cdot \text{мм}$$

$$h_T := 18.65 \cdot \text{мм} \quad h_1 := 16.58 \cdot \text{мм} \quad h_2 := 5.97 \cdot \text{мм} \quad h := 20.77 \cdot \text{мм}$$

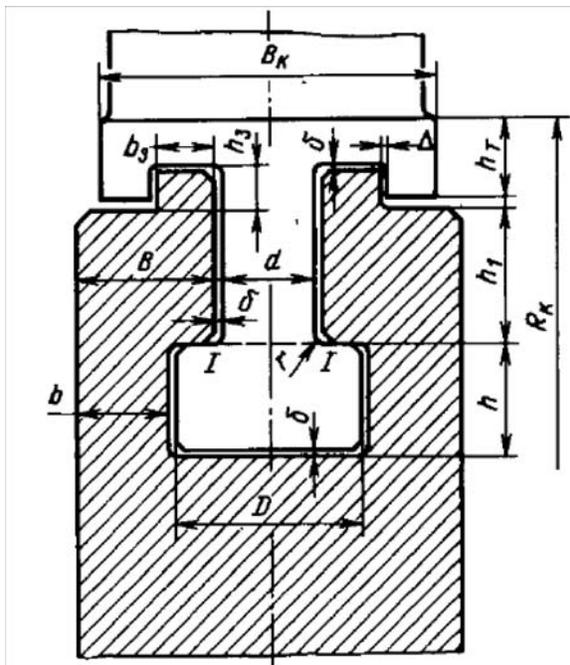


Рис. 3.4. Расчетная схема хвостового соединения

Число рабочих лопаток:

$$z := z_{p_z} = 84$$

Модуль Юнга для стали:

$$E := 2.19 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

Лопаточная нагрузка:

$$C_{л_z} = 62.254 \cdot \text{кН}$$

Окружное усилие:

$$R_{u_стз_2} = 143.258 \cdot \text{кН}$$

Выходная площадь ступени:

$$\Omega_{стз_2} := \pi \cdot d_{ср_2} \cdot l_{2_стз_2}$$

Осевое усилие:

$$R_{a_стз_2} := G_0 \cdot (c_{1a_стз_2} - c_{2a_стз_2}) \dots = 90.439 \cdot \text{кН} \\ + (p_{1_стз_2} - p_{2_стз_2}) \cdot \Omega_{стз_2}$$

Центробежная сила, создаваемая частью хвостовика, на которой расположен корневой профиль:

$$C_K := \frac{\rho_M \cdot \omega^2 \cdot \left(R_K - \frac{h_T}{2} \right)^2 \cdot h_T \cdot B_K}{z} = 3.178 \cdot \text{кН}$$

Центробежная сила шейки хвостовика:

$$C_{III} := \frac{\rho_M \cdot \omega^2 \cdot \left(R_K - h_T - \delta - \frac{h_1}{2} \right)^2 \cdot h_1 \cdot d}{z} = 1.039 \cdot \text{кН}$$

Центробежная сила нижней части хвостовика:

$$C_{XVB} := \frac{\rho_M \cdot \omega^2 \cdot \left(R_K - h_T - \delta - h_1 - \frac{h}{2} \right)^2 \cdot h \cdot D}{z} = 1.799 \cdot \text{кН}$$

Суммарная центробежная сила:

$$C_{\text{сум}} := C_{LZ} + C_K + C_{III} + C_{XVB} = 68.27 \cdot \text{кН}$$

Сила, приложенная к опорной части хвостовика (рис. 3.5):

$$P_0 := \frac{C_{\text{сум}}}{2} = 34.135 \cdot \text{кН}$$

$$l_1 := h_1 + \delta + \frac{h_3}{2} = 20.065 \cdot \text{мм}$$

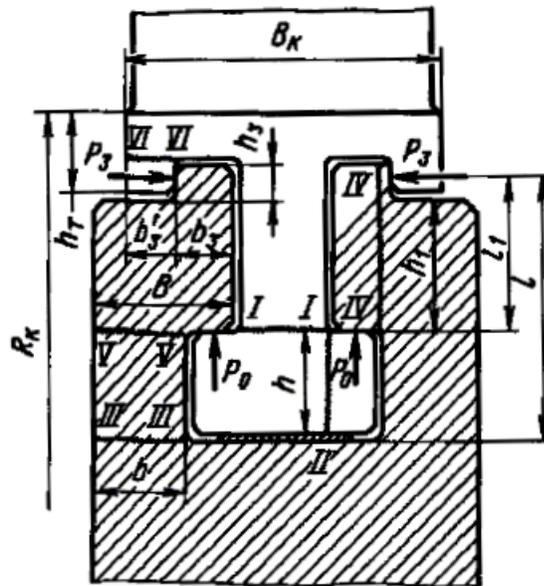


Рис. 3.5. Расчетные сечения хвостового соединения [6]

$$l := l_1 + h + \delta = 41.335 \cdot \text{мм}$$

$$a := \frac{b}{l} = 0.379$$

$$\beta := \frac{b}{B} = 0.673$$

$$\lambda := \frac{l_1}{l} = 0.485$$

$$m_2 := \frac{3}{8} \cdot \frac{a}{\beta} \cdot (1 - \lambda^2) = 0.161$$

$$m_1 := [1 - \lambda^3(1 - \beta^3)] + 0.6(1 + \mu) \cdot a^2 \cdot [1 - \lambda \cdot (1 - \beta)] = 1.015$$

Средний шаг по ободу:

$$t_{об} := \frac{2 \cdot \pi \cdot \left(R_K - h_T - \delta + \frac{h_3}{2} - \frac{l}{2} \right)}{z} = 34.72 \cdot \text{мм}$$

Считаем, что центробежная сила участка обода, расположенного левее сечения IV-IV, равна:

$$\Delta C_{об} := \frac{C_{ш}}{2} = 0.519 \cdot \text{кН}$$

Сила реакции в заплечнике:

$$P_2 := \frac{2 \cdot m_2 \cdot (P_0 + \Delta C_{об})}{m_1} - \frac{1}{8} \cdot \frac{a^3 \cdot t_{об} \cdot E \cdot \Delta}{m_1} = 9.483 \cdot \text{кН}$$

Переходим к расчету опасных сечений хвостовика.

Сечение I-I рассчитываем на растяжение и изгиб потоком пара.

Продольная сила в сечении I-I:

$$C_{сумI_I} := C_{л_z} + C_K + C_{ш} = 66.47 \cdot \text{кН}$$

Шаг в сечении I-I и его площадь:

$$t_{I_I} := \frac{2 \cdot \pi \cdot (R_K - h_T - \delta - h_1)}{z} = 34.8 \cdot \text{мм}$$

$$F_{I_I} := t_{I_I} \cdot d = 10.62 \cdot \text{см}^2$$

Напряжение растяжения:

$$\sigma_{p1.1} := \frac{C_{\text{сумI-I}}}{F_{I-I}} = 62.58 \cdot \text{МПа}$$

Изгибающий момент в сечении I-I:

$$M_{\text{иI-I}} := P_0 \cdot \left(h_1 + \delta + h_T + \frac{1}{2} \right) = 1925.1 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления изгибу в сечении I-I:

$$W_{\text{иI-I}} := \frac{d \cdot t_{I-I}^2}{6} = 6.16 \cdot \text{см}^3$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{\text{иI-I}} := \frac{M_{\text{иI-I}}}{W_{\text{иI-I}}} = 312.475 \cdot \text{МПа}$$

Суммарное напряжение:

$$\sigma_{\text{сум1.1}} := \sigma_{p1.1} + \sigma_{\text{иI-I}} = 375.056 \cdot \text{МПа}$$

Сечение I-II. Сечение рассчитываем на срез и изгиб.

Шаг в сечении I-II:

$$t_{I-II} := \frac{2 \cdot \pi \cdot \left(R_K - h_T - \delta - h_1 - \frac{h}{2} \right)}{z} = 34.03 \cdot \text{мм}$$

Вычислив площадь сечения I-II, получаем напряжение среза:

$$F_{I-II} := t_{I-II} \cdot h = 7.067 \cdot \text{см}^2$$

Центробежная сила участка хвостовика, расположенного правее сечения I-II:

$$\Delta C_{\text{ХВ}} := \Delta C_{\text{об}} \cdot \frac{h}{h_1 + h_3} = 478.5 \cdot \text{Н}$$

$$\tau_{I-II} := \frac{(P_0 - \Delta C_{\text{ХВ}})}{F_{I-II}} = 47.62 \cdot \text{МПа}$$

Плечо силы $(P_0 - C_{\Delta\text{ХВ}})$ по отношению к сечению I-II:

$$x_1 := \frac{D - d}{4} = 3.798 \cdot \text{мм}$$

Изгибающий момент в сечении I-II:

$$M_{\text{иI_II}} := (P_0 - \Delta C_{\text{XB}}) \cdot x_1 = 127.81 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления изгибу в сечении I-II:

$$W_{\text{иI_II}} := \frac{t_{\text{I_II}} \cdot h^2}{6} = 2.446 \cdot \text{см}^3$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{\text{иI_II}} := \frac{M_{\text{иI_II}}}{W_{\text{иI_II}}} = 52.245 \cdot \text{МПа}$$

Сечение III-III рассчитываем на растяжение и изгиб.

Центробежная сила части обода, расположенной выше сечения III-III, приходящаяся на одну лопатку.

$$C_{\text{обIII_III}} := \frac{2}{3} \cdot \frac{\rho_{\text{M}} \cdot \omega^2 \cdot 2\pi}{z} \cdot \left[\left(R_{\text{K}} - h_{\text{T}} - \delta - \frac{h_1}{2} \right)^2 \cdot h_1 \cdot B \dots \right. \\ \left. + \left(R_{\text{K}} - h_{\text{T}} - \delta - h_1 - \frac{h}{2} \right)^2 \cdot h \cdot b \right] = 5.893 \cdot \text{кН}$$

где коэффициент 2/3 приближенно учитывает кольцевую замкнутость обода.

Продольная сила в сечении III-III, приходящаяся на одну лопатку:

$$C_{\text{III_III}} := P_0 + C_{\text{обIII_III}} = 40.028 \cdot \text{кН}$$

Шаг в сечении III-III:

$$t_{\text{III_III}} := \frac{2 \cdot \pi \cdot (R_{\text{K}} - h_{\text{T}} - \delta - h_1 - h)}{z} = 33.25 \cdot \text{мм}$$

Площадь сечения III-III (на одну лопатку):

$$F_{\text{III_III}} := b \cdot t_{\text{III_III}} = 5.203 \cdot \text{см}^2$$

Напряжение растяжения:

$$\sigma_{\text{рIII_III}} := \frac{C_{\text{III_III}}}{F_{\text{III_III}}}$$

Изгибающий момент в сечении III-III:

$$y := 0.5 \cdot b + 0.5 \cdot (B - b) = 11.62 \cdot \text{мм}$$

$$M_{\text{иIII_III}} := (P_0 + C_{\text{обIII_III}}) \cdot y - P_3 \cdot l = 73.13 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления изгибу в сечении III-III на одну лопатку:

$$W_{\text{иIII_III}} := \frac{b \cdot t_{\text{иIII_III}}^2}{6} = 2.883 \cdot \text{см}^3$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{\text{иIII_III}} := \frac{M_{\text{иIII_III}}}{W_{\text{иIII_III}}} = 25.36 \cdot \text{МПа}$$

Суммарное напряжение:

$$\sigma_{\text{сумIII_III}} := \sigma_{\text{рIII_III}} + \sigma_{\text{иIII_III}} = 102.3 \cdot \text{МПа}$$

Сечение IV-IV рассчитываем на срез и изгиб аналогично сечению I-II. Последовательно вычисляем.

$$t_{\text{IV_IV}} := \frac{2 \cdot \pi \cdot \left(R_{\text{к}} - h_{\text{т}} - \delta - h_1 + \frac{h_1 + h_3}{2} \right)}{z} = 35.65 \cdot \text{мм}$$

$$F_{\text{IV_IV}} := t_{\text{IV_IV}} \cdot b = 5.579 \cdot \text{см}^2$$

$$\tau_{\text{IV_IV}} := \frac{P_0 + \Delta C_{\text{об}}}{F_{\text{IV_IV}}} = 62.12 \cdot \text{МПа}$$

Изгибающий момент в сечении IV-IV:

$$M_{\text{иIV_IV}} := (P_0 + \Delta C_{\text{об}}) \cdot \frac{B - b}{2} - P_3 \cdot \frac{h_1 + h_3}{2} = 24.59 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления изгибу в сечении IV-IV на одну лопатку:

$$W_{\text{иIV_IV}} := \frac{t_{\text{IV_IV}} \cdot (h_1 + h_3)^2}{6} = 3.021 \cdot \text{см}^3$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{\text{иIV_IV}} := \frac{M_{\text{иIV_IV}}}{W_{\text{иIV_IV}}} = 8.139 \cdot \text{МПа}$$

Сечение V-V рассчитывается на растяжение и изгиб аналогично сечению III-III. Растягивающие напряжения в сечении V-V несколько меньше, чем в сечении III-III, а изгибающие напряжения больше, так как плечо разгружающей силы P_3 меньше.

Шаг в сечении V-V:

$$t_{V_V} := \frac{2 \cdot \pi \cdot (R_K - h_T - \delta - h_1)}{z} = 34.8 \cdot \text{мм}$$

Площадь сечения V-V (на одну лопатку):

$$F_{V_V} := b \cdot t_{V_V} = 5.447 \cdot \text{см}^2$$

Изгибающий момент в сечении V-V:

$$M_{иV_V} := (P_0 + \Delta C_{об}) \cdot y - P_3 \cdot l_1 = 212.4 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления изгибу в сечении III-III на одну лопатку:

$$W_{иV_V} := \frac{b \cdot t_{V_V}^2}{6} = 3.159 \cdot \text{см}^3$$

Момент сопротивления изгибу в сечении V-V на одну лопатку:

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{иV_V} := \frac{M_{иV_V}}{W_{иV_V}}$$

Центробежная сила части обода диска, расположенной между сечениями III-III и V-V и приходящая на одну лопатку:

$$C'_{об} := \frac{2}{3} \cdot \frac{\rho_M \cdot \omega^2 \cdot 2\pi}{z} \cdot \left(R_K - h_T - \delta - h_1 - \frac{h}{2} \right)^2 \cdot (h + \delta) \cdot b = 2.641 \cdot \text{кН}$$

Растягивающая сила в сечении V-V:

$$C_{V_V} := C_{III_III} - C'_{об} = 3.739 \times 10^4 \text{ Н}$$

Растягивающее напряжение:

$$\sigma_{pV_V} := \frac{C_{V_V}}{F_{V_V}} = 68.643 \cdot \text{МПа}$$

Суммарное напряжение:

$$\sigma_{сумV_V} := \sigma_{pV_V} + \sigma_{иV_V} = 135.877 \cdot \text{МПа}$$

Так как $\sigma_{сумV_V} > \sigma_{сумIII_III}$, то сечение V-V является более опасным, чем сечение III-III.

Сечение VI-VI заплечника необходимо рассчитать на срез и изгиб под действием силы P_3 .

Шаг в сечении VI-VI:

$$t_{VI_VI} := \frac{2 \cdot \pi \cdot (R_K - h_T - h_3)}{z} = 35.63 \cdot \text{мм}$$

$$b_{3'} := \frac{[B_K - 2(b_3 + \Delta + \delta) - d]}{2} = 12.06 \cdot \text{мм}$$

Вычислив площадь сечения VI-VI, получаем напряжение среза:

$$F_{VI_VI} := t_{VI_VI} \cdot b_{3'} = 4.297 \cdot \text{см}^2$$

$$\tau_{VI_VI} := \frac{P_3}{F_{VI_VI}} = 22.07 \cdot \text{МПа}$$

Изгибающий момент в сечении VI-VI:

$$M_{иVI_VI} := P_3 \cdot \frac{h_3}{2} = 28.31 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления изгибу в сечении VI-VI:

$$W_{иVI_VI} := \frac{t_{VI_VI} \cdot b_{3'}^2}{6} = 0.864 \cdot \text{см}^3$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{иVI_VI} := \frac{M_{иVI_VI}}{W_{иVI_VI}} = 32.772 \cdot \text{МПа}$$

Расчет на смятие поверхности на которую приходится сила P_0 .

Площадь смятия:

$$F_{см} := t_{I_I} \cdot \frac{(D - d)}{2} = 2.643 \cdot \text{см}^2$$

Напряжение смятия:

$$\sigma_{см} := \frac{P_0}{F_{см}} = 129.142 \cdot \text{МПа}$$

Коэффициент запаса прочности:

$$n_{ХВ} := \frac{\sigma_{02_стз_2}}{\sigma_{см}} = 4.336$$

3.4. Напряжения в диафрагме

Перепад давлений по диафрагме:

$$\Delta P_{\text{диаф_ст1}} := P_{1_стз_2} - P_{2_стз_2} = 0.208 \cdot \text{МПа}$$

Диаметр уплотнения:

$$d_y := 0.494 \cdot \text{м}$$

Внешний диаметр диафрагмы:

$$D_y := 1.306 \cdot \text{м}$$

Толщина диафрагмы:

$$t_d := 0.105 \cdot \text{м}$$

Относительный диаметр диафрагменного уплотнения:

$$\frac{d_y}{D_y} = 0.378$$

Коэффициент (рис. 3.6):

$$K_{\sigma} := 540$$

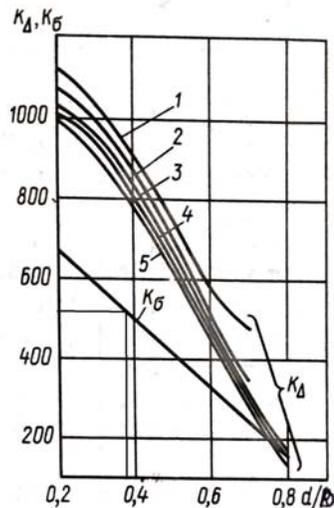


Рис. 3.6. Зависимость коэффициента K_{σ} от конструктивных параметров диафрагмы

Максимальные напряжения изгиба, действующие в плоскости симметрии тела полукольца диафрагмы:

$$\sigma_{\text{max_диаф_ст1}} := \frac{K_{\sigma}}{10} \cdot \frac{\Delta P_{\text{диаф_ст1}} \cdot (0.1 \cdot D_y)^2}{t_d^2} = 17.388 \cdot \text{МПа}$$

Материал диафрагмы - сталь 25Х2М1Ф (ЭИ-723). Предел длительной прочности:

$$\sigma_{\text{дп}} := 200 \cdot \text{МПа}$$

Коэффициент запаса по длительной прочности диафрагмы:

$$n_{\text{дп}} := \frac{\sigma_{\text{дп}}}{\sigma_{\text{max_диаф_ст1}}} = 11.502$$

Допускаемое значение коэффициента запаса - $[1,5 \div 2]$. Значит, диафрагма удовлетворяет напряжению на изгиб.

4. Оценка целесообразности использования тепловых насосов в тепловой схеме ТЭС

В настоящее время имеется большое количество публикаций, в которых рассматривается повышение эффективности ТЭС и АЭС за счет использования в ПТС их энергоблоков теплового насоса. Например, рассматриваются пути повышения их эффективности за счет поддержания более низких температур конденсации пара в конденсаторе.

Пример такой схемы, в которой теплообменник-испаритель и теплообменник перегревателя теплового насоса устанавливаются на подводящем и отводящем трубопроводах охлаждающей воды конденсатора соответственно показан на рис 4.1.

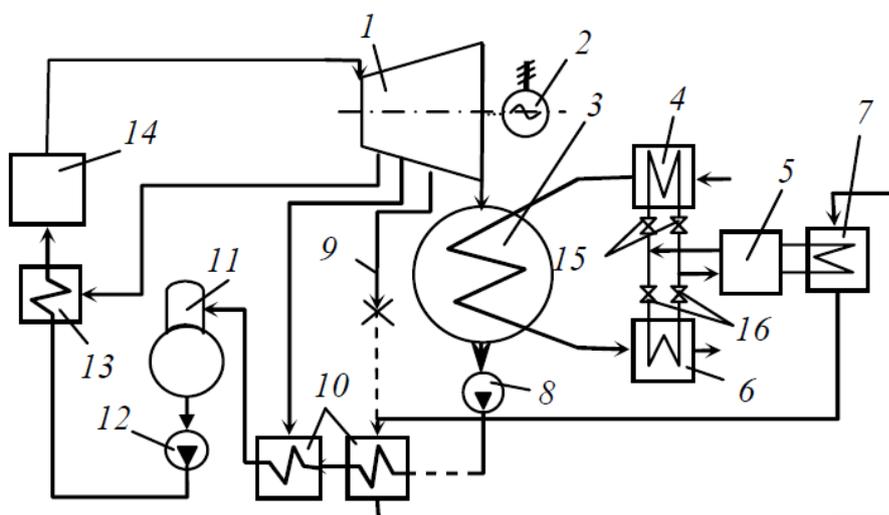


Рис. 4.1. Схема подключения теплового насоса [7]:

1 – паровая турбина; 2 – электрогенератор; 3 – конденсатор паровой турбины; 4, 6 – теплообменники-испарители теплового насоса; 5 – тепловой насос; 7 – теплообменник-конденсатор теплового насоса; 8 – конденсатный насос; 9 – трубопровод последнего отбора паровой турбины; 10 – подогреватели низкого давления паровой турбины; 11 – деаэратор; 12 – питательный насос; 13 – подогреватель высокого давления; 14 – парогенератор; 15, 16 – задвижки подключения теплообменников испарителя и перегревателя

В настоящей работе были проведены расчеты с целью определения целесообразности использования тепловых насосов с рассматриваемой схемой подключения.

Давление в конденсаторе (исходный вариант для сравнения):

$$p_K := 7.5 \cdot \text{кПа}$$

Температура воды на выходе из конденсатора:

$$t_{K'} := \text{wspTSP}(p_K) = 40.292 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор:

$$t_{B1'} := 20 \cdot ^\circ\text{C}$$

Принятый нагрев охлаждающей воды в конденсаторе:

$$\Delta t_B := 10 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температурный напор в конденсаторе:

$$\delta t_K := t_{K'} - (t_{B1'} + \Delta t_B - 273.15 \cdot \text{K}) + 273.15 \cdot \text{K} = 10.3 \cdot ^\circ\text{C}$$

Отключаем ПНД7.

Расход через конденсатор:

$$G_{\text{КП}} := G_0 \cdot \alpha_{67} = 363.707 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход конденсата через регенеративный водо-фреоновый подогреватель:

$$G_K := G_{\text{КП}} + G_0 \cdot \alpha_{\text{ТП}} = 395.493 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Примем температурный напор на выходе из водо-фреонового подогревателя:

$$\theta_{\text{ВЫХ}} := 5 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура, энтальпия и давление фреона в жидком состоянии насыщения на выходе из теплообменника-конденсатора:

$$t_{\text{рп}'} := t_{\text{В7}} + \theta_{\text{ВЫХ}} - 273.15 \cdot \text{K} = 73.218 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{рп}'} := 298.417 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$p_{\text{рп}'} := 3.201 \cdot \text{МПа}$$

Принимаем потерю давления в трубопроводах после компрессора $\xi := 3 \cdot \%$. Тогда давление, создаваемое компрессором равно:

$$p_b := \frac{p_{rp'}}{1 - \xi} = 3.3 \cdot \text{МПа}$$

Температура фреона в газообразном состоянии на входе в теплообменник-конденсатор:

$$t_{rp} := 113 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Энтальпия перегретого фреона в газообразном состоянии на входе в теплообменник-конденсатор при t_{rp} и $p_{rp'}$:

$$h_{rp} := 462.879 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Расход фреона через теплообменник-конденсатор:

$$G_{rp} := \frac{G_k \cdot (h_{b7} - h_{cm})}{h_{rp} - h_{rp'}} = 267.16 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Примем температурный напор в теплообменнике-испарителе:

$$\theta_{и} := 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Тогда температура после дросселя:

$$t_{др} := t_{b1'} - \theta_{и} + 273.15 \cdot \text{К} = 15 \cdot ^\circ\text{C}$$

Поскольку в дросселе происходит понижение давление при постоянной энтальпии, то давление после дросселя определим по $t_{др}$:

$$p_{др} := 0.7893 \cdot \text{МПа}$$

Давление в конденсаторе (первое приближение с последующим уточнением)

$$p_{к} := 7.369 \cdot \text{кПа}$$

Параметры перед и за конденсатором:

$$s_{кт} := s_{5'} = 7.77 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$h_{к} := h_{5'} - (h_{5'} - \text{wspHPS}(p_{к}, s_{кт})) \cdot \eta_{oiHD} = 2515 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{к'} := \text{wspHSWT}(t_{к'}) = 168.76 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Расход охлаждающей воды через конденсатор:

$$W := \frac{G_{\text{кп}} \cdot (h_{\text{к}} - h_{\text{к}'})}{(\Delta t_{\text{в}} - 273.15 \cdot \text{К}) \cdot c_{\text{pH}_2\text{O}}} = 20376.1 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Температура основного конденсата:

$$t_{\text{см}} := \frac{h_{\text{см}}}{c_{\text{pH}_2\text{O}}} + 273.15 \cdot \text{К} = 41.7 \cdot ^\circ\text{C}$$

Определим энтальпию и энтропию фреона в газообразном состоянии насыщения на выходе из теплообменника-испарителя при давлении:

$$p_{\text{а}} := p_{\text{др}} = 0.789 \cdot \text{МПа}$$

$$t_{\text{а}} := t_{\text{др}} = 15 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{а}} := 405.338 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$s_{\text{а}} := 1.7495 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Температура охлаждающей воды после теплообменника-испарителя:

$$t_{\text{в1}''} := t_{\text{в1}'} - \frac{G_{\text{рп}} \cdot (h_{\text{а}} - h_{\text{рп}'})}{W \cdot c_{\text{pH}_2\text{O}}} = 19.67 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора:

$$t_{\text{в2}'} := t_{\text{в1}''} + \Delta t_{\text{в}} - 273.15 \cdot \text{К} = 29.67 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура воды на выходе из конденсатора:

$$t_{\text{к}'\text{кв}} := t_{\text{в2}'} + \delta t_{\text{к}} - 273.15 \cdot \text{К} = 39.96 \cdot ^\circ\text{C}$$

Давление в конденсаторе:

$$p_{\text{кк}} := \text{wspPST}(t_{\text{к}'\text{кв}}) = 7.367 \cdot \text{кПа}$$

Примем температурный напор в теплообменнике-перегревателе:

$$\Delta t_{\text{п}} := 10 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура охлаждающей воды после теплообменника-перегревателя:

$$t_{\text{п}} := t_{\text{а}} + \Delta t_{\text{п}} - 273.15 \cdot \text{К} = 25 \cdot ^\circ\text{C}$$

Энтальпия перегретого фреона после теплообменника-перегревателя при t_{Π} и $p_{\Pi} := p_{др} = 0.789 \cdot \text{МПа}$

$$h_{\Pi} := 418.145 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$s_{\Pi} := 1.7574 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$t_{в2''} := t_{в2'} - \frac{G_{рп} \cdot (h_{\Pi} - h_a)}{W \cdot c_{pH_2O}} = 29.63 \cdot ^\circ\text{C}$$

Определим теоретическую энтальпию фреона после компрессора при

$$s_{bt} := s_{\Pi} = 1.757 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \text{ и } p_b = 3.3 \cdot \text{МПа}$$

$$h_{bt} := 456.093 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Приняв КПД компрессора $\eta_k := 0.86$ определим действительные энтальпию и температуру фреона после компрессора:

$$h_b := h_{\Pi} + \frac{(h_{bt} - h_{\Pi})}{\eta_k} = 462.27 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$t_b := 114 \cdot ^\circ\text{C}$$

Мощность компрессора:

$$N_k := G_{рп} \cdot (h_{рп} - h_{\Pi}) = 12 \cdot \text{МВт}$$

Оценка повышения мощности турбины при отключении ПНД7.

Внутренняя работа ЦНД:

$$N_{пр_нд} := \alpha_{56} \cdot (h_5 - h_6) + \alpha_{6к} \cdot (h_6 - h_k) = 331.82 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Мощность турбины при отключении ПНД7:

$$N' := G_0 \cdot \eta_{эг} \cdot \eta_{мех} \cdot (N_{пр_вд} + N_{пр_сд} + N_{пр_нд}) = 803.248 \cdot \text{МВт}$$

Повышение мощности:

$$\Delta N := N' - N_9 = 3.248 \cdot \text{МВт}$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе был произведен расчет тепловой схемы турбоустановки К-800-30. В первой главе проведена оценка технических характеристик теплового оборудования и энергетических показателей энергоблока: КПД брутто 49,5%, расход пара в голову турбины 563 кг/с. Показатели эффективности установки находятся на достаточно хорошем уровне с начальными параметрами рабочего тела: $p_0=30$ МПа и $t_0=650$ °С.

В установке принято семь отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды: 1 – из ЦВД, 1 – после ЦВД, 3 – из ЦСД и 2 – из ЦНД.

Относительный внутренний КПД ЦВД принят 87%, КПД ЦСД – 90%, КПД ЦНД – 85%.

Во второй главе был произведен краткий расчет цилиндра высокого давления: по 7 ступеней в первом и втором отсеках. Кроме того, были проведены расчеты первой ($d_1/l_1=23,86$, относительный лопаточный КПД 88,46%, внутренний относительный КПД 84,74%) и последней ($d_z/l_z=9,15$, относительный лопаточный КПД 84,23%, внутренний относительный КПД 82,73%) ступеней ЦВД.

Третья глава посвящена расчетам на прочность. Проведены расчеты напряжений растяжения и изгиба рабочих лопаток первой и последней ступеней ЦВД, расчет лопаточной нагрузки и нагрузки обода, а также расчеты напряжения изгиба в диафрагме (коэффициент запаса по длительной прочности 11,7), напряжения в диске (методом двух расчетов) (коэффициент запаса по статической прочности 3,9) и хвостовике (коэффициент запаса прочности 4).

В заключительной главе была проведена оценка эффективности использования водо-фреонового (фреон R22) теплового насоса, подключенного к теплообменник-испаритель и теплообменник-перегреватель которого подключаются к трубопроводам охлаждающей воды

В результате расчета определено, что затраты на компрессор теплового насоса, составляющие 12 МВт, не покрываются приростом мощности

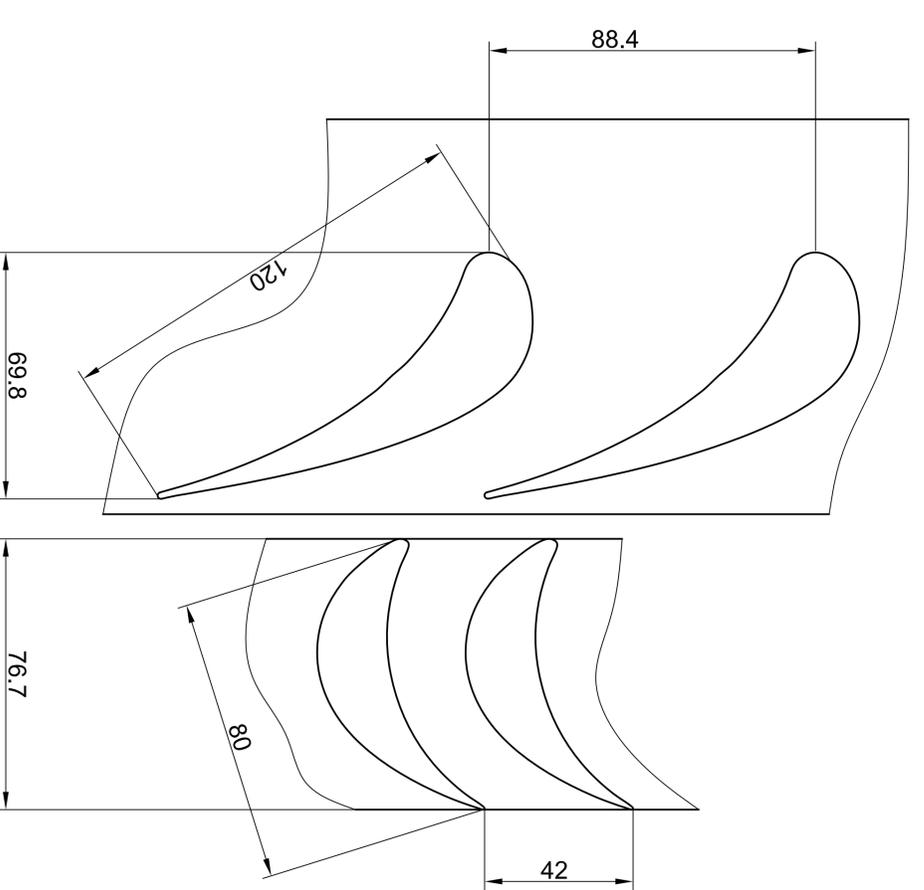
паровой турбины. Прирост мощности получен благодаря снижению давления в конденсаторе (+0,8МВт) и отключению последнего отбора из ЦНД (+3,3 МВт).

Для получения выгоды в дальнейшем можно рассмотреть использование другого фреона. В случае успешного покрытия затрат, кроме повышения эффективности, будет получено снижение тепловых выбросов с охлаждающей водой.

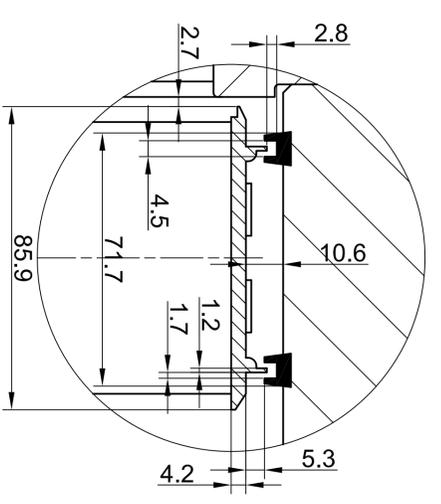
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Саламов А.А. Развитие ТЭС, работающих на угле // Теплоэнергетика. Издательство: МАИК "Наука/Интерпериодика" 2000. № 8. С. 750-752.
2. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. Учебник для вузов по специальности «Тепловые электрические станции». Изд. 2-е, перераб. И доп. М., «Энергия», 1976. – 448 с.
3. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: В 2 кн. – 6-е изд., перераб., доп. И подгот. К печати Б.М. Трояновским. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 384 с.
4. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под ред. А.Г. Костюка. – М.: Издательский дом МЭИ, 2016. – 556 с.
5. Геометрические и энергетические характеристики профилей турбинных лопаток постоянного сечения. Учебное пособие по курсу «Энергетические машины» / Л.Я. Лазарев, Т.Н. Степанова, Н.В. Ряховская, В.А. Фадеев. 2004.
6. Динамика и прочность турбомашин: учебник для вузов / А.Г. Костюк. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 476 с.
7. Ефимов Н.Н., Папин В.В., Малышев П.А., Безуглов Р.В. Анализ использования тепловых насосов на тепловых и атомных электростанциях // Известия высших учебных заведений. 2010. №4. С. 35-39

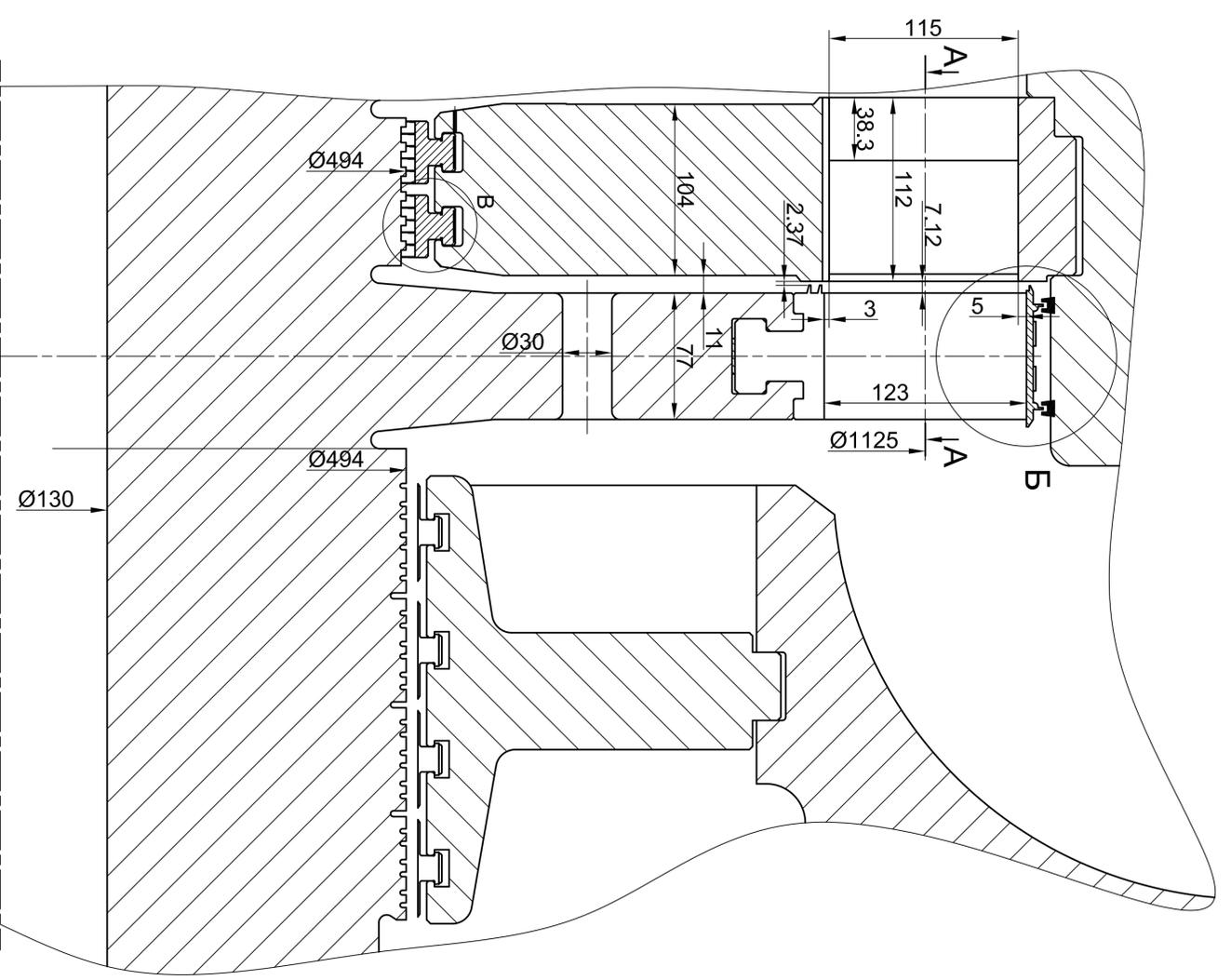
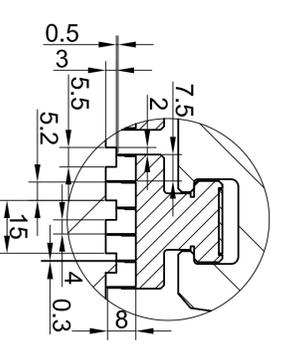
A-A (2:1)



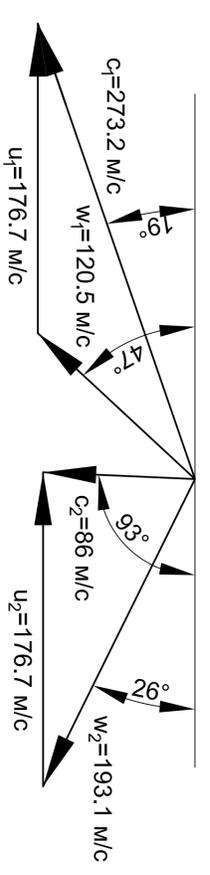
B (2:1)



B (2:1)



Треугольники скоростей
(1 мм=1 м/с)



| | | | |
|--|---------|-------|--------------|
| Имя | Лист | Масса | Масштаб |
| Иван Давид И. Давид | Лист | | 1:2 |
| Варла | Лист | | |
| Люд | Лист | | |
| И. конста | Лист | | |
| Имя | Матрица | | |
| Последняя ступень ЦВД турбина К-800-30 | | | Лист |
| | | | Листов 1 |
| | | | МЭИ код. ПТТ |

