



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

Институт Энергомашиностроения
и механики
Кафедра Паровых и газовых
турбин


ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(бакалаврская работа)


Направление 13.03.03 Энергетическое машиностроение
(код и наименование)

Направленность (профиль) Газотурбинные, паротурбинные
установки и двигатели

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

Тема: Перспективная ПГУ на твердом биотопливе

Студент С-04-15 группа  подпись Нестеров П.М. фамилия и инициалы

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

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  подпись Грибин В.Г. фамилия и инициалы
уч. степень звание

Дата 24.06.19.

Москва, 2019



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

Институт Энергомашиностроения
и механики
Кафедра Паровых и газовых
турбин

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
(бакалаврскую работу)


Направление 13.03.03 Энергетическое машиностроение
(код и наименование)

Направленность (профиль) Газотурбинные, паротурбинные

установки и двигатели

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

Тема: Перспективная ПГУ на твердом биотопливе

Студент С-04-15 группа  подпись Нестеров П.М. фамилия и инициалы

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

Консультант уч. степень должность подпись фамилия и инициалы

Консультант уч. степень должность подпись фамилия и инициалы

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

Место выполнения работы кафедра Паровых и газовых турбин
ФГОБОУ ВО «НИУ «МЭИ»

СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ ЗАДАНИЯ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Содержание работы:

1. Выбор и расчет принципиальной тепловой схемы ГТУ при сжигании твердого биотоплива
2. Расчет ПГУ на базе ГТУ, работающая на твердом биотопливе
3. Тепловой расчет унифицированной паровой турбины
4. Расчет и 3D моделирование проточной части унифицированной паровой турбины

Исходные данные:

1. Базой для сравнения была ГТУ PG6581В мощностью 44 МВт (изготовитель General Electric) на Челябинской ТЭЦ-1. Так же был задан примерный состав топлива.

ПЕРЕЧЕНЬ ГРАФИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА

Количество слайдов в презентации _____

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.С. Земцова. Газотурбинные энергетические установки. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. - 428 с.
2. А.Г. Костюк, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. Паровые турбины и газотурбинные установки для электростанций. – М.: Издательский дом МЭИ, 2018. – 668 с.
3. Трухний А.Д. "Парогазовые установки электростанций"– М.: Издательский дом МЭИ, 2015. - 667 с.
4. R. Kehlhofer, R. Bachmann, H. Nielsen, J. Warner. Combined-cycle Gas&Steam turbine power plants. Second edition – 298 pp.
5. А.Г. Костюк. Динамика и прочность турбомашин. Издательский дом МЭИ 3-е издание, 2007.

АННОТАЦИЯ

Данная выпускная бакалаврская работа посвящена оценке целесообразности использования твердого биотоплива в парогазовых установках (ПГУ), а так же разработке унифицированной паровой турбины для одноконтурной и двухконтурной схем ПГУ.

С этой целью проведены расчеты принципиальной тепловой схемы ГТУ и тепловых схем одно- и двухконтурных ПГУ, проточной части паровой турбины, определение числа её ступеней, разбивка теплоперепадов по ступеням и определение основных характеристик паровой турбины, а так же поступенчатый расчет паровой турбины. Особое внимание в работе уделено наиболее нагруженной последней ступени ЧНД: с помощью программы DLP проведен расчет ступени с учетом изменения параметров по радиусу. Полученные результаты позволили выполнить 3D профилирование сопловых и рабочих лопаток последней ступени в программном комплексе Numesa и провести оценку статической прочности рабочей лопатки.

В заключительной части работы приведена разработка 3D модели унифицированной паровой турбины.

Работа выполнена на 83 листах, содержит 40 рисунков, 1 таблицу и 2 приложения.

Графический материал:

- тепловые схемы одноконтурной и двухконтурной ПГУ – 1 лист (формат A1);
- Q-t диаграмма одноконтурной схемы ПГУ и h-s диаграмма процесса расширения пара – 1 лист (формат A2);
- Q-t диаграмма двухконтурной схемы ПГУ и h-s диаграмма процесса расширения пара – 1 лист (формат A2);
- распределение параметров по высоте лопатке – 1 лист (формат A1).
- варианты схем ГТУ, работающей на твердом биотопливе – 1 лист (формат A1);
- чертеж последней ступени ЧНД – 1 лист (формат A1).

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1. ВЫБОР И РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ГТУ ПРИ СЖИГАНИИ ТВЕРДОГО БИОТОПЛИВА	8
1.1. Анализ вариантов принципиальной тепловой схемы ГТУ	8
1.2. Исходные данные	10
1.3. Расчет принципиальной тепловой схемы ГТУ	11
2. РАСЧЕТ ПГУ НА БАЗЕ ГТУ, РАБОТАЮЩЕЙ НА ТВЕРДОМ БИОТОПЛИВЕ	18
2.1. Расчет одноконтурной схемы ПГУ	18
2.2. Расчет двухконтурной схемы ПГУ	23
3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ УНИФИЦИРОВАННОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ	29
3.1. Выбор параметров последней ступени и числа отсеков	29
3.2. Приближенный расчет паровой турбины для одноконтурной схемы ПГУ	31
3.3. Техничко-экономические показатели одноконтурной схемы ПГУ	34
3.4. Приближенный расчет паровой турбины для двухконтурной схемы ПГУ	35
3.5. Техничко-экономические показатели двухконтурной схемы ПГУ	38
3.6. Расчет числа ступеней и распределения теплоперепада по ступеням унифицированной паровой турбины, при использовании одноконтурной схемы ПГУ	39
3.6.1. Расчет первой и последней ступени ЧВД, распределение теплоперепада по ступеням ЧВД	39
3.6.2. Расчет первой и последней ступени ЧНД, распределение теплоперепада по ступеням ЧНД	45
4. РАСЧЕТ И 3D МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ УНИФИЦИРОВАННОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ	50
4.1. Поступенчатый расчет унифицированной паровой турбины, при использовании одноконтурной схемы ПГУ	50
4.2. Разработка 3D модели лопаточного аппарата унифицированной паровой турбины	52
4.2.1. Разработка 3D модели лопаточного аппарата ЧВД.....	52

4.2.2. Разработка 3D модели лопаточного аппарата ЧНД	54
4.2.3. Разработка 3D модели лопаточного аппарата последней ступени ..	57
4.2.3.1. Расчет последней ступени с учетом изменения параметров по радиусу.....	56
4.2.3.2. Профилирование лопаточного аппарата последней ступени ..	62
4.2.3.3. Расчет последней ступени на растяжение.	64
4.2.3.4. Расчет последней ступени на изгиб	67
4.3. Разработка 3D модели проточной части унифицированной паровой турбины	76
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	80
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	81
ПРИЛОЖЕНИЯ	82

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время на предприятиях различных отраслей промышленности Российской Федерации ежегодно образуются миллионы тонн твердых отходов, которые содержат существенный энергетический потенциал. Эти отходы могут использоваться для получения биотоплива, например, пеллетов, производимых из древесины.

Не менее важной задачей является создание экономичных установок, использующих твердое биотопливо. Перспективным направлением с этой точки зрения представляется использование парогазовых технологий. Так же необходимо определить возможные схемные решения газотурбинной установки, работающей на твердом биотопливе, так как ГТУ, на базе которых создаются парогазовые установки, пока могут работать либо на природном газе, либо на легких сортах жидкого топлива.

В связи с этим, была поставлена цель, создание ПГУ в которой возможно использовать более дешевые сорта топлива по сравнению с природным газом.

Условно бакалаврскую работу можно разделить на расчетную и графическую часть. В расчетной части представлены: расчет тепловых схем ГТУ и ПГУ, проточной части унифицированной паровой турбины, а так же расчет последней ступени с учетом изменения параметров по радиусу. Кроме того проведены расчеты на прочность спрофилированного рабочего лопаточного аппарата последней ступени части низкого давления.

Расчеты выполнялись с помощью программных пакетов MathCAD, WaterSteamPRO, DLP и EXEL. Разработка проточной части унифицированной паровой турбины проводилась с помощью комплексов Numeca, SolidWorks, AutoCAD и КОМПАС-3D.

Глава I

Выбор и расчет принципиальной тепловой схемы ГТУ при сжигании твердого биотоплива

1.1. Анализ вариантов принципиальной тепловой схемы ГТУ

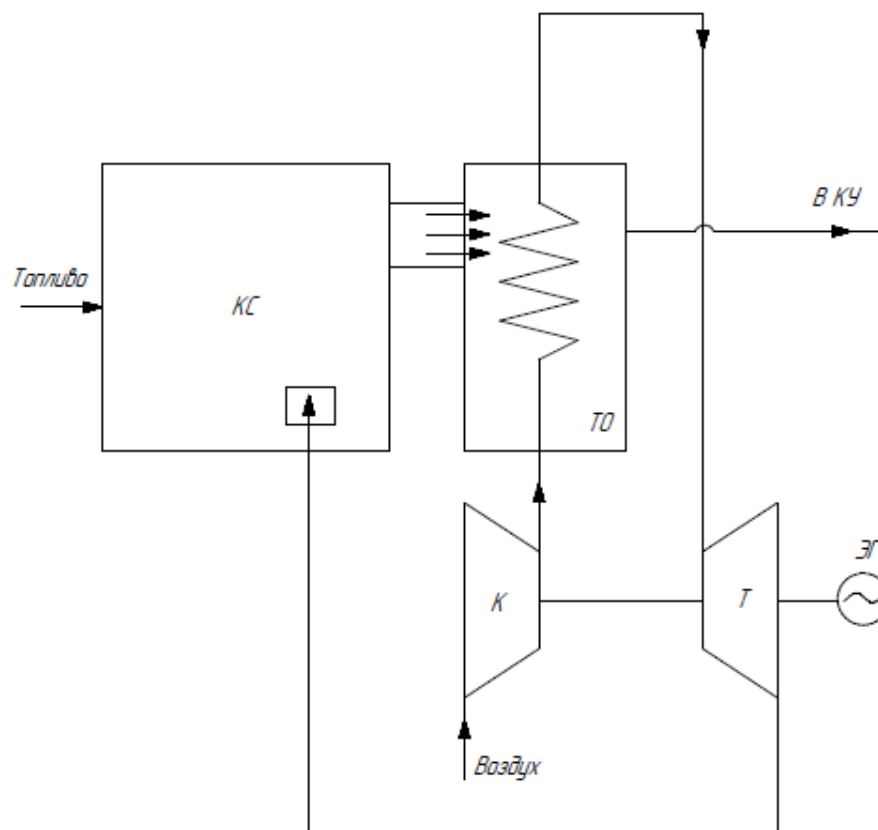


Рисунок 1.1. Схема ГТУ с выносной камерой сгорания и теплообменником

Вариант схемы на рис. 1.1 предполагает полное исключение возможности попадания в проточную часть турбины твердых частиц. Такое решение заключается в использовании рекуперативного теплообменника, в котором воздух после компрессора нагревается от продуктов сгорания, поступающих в него из выносной камеры сгорания. В данном варианте рабочим телом в турбине является горячий воздух. Растут размеры камеры сгорания, так как воздух для процесса горения поступает после расширения в газовой турбине.

Следующий вариант схемы на рис. 1.2 как и в «классическом» исполнении ГТУ, предполагает расширение в газовой турбине продуктов сгорания, образующихся при сжигании в КС горючего газа, полученного путем газификации твердого топлива. Однако такой путь ведет к существенному увеличению стоимости установки и затрат на собственные нужды на 10-20%.

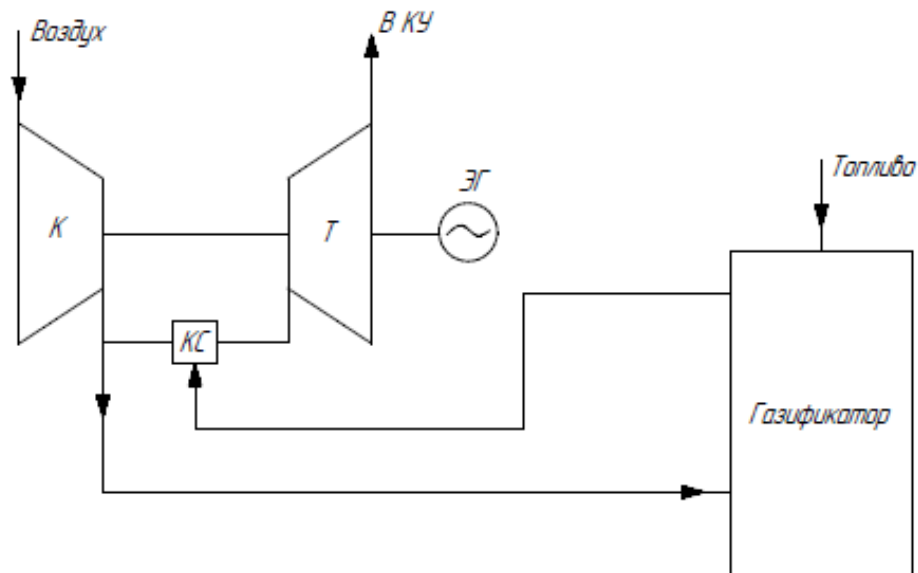


Рисунок 1.2. Схема ГТУ с газификатором

Вариант схемы на рис. 1.3 который и будет в дальнейшем рассчитываться, предполагает использование выносной КС с топочными устройствами вихревого циклонного типа, после которой продукты сгорания направляются в сепараторы инерционного типа, что позволяет снизить содержание твердых частиц на 95-98%. В этом случае одной из основных проблем становится обеспечение эксплуатационной надежности и ресурса работы ГТ.

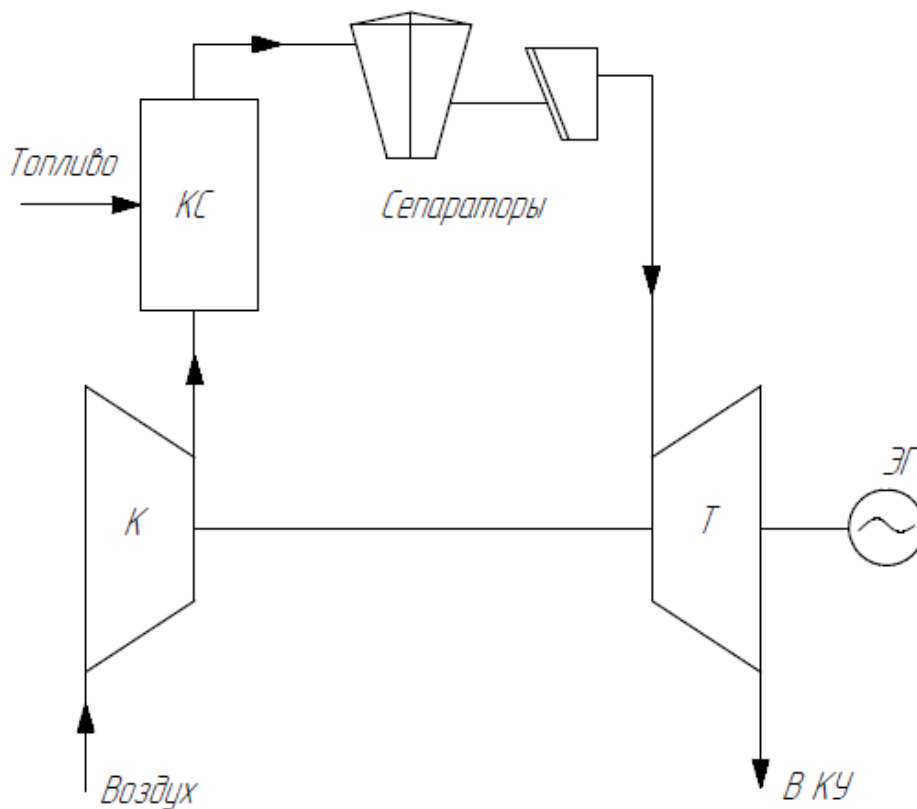


Рисунок 1.3. Схема ГТУ с выносной камерой сгорания и сепараторами

1.2. Исходные данные

Базой для сравнения была ГТУ PG6581В мощностью 44 МВт (изготовитель General Electric) на Челябинской ТЭЦ-1. Так же был задан примерный состав топлива, который представлен в таблице.

Наименование	Обозначение	Размерность	Древесина
Зольность	A^r	%	0,5
Влажность	W^r	%	8,7
Углерод	C^r	%	45,8
Водород	H^r	%	5,5
Кислород	O^r	%	39,4
Азот	N^r	%	0,08
Сера	S^r	%	0,01
Хлор	Cl^r	%	0,009
Выход летучих	V^{daf}	%	81,9
Высшая теплота сгорания	Q_{ep}	кДж/кг	18197
Низшая теплота сгорания	Q_{np}	кДж/кг	16775

1.3. Расчет принципиальной тепловой схемы ГТУ

Для обеспечения эксплуатационной надежности газовой турбины с применением закрытой системы охлаждения лопаточного аппарата, температуру газов T_c перед ней примем 1135°C (см. конец раздела 1.3).

Значения принимаем исходя из рекомендаций [1]:

$T_a = (15 + 273.15)\text{K} = 288.15\text{K}$ - температура окружающего воздуха;

$p_a = 101.3\text{кПа}$ - атмосферное давление;

$\eta_M = 99\%$ - механический КПД ГТУ;

$\eta_{ЭГ} = 98\%$ - КПД электрогенератора;

$\eta_K = 86\%$ - КПД компрессора ГТУ;

$\eta_{КС} = 99\%$ - КПД камеры сгорания;

$\eta_T = 88\%$ - КПД турбины ГТУ.

Оптимальную степень сжатия компрессора рассчитаем по полезной работе:

$$\tau = \frac{T_c}{T_a} = 4.887$$

$$\varepsilon_{\text{оптН}} = (\tau \cdot \eta_T \cdot \eta_K)^{\frac{1}{2 \cdot m}} = 12.369$$

Найдем давления во всех точках цикла, коэффициенты потерь выбираем исходя из рекомендаций [1]:

Коэффициент гидравлических потерь в КВОУ:

$$\xi_{\text{ВХ}} = 1.5\%$$

Гидравлические потери в КВОУ перед компрессором;

$$\Delta P_{\text{ВХ}} = \xi_{\text{ВХ}} \cdot p_a = 1.52\text{кПа}$$

Давление перед компрессором

$$P_a = p_a - \Delta P_{\text{ВХ}} = 99.781\text{кПа}$$

Давление на выходе из компрессора:

$$P_b = \varepsilon_{\text{оптН}} \cdot P_a = 1.234\text{МПа}$$

Коэффициент гидравлических потерь в камере сгорания:

$$\xi_{\text{КС}} = 2.5\%$$

Гидравлические потери в камере сгорания:

$$\Delta P_{\text{КС}} = \xi_{\text{КС}} \cdot P_b = 30.854\text{кПа}$$

Давление на входе в газовую турбину:

$$P_c = P_b - \Delta P_{\text{КС}} = 1.203\text{МПа}$$

Коэффициент гидравлических потерь в дымовой трубе после котла утилизатора:

$$\xi_{\text{ВЫХ}} = 2\%$$

Гидравлические потери на выхлопе:

$$\Delta P_{\text{дт}} = \xi_{\text{ВЫХ}} \cdot \frac{P_a}{(1 - \xi_{\text{ВЫХ}})} = 2.067 \text{ кПа}$$

Давление на выходе из котла утилизатора:

$$P_{\text{ддт}} = p_a + \Delta P_{\text{дт}} = 103.367 \text{ кПа}$$

Коэффициент гидравлических потерь в котле утилизаторе:

$$\xi_{\text{КУ}} = 2\%$$

Гидравлические потери в котле утилизаторе:

$$\Delta P_{\text{КУ}} = \xi_{\text{КУ}} \cdot \frac{P_{\text{ддт}}}{(1 - \xi_{\text{КУ}})} = 2.11 \text{ кПа}$$

Давление на выходе из газовой турбины:

$$P_d = P_{\text{ддт}} + \Delta P_{\text{КУ}} = 105.477 \text{ кПа}$$

Тогда суммарный коэффициент гидравлических потерь равен:

$$\xi_{\text{СУМ}} = \xi_{\text{ВХ}} + \xi_{\text{КС}} + \xi_{\text{ВЫХ}} + \xi_{\text{КУ}} = 8 \%$$

Следовательно, найдем коэффициент гидравлических потерь и степень расширения в газовой турбине:

$$\lambda = 1 - \xi_{\text{СУМ}} = 0.92$$

$$\delta_{\text{ww}} = \varepsilon_{\text{ОПТН}} \cdot \lambda = 11.379$$

Рассчитаем параметры рабочего тела в цикле, учитывая его теплофизические свойства, при помощи программы water steam pro.

Зададим состав воздуха:

$$x_{\text{СВ_N2}} = 78.03 \% \quad x_{\text{СВ_H2}} = 0.01 \% \quad x_{\text{СВ_Ar}} = 0.94 \%$$

$$x_{\text{СВ_O2}} = 20.99 \% \quad x_{\text{СВ_CO2}} = 0.03 \%$$

Зададим смесь и определим параметры воздуха:

$$id_{\text{CM}} = \text{wspgNEWID}(0)$$

$$\text{wspgADDGASV}(id_{\text{CM}}, \text{wspgN2}, x_{\text{СВ_N2}}) = 1$$

$$\text{wspgADDGASV}(id_{\text{CM}}, \text{wspgO2}, x_{\text{СВ_O2}}) = 2$$

$$\text{wspgADDGASV}(id_{\text{CM}}, \text{wspgAr}, x_{\text{СВ_H2}}) = 3$$

$$\text{wspgADDGASV}(id_{\text{CM}}, \text{wspgH2}, x_{\text{СВ_CO2}}) = 4$$

$$\text{wspgADDGASV}(id_{\text{CM}}, \text{wspgCO2}, x_{\text{СВ_Ar}}) = 5$$

Энтальпия воздуха перед компрессором:

$$h_{oc_св} = \text{wspgHIDT}(id_{см}, T_a) - \text{wspgHIDT}(id_{см}, T_{ну}) = 15.119 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теплоемкость воздуха перед компрессором:

$$C_{p_св} = \text{wspgCPIDT}(id_{см}, T_a) = 1.008 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$$

Газовая постоянная воздуха перед компрессором:

$$R_{св} = \text{wspgCPIDT}(id_{см}, T_a) - \text{wspgCVIDT}(id_{см}, T_a) = 286.77 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$$

Уточненное значение осредненной теплоемкости воздуха (см. ниже):

$$C_{p_св_осред} = 1.031 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$$

Определим температуру и энтальпию воздуха за компрессором:

$$T_b = T_a \cdot \left[1 + \left(\frac{\epsilon_{\text{ОПТН}}^{m_{св}} - 1}{\eta_k} \right) \right] = 354.39 \text{ } ^\circ\text{C}$$

где коэффициент $m_{св} = R_{св} / C_{p_св_осред}$.

$$h_{b_св} = \text{wspgHIDT}(id_{см}, T_b) - \text{wspgHIDT}(id_{см}, T_{ну}) = 365.027 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Уточнение значения осредненной теплоемкости воздуха:

$$C_{p'_B} = \frac{h_{b_св} - h_{oc_св}}{T_b - T_a} = 1.031 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$$

$$\frac{|C_{p_св_осред} - C_{p'_B}|}{C_{p_св_осред}} = 0.001 \%$$

Рассчитаем работу компрессора:

$$H_k = \frac{T_a \cdot (\epsilon_{\text{ОПТН}}^{m_{св}} - 1)}{\eta_k} \cdot C_{p'_B} = 349.908 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Зададим состав рабочей массы топлива:

$$W_p = 8.7\% \quad C_p = 45.8\%$$

$$A_p = 0.5\% \quad H_p = 5.5\%$$

$$O_p = 39.4\% \quad N_p = 0.1\%$$

$$S_p = 0\%$$

Рассчитаем стехеометрический расход воздуха для данного состава топлива:

$$V_0 = 0.0889 \cdot (C_p + 0.375 \cdot S_p) + 0.265 \cdot H_p - 0.0333 \cdot O_p = 0.04217$$

$$V'_0 = 4.217 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$V_{\text{ВОЗ}_b} = \text{wspgVIDT}(\text{id}_{\text{сМ}}, T_b) = 1.8 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$\rho_{\text{ВОЗ}} = \frac{1}{V_{\text{ВОЗ}_b}} = 0.556 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$L_0 = V'_0 \cdot \rho_{\text{ВОЗ}} = 2.343 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Найдем теоретические объемы чистых продуктов сгорания:

$$V_{\text{CO}_2} = 0.0186 \cdot (C_p + 0.375 \cdot S_p) = 0.009$$

$$V_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot V_0 + 0.008 \cdot N_p = 0.033$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0.111 \cdot H_p + 0.0124 \cdot W_p = 0.007$$

$$V_{\Gamma} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} = 0.049$$

$$\text{CO}_2 = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\Gamma}} \cdot 100\% = 17.376 \%$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\Gamma}} \cdot 100\% = 14.653 \%$$

$$\text{N}_2 = \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\Gamma}} \cdot 100\% = 67.971 \%$$

Зададим состав чистых продуктов сгорания:

$$x_{\text{чПС}_\text{N}_2} = 67.971 \% \quad x_{\text{чПС}_\text{CO}_2} = 17.376 \%$$

$$x_{\text{чПС}_\text{H}_2\text{O}} = 14.653 \%$$

Зададим смесь и определим параметры продуктов сгорания и коэффициент избытка воздуха:

$$\text{id}_{\text{чПС}} = \text{wspgNEWID}(0)$$

$$\text{wspgADDGASV}(\text{id}_{\text{чПС}}, \text{wspgN}_2, x_{\text{чПС}_\text{N}_2}) = 1$$

$$\text{wspgADDGASV}(\text{id}_{\text{чПС}}, \text{wspgH}_2\text{O}, x_{\text{чПС}_\text{H}_2\text{O}}) = 2$$

$$\text{wspgADDGASV}(\text{id}_{\text{чПС}}, \text{wspgCO}_2, x_{\text{чПС}_\text{CO}_2}) = 3$$

Энтальпия чистых продуктов сгорания перед газовой турбиной:

$$h_{\text{чПС}} = \text{wspgHIDT}(\text{id}_{\text{чПС}}, T_c) - \text{wspgHIDT}(\text{id}_{\text{чПС}}, T_{\text{Hy}}) = 1395.937 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия воздуха перед газовой турбиной:

$$h_{c_св} = \text{wspgHIDT}(id_{см}, T_c) - \text{wspgHIDT}(id_{см}, T_{ny}) = 1261.457 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Уточненное значение коэффициента избытка воздуха (см. ниже):

$$\alpha = 7.075$$

Доля чистых продуктов сгорания:

$$r_{чпс} = \frac{1 + L_0}{1 + \alpha \cdot L_0} = 0.19$$

Доля воздуха:

$$r_B = \frac{L_0 \cdot (\alpha - 1)}{1 + \alpha \cdot L_0} = 0.81$$

Энтальпия продуктов сгорания перед газовой турбиной:

$$h_c = r_B \cdot h_{c_св} + r_{чпс} \cdot h_{счпс} = 1287.033 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Рассчитаем удельный расход топлива, где $g_T = \text{Вт}/\text{ГВ}$:

$$g_T = \frac{h_c - h_b}{Q_{нр} \cdot \eta_{кс} - h_c} = 0.06$$

Уточнение значения коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha' = \frac{1}{g_T \cdot L_0} = 7.075$$

$$\frac{|\alpha - \alpha'|}{\alpha} = 0 \%$$

Газовая постоянная продуктов сгорания:

$$R_{чпс} = \text{wspgCPIDT}(id_{чпс}, T_c) - \text{wspgCVIDT}(id_{чпс}, T_c) = 283.502 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$R_T = r_B \cdot R_{св} + R_{чпс} \cdot r_{чпс} = 0.286 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Уточненное значение осредненной теплоемкости продуктов сгорания (см. ниже):

$$Cp_{T_осред} = 1.1994 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Определим температуру и энтальпию продуктов сгорания за газовой турбиной:

$$T_d = T_c \cdot \left[1 - \left(1 - \delta^{-m_T} \right) \cdot \eta_T \right] = 589.521 \text{ } ^\circ\text{C}$$

где коэффициент $m_T = R_T / Cp_{T_осред}$.

Энтальпия чистых продуктов сгорания за газовой турбиной:

$$hd_{\text{чпс}} = \text{wspgHIDT}(id_{\text{чпс}}, T_d) - \text{wspgHIDT}(id_{\text{чпс}}, T_{\text{ну}}) = 677.762 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия воздуха за газовой турбиной:

$$hd_{\text{св}} = \text{wspgHIDT}(id_{\text{см}}, T_d) - \text{wspgHIDT}(id_{\text{см}}, T_{\text{ну}}) = 622.214 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия продуктов сгорания за газовой турбиной:

$$h_d = r_{\text{в}} \cdot hd_{\text{св}} + hd_{\text{чпс}} \cdot r_{\text{чпс}} = 632.778 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Уточнение значения осредненной теплоемкости продуктов сгорания:

$$C'_{\text{рг}} = \frac{h_c - h_d}{T_c - T_d} = 1.1994 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$\frac{|C_{\text{рг_осред}} - C'_{\text{рг}}|}{C_{\text{рг_осред}}} = 0.001 \%$$

Определим работу газовой турбиной:

$$H_{\text{T}} = C_{\text{рг_осред}} \cdot T_c \cdot \left[\left(1 - \delta^{-m_{\text{T}}} \right) \cdot \eta_{\text{T}} \right] = 654.248 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Из уравнения баланса мощности для вала, найдем расход воздуха:

$$G_{\text{в}} = \frac{\frac{N_{\text{э}}}{\eta_{\text{эГ}}}}{\eta_{\text{м}} \cdot (1 + g_{\text{T}}) \cdot H_{\text{T}} - H_{\text{к}}} = 133.282 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход топлива в камере сгорания:

$$B_{\text{T}} = G_{\text{в}} \cdot g_{\text{T}} = 8.039 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход газов на выходе из газовой турбины и соответственно на входе в КУ:

$$G_{\text{Г}} = B_{\text{T}} + G_{\text{в}} = 141.321 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Оценим температуру материала лопаточного аппарата первой ступени газовой турбины, при начальной температуре газов $T_c = 1135^\circ\text{C}$. По рис. 1.4 (см. кривую 2), выберем долю охлаждающего воздуха, отбираемого за последней ступенью компрессора $g_{\text{охл}} = 2,2\%$ и интенсивность охлаждения $\Theta = 0,43$. [2]

$$\Theta = \frac{T_c - T'_m}{T_c - T_b}$$

$$T_{\text{мат}} = 799.338 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Таким образом температура материала лопаточного аппарата порядка 800°C , чтобы обеспечивает его надежную работу. Следовательно температура перед газовой турбина выбрана правильно.

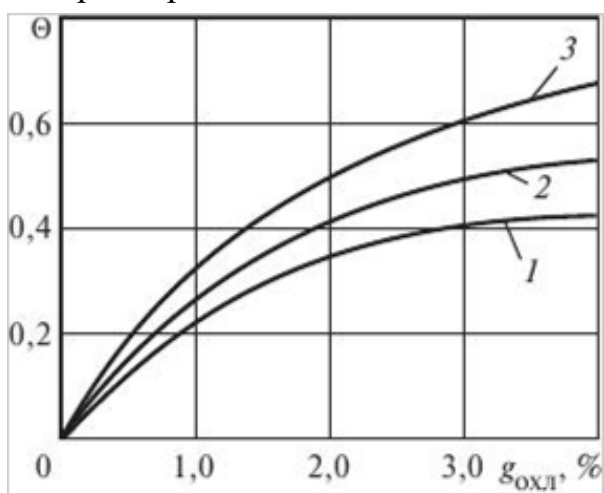


Рисунок 1.4. эффективность охлаждения срединного участка профиля лопаток с внутренним дефлектором:

1 — гладкая внутренняя поверхность; 2 — оребренная поверхность; 3 — оребренная поверхность с припаянным дефлектором

Глава II
Расчет ПГУ на базе ГТУ, работающей на твердом биотопливе
2.1. Расчет одноконтурной схемы ПГУ

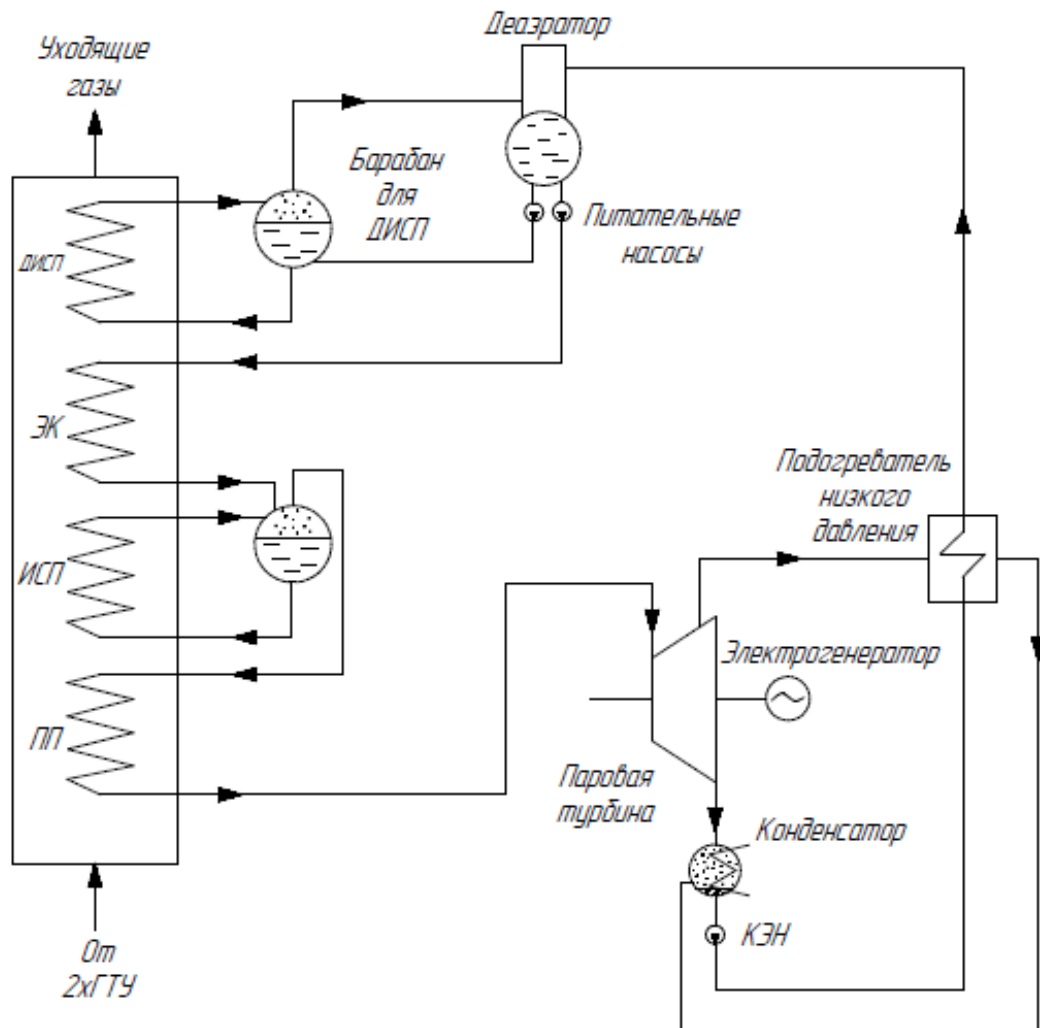


Рисунок 2.1. Схема одноконтурной ПГУ

Найдем температуру пара на выходе из ПП, для этого зададимся разностью температур газов на входе в КУ и пара на выходе из ПП:

$$\delta T_0 = 50\text{К}$$

$$T_0 = \theta_d - \delta T_0 = 540^\circ\text{C}$$

Примем значение давления пара перед стопорным клапаном ВД $P_0=6,5\text{МПа}$ и найдем энтальпию:

$$h_0 = \text{wspHPT}(P_0, T_0) = 3512.632 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Найдем давление пара в барабане, приняв для этого коэффициент гидравлических потерь в трубопроводе ПП $\xi_{\text{ПП}}=5\%$:

$$P_6 = (1 + \xi_{\text{ПП}}) \cdot P_0 = 6.825\text{МПа}$$

Зная давление в барабане найдем температуру и энтальпию насыщения:

$$T_s = \text{wspTSP}(P_6) = 284.122 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_6 = \text{wspHSST}(T_s) = 2774.817 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Примем значение недогрева питательной воды, поступающей в барабан:

$$\Delta T_6 = 5.431 \text{ К}$$

Найдем энтальпию питательной воды, поступающей в барабан:

$$h_{\text{ЭК}} = \text{wspHPT}[P_6, (T_s - \Delta T_6)] = 1229.554 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Примем температурный напор в пинч-точке:

$$\delta T_s = 6.569 \text{ К}$$

Температура газов за ИСП:

$$\theta_s = T_s + \delta T_s = 290.691 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Рассчитаем энтальпию газов на входе в КУ и на выходе из ИСП:

$$I_d = C_{\text{пр}} \cdot (\theta_d - 273.15 \text{ К}) = 710.95 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$I_s = C_{\text{пр}} \cdot (\theta_s - 273.15 \text{ К}) = 350.283 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Расход пара, генерируемого контуром ПП и ИСП, найдем из уравнения теплового баланса:

$$D_0 = 2G_{\Gamma} \cdot \frac{I_d - I_s}{h_0 - h_{\text{ЭК}}} = 43.601 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Параметры питательной воды в деаэраторе, из которого она поступает в контур ЭК. Давление в деаэраторе P_d примем 20 кПа.

$$T_d = \text{wspTSP}(P_d) = 60.059 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h'_d = \text{wspHSWT}(T_d) = 251.4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Из уравнение теплового баланса для ЭК, найдем энтальпию газов:

$$I_{\text{ЭК}} = I_s - \frac{D_0 \cdot (h_{\text{ЭК}} - h'_d)}{2G_{\Gamma}} = 195.759 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры в барабане контура ДИСП:

$$P_{\text{бди}} = 50 \text{ кПа}$$

$$T_{\text{бди}} = \text{wspTSP}(P_{\text{бди}}) = 354.467 \text{ К}$$

$$h''_{\text{бди}} = \text{wspHSST}(T_{\text{бди}}) = 2645.213 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h'_{\text{бди}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{бди}}) = 340.476 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Примем нагрев воды в ПНД до 45°C:

$$h_{\text{впнд}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{пнд}}) = 188.437 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Из уравнение теплового баланса для деаэратора, найдем расход пара для контура ДИСП:

$$D_{\text{д}} = \frac{D_0 \cdot (h'_{\text{д}} - h_{\text{впнд}})}{2(h''_{\text{бди}} - h'_{\text{д}})} = 0.573 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Примем давление в конденсаторе $P_{\text{к}} = 5 \text{кПа}$, найдем энтальпию и температуру конденсата:

$$T_{\text{к}} = \text{wspTSP}(P_{\text{к}}) = 32.875 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h'_{\text{к}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{к}}) = 137.765 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$v''_{\text{к}} = \text{wspVPT}(P_{\text{к}}, T_{\text{к}}) = 28.186 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Температурный напор на выходе из ПНД:

$$\Delta T_{\text{пнд}} = 5 \text{К}$$

Температура и энтальпия конденсата на выходе из ПНД:

$$T'_{\text{пнд}} = T_{\text{пнд}} + \Delta T_{\text{пнд}} = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h'_{\text{пнд}} = \text{wspHSWT}(T'_{\text{пнд}}) = 209.336 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Так как температура конденсата на выходе из ПНД, соответствует температуре насыщения, найдем давление при котором необходимо отобрать пар из турбины:

$$P_{\text{пнд}} = \text{wspPST}(T'_{\text{пнд}}) = 0.012 \text{ МПа}$$

Из уравнение теплового баланса для ПНД, найдем расход пара отбираемого из турбины. Для этого необходимо рассчитать действительную энтальпию. При расчете все значения уточнены (см. раздел 3.1):

Теоретические и действительные значения в точке отбора:

$$S_{\text{пнд}} = \text{wspSPH}(P_{0\text{чнд}}, h_{0\text{чнд}}) = 7.148 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$h_{\text{пндт}} = \text{wspHPS}(P_{\text{пнд}}, S_{\text{пнд}}) = 2291.865 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{\text{пнд}} = h_0 - (h_0 - h_{\text{пндт}}) \cdot \eta_{0i} = 2502.338 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Расход пара на ПНД:

$$D_{\text{пнд}} = \frac{[(D_0 - D_{\text{ут}}) \cdot h_{\text{впнд}} - (D_0 - D_{\text{ут}}) \cdot h'_{\text{к}}]}{(h_{\text{пнд}} - h'_{\text{пнд}})} = 0.949 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Из уравнение теплового баланса для ДИСП, найдем энтальпию и температуру уходящих газов:

$$I_{yx} = I_{\text{ЭК}} - \frac{D_d \cdot (h''_{\text{бди}} - h'_d)}{2G_{\Gamma}} = 190.786 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\theta_{yx} = \left(\frac{I_{yx}}{C_{\text{рг}}} + 273.15\text{K} \right) = 158.329 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Проверка баланса теплоты со стороны газа и со стороны пара:

$$Q_{\Gamma} = 2G_{\Gamma} \cdot (I_d - I_{yx}) = 143.565 \text{ МВт}$$

$$Q_{\Pi} = D_0 \cdot (h_0 - h'_d) + D_d \cdot (h''_{\text{бди}} - h'_d) = 143.565 \text{ МВт}$$

$$\frac{|Q_{\Gamma} - Q_{\Pi}|}{Q_{\Gamma}} = 0\%$$

Тепловые мощности поверхностей ПП, ИСП, ЭЖ и ДИСП:

$$Q_{\text{ПП}} = 2G_{\Gamma} \cdot (I_d - I_{\text{ПП}}) = 32169.364 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ИСП}} = 2G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{ПП}} - I_s) = 67374.85 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ЭЖ}} = 2G_{\Gamma} \cdot (I_s - I_{\text{ЭК}}) = 42648.37 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ДИСП}} = 2G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{ЭК}} - I_{yx}) = 1372.611 \text{ кВт}$$

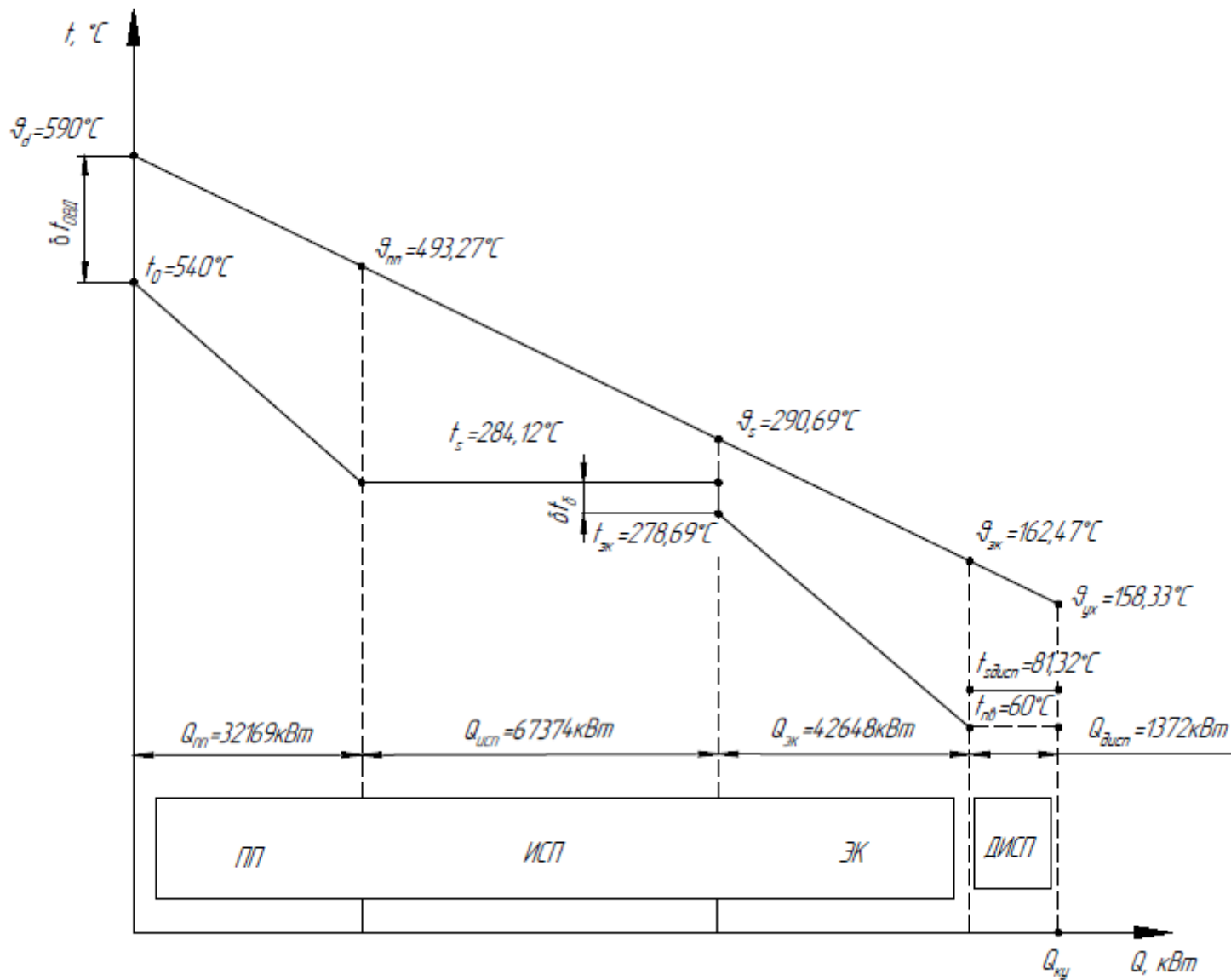


Рисунок 2.2. Q-t диаграмма одноконтурной схемы ПГУ

2.2. Расчет двухконтурной схемы ПГУ

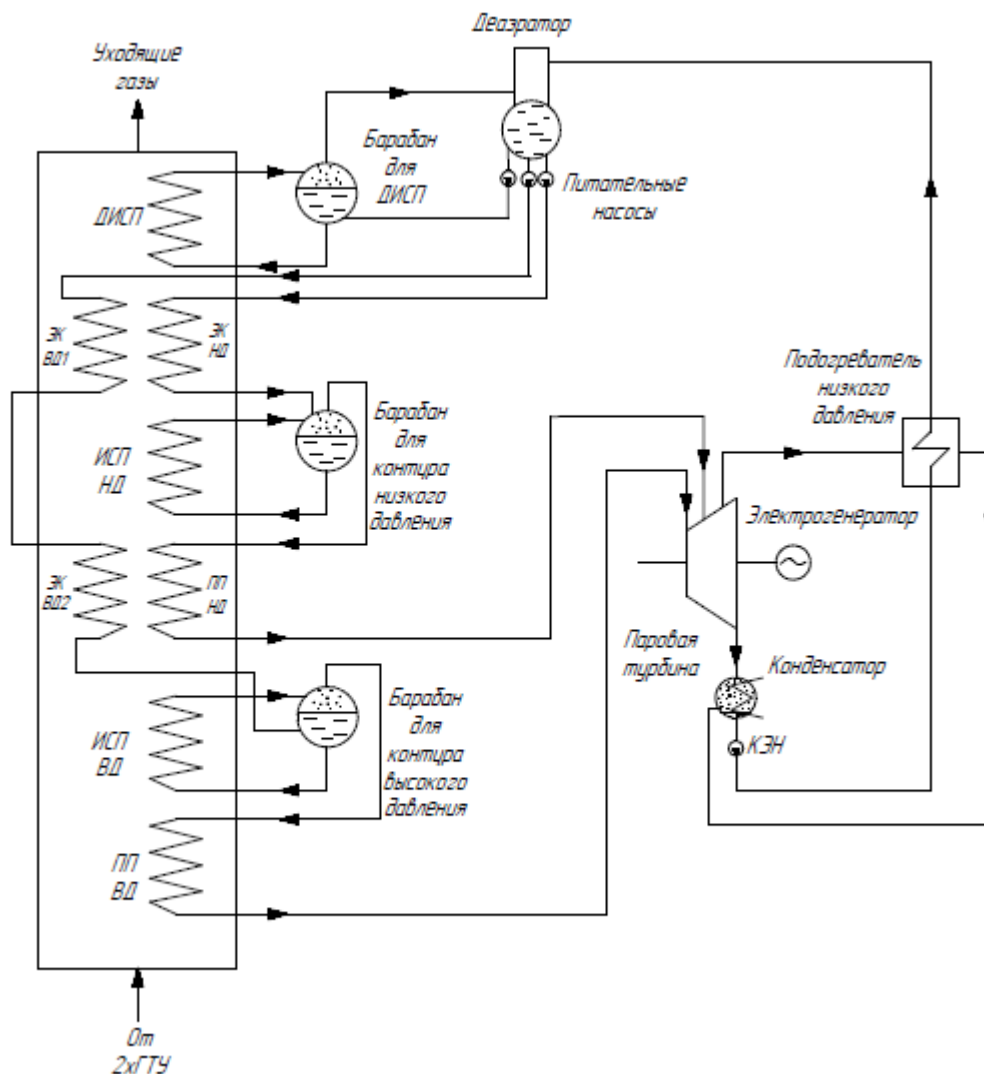


Рисунок 2.3. Схема двухконтурной ПГУ

Температурный напор на выходе из контура ППВД

Найдем температуру пара на выходе из ПП, для этого зададимся разностью температур газов на входе в КУ и пара на выходе из ПП:

$$\delta T_{0\text{ВД}} = 50\text{К}$$

$$T_{0\text{ВД}} = \theta_{\text{двд}} - \delta T_{0\text{ВД}} = 540\text{ }^\circ\text{C}$$

Примем значение давления пара перед стопорным клапаном ВД $P_0 = 6,5\text{МПа}$ и найдем энтальпию:

$$h_{0\text{ВД}} = \text{wspHPT}(P_{0\text{ВД}}, T_{0\text{ВД}}) = 3512.632 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Найдем давление пара в барабане, приняв для этого коэффициент гидравлических потерь в трубопроводе ПП ВД $\xi_{\text{ппвд}} = 5\%$:

$$P_{\text{бвд}} = (1 + \xi_{\text{ппвд}}) \cdot P_{0\text{ВД}} = 6.825\text{ МПа}$$

Зная давление в барабане ВД найдем температуру и энтальпию насыщения:

$$T_{\text{свд}} = \text{wspTSP}(P_{\text{бвд}}) = 284.122 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{бвд}} = \text{wspHSST}(T_{\text{свд}}) = 2774.817 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Значение недогрева и энтальпии питательной воды, поступающей в барабан ВД:

$$\Delta T_{\text{бвд}} = 7.122 \text{ К}$$

$$h_{\text{эквд2}} = \text{wspHPT}[P_{\text{бвд}}, (T_{\text{свд}} - \Delta T_{\text{бвд}})] = 1220.708 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Примем температурный напор в пинч-точке контура ВД:

$$\delta T_{\text{свд}} = 7.878 \text{ К}$$

Температура газов за ИСП ВД:

$$\theta_{\text{свд}} = T_{\text{свд}} + \delta T_{\text{свд}} = 292 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Рассчитаем энтальпию газов на входе в КУ и на выходе из ИСП ВД:

$$I_{\text{двд}} = C_{\text{рг}} \cdot (\theta_{\text{двд}} - 273.15 \text{ К}) = 710.95 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$I_{\text{свд}} = C_{\text{рг}} \cdot (\theta_{\text{свд}} - 273.15 \text{ К}) = 351.86 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Расход пара, генерируемого контуром ПП ВД и ИСП ВД, найдем из уравнения теплового баланса:

$$D_{0\text{вд}} = 2G_{\text{Г}} \cdot \frac{I_{\text{двд}} - I_{\text{свд}}}{h_{0\text{вд}} - h_{\text{эквд2}}} = 43.243 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Так как ЭК ВД2 и ПП НД расположены параллельно, то температуру пара на выходе из контура НД, примем равной температуре питательной воды в ЭК ВД2.

$$T_{0\text{нд}} = T_{\text{свд}} - \Delta T_{\text{бвд}} = 277 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Чтобы узнать давление в барабане низкого давления примем давление перед СРК НД $P_{0\text{нд}} = 0,5 \text{ МПа}$, а так же примем коэффициент гидравлических потерь $\xi_{\text{ппнд}} = 5\%$:

$$P_{\text{бнд}} = (1 + \xi_{\text{ппнд}}) \cdot P_{0\text{нд}} = 0.525 \text{ МПа}$$

Зная давление в барабане НД найдем температуру и энтальпию насыщения пара и воды:

$$T_{\text{снд}} = \text{wspTSP}(P_{\text{бнд}}) = 153.683 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h''_{\text{бнд}} = \text{wspHSST}(T_{\text{снд}}) = 2750.276 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h'_{\text{бнд}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{снд}}) = 648.176 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Значение недогрева энтальпия питательной воды, поступающей в

барабан НД:

$$\Delta T_{\text{бнд}} = 7.122\text{K}$$

$$h_{\text{экнд}} = \text{wspHPT}\left[P_{\text{бнд}}, (T_{\text{снд}} - \Delta T_{\text{бнд}})\right] = 617.476 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия пара перед СРК НД:

$$h_{0\text{нд}} = \text{wspHPT}(P_{0\text{нд}}, T_{0\text{нд}}) = 3017.073 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Так как ЭК ВД1 и ЭК НД расположены параллельно, то температуру питательной воды на выходе из ЭК ВД1, примем ниже температуры питательной воды на выходе из ЭК НД на 8,683°C.

$$T_{\text{вх}_{\text{эквд1}}} = T_{\text{снд}} - 8.683\text{K} = 145^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{вх}_{\text{эквд1}}} = \text{wspHPT}(P_{\text{бвд}}, T_{\text{вх}_{\text{эквд1}}}) = 614.774 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Найдем температуры газов в пинч-точке контура НД, приняв температурный напор в пинч-точке контура НД :

$$\delta T_{\text{снд}} = 6.317\text{K}$$

$$\theta_{\text{снд}} = T_{\text{снд}} + \delta T_{\text{снд}} = 160^\circ\text{C}$$

Из уравнения теплового баланса для контура ЭК ВД2 и ИСП НД, найдем расход пара в контуре НД:

$$C_{\text{рг}} \cdot 2G_{\text{г}} \cdot (\theta_{\text{свд}} - \theta_{\text{снд}}) = D_{0\text{вд}} \cdot (h_{\text{эквд2}} - h_{\text{вх}_{\text{эквд1}}}) + D_{0\text{нд}} \cdot (h_{0\text{нд}} - h_{\text{экнд}})$$

$$D_{0\text{нд}} = 7.375 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Параметры питательной воды в деаэраторе, из которого она поступает в контур ЭК НД и ЭК ВД1. Давление в деаэраторе $P_{\text{д}}$ примем 20 кПа.

$$T_{\text{д}} = \text{wspTSP}(P_{\text{д}}) = 60.059^\circ\text{C}$$

$$h'_{\text{д}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{д}}) = 251.4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры барабана контура ДИСП при давлении $P_{\text{бди}} = 50$ кПа:

$$T_{\text{бди}} = \text{wspTSP}(P_{\text{бди}}) = 81.317^\circ\text{C}$$

$$h''_{\text{бди}} = \text{wspHSST}(T_{\text{бди}}) = 2645.213 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h'_{\text{бди}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{бди}}) = 340.476 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Примем нагрев воды в ПНД до 45°C:

$$h_{\text{впнд}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{пнд}}) = 188.437 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Примем давление в конденсаторе $P_k = 5 \text{ кПа}$, найдем энтальпию и температуру конденсата:

$$T_k = \text{wspTSP}(P_k) = 32.875 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h'_k = \text{wspHSWT}(T_k) = 137.765 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$v''_k = \text{wspVPT}(P_k, T_k) = 28.186 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Температурный напор на выходе из ПНД:

$$\Delta T_{\text{ПНД}} = 5 \text{ К}$$

Температура и энтальпия конденсата на выходе из ПНД:

$$T'_{\text{ПНД}} = T_{\text{ПНД}} + \Delta T_{\text{ПНД}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h'_{\text{ПНД}} = \text{wspHSWT}(T'_{\text{ПНД}}) = 209.336 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Так как температура конденсата на выходе из ПНД, соответствует температуре насыщения, найдем давление при котором необходимо отобрать пар из турбины:

$$P_{\text{ПНД}} = \text{wspPST}(T'_{\text{ПНД}}) = 0.012 \text{ МПа}$$

Из уравнение теплового баланса для ПНД, найдем расход пара отбираемого из турбины. Для этого необходимо рассчитать действительную энтальпию. При расчете все значения уточнены (см. раздел 3.2):

Теоретические и действительные значения в точке отбора:

$$S_{\text{ПНД}} = \text{wspSPH}(P_{0\text{чнд}}, h_{0\text{чнд}}) = 7.183 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$h_{\text{ПНДт}} = \text{wspHPS}(P_{\text{ПНД}}, S_{\text{ПНД}}) = 2303.24 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{\text{ПНД}} = h_{0\text{чнд}} - (h_{0\text{чнд}} - h_{\text{ПНДт}}) \cdot \eta_{0i} = 2406.915 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Расход пара на ПНД:

$$D_{\text{ПНД}} = \frac{[(D_{0\text{вд}} - D_{\text{ут}}) \cdot h_{\text{вПНД}} - (D_{0\text{вд}} - D_{\text{ут}}) \cdot h'_{\text{к}}]}{(h_{\text{ПНД}} - h'_{\text{ПНД}})} = 0.982 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Из уравнение теплового баланса для ЭК НД и ЭК ВД1, найдем температуру газов перед контуром ДИСП:

$$C_{\text{рг}} \cdot 2G_{\text{Г}} \cdot (\theta_{\text{снд}} - \theta_{\text{дисп}}) = D_{0\text{нд}} \cdot (h_{\text{экнд}} - h'_{\text{д}}) + D_{0\text{вд}} \cdot (h_{\text{вх}_{\text{эквд1}}} - h'_{\text{д}})$$

$$\theta_{\text{дисп}} = 104.635 \text{ }^\circ\text{C}$$

Из уравнение теплового баланса для деаэратора, найдем расход пара в контуре ДИСП:

$$D_d \cdot (h''_{\text{бди}} - h'_d) = (D_{0\text{вд}} + D_{0\text{нд}}) \cdot (h'_d - h_{\text{впнд}})$$

$$D_d = 1.331 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Из уравнение теплового баланса для ДИСП, найдем температуру уходящих газов:

$$C_{\text{рг}} \cdot 2G_{\text{Г}} \cdot (\theta_{\text{дисп}} - \theta_{\text{ух}}) = D_d \cdot (h''_{\text{бди}} - h'_d)$$

$$\theta_{\text{ух}} = 95.053 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Проверка баланса теплоты со стороны газа и со стороны пара:

$$Q_{\text{Г}} = C_{\text{рг}} \cdot 2G_{\text{Г}} \cdot (\theta_{\text{двд}} - \theta_{\text{ух}}) = 164.61 \text{ МВт}$$

$$Q_{\text{П}} = D_{0\text{вд}} \cdot (h_{0\text{вд}} - h'_d) + D_{0\text{нд}} \cdot (h_{0\text{нд}} - h'_d) \dots = 164.61 \text{ МВт} \\ + D_d \cdot (h''_{\text{бди}} - h'_d)$$

$$\frac{|Q_{\text{Г}} - Q_{\text{П}}|}{Q_{\text{Г}}} = 0\%$$

Тепловые мощности поверхностей ПП ВД, ИСП ВД, ЭК ВД2 и ПП НД, ИСП НД, ЭК НД и ЭК ВД1, ДИСП:

$$Q_{\text{ппвд}} = 2G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{двд}} - I_{\text{ппвд}}) = 31905.059 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{испвд}} = 2G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{ппвд}} - I_{\text{свд}}) = 67203.808 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{эквд2_ппнд}} = 2G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{свд}} - I_{\text{эквд2}}) = 28169.941 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{испнд}} = 2G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{эквд2}} - I_{\text{снд}}) = 15730.457 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{эквд1_экнд}} = 2G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{снд}} - I_{\text{дисп}}) = 18413.277 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{дисп}} = 2G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{дисп}} - I_{\text{ух}}) = 3187.048 \text{ кВт}$$

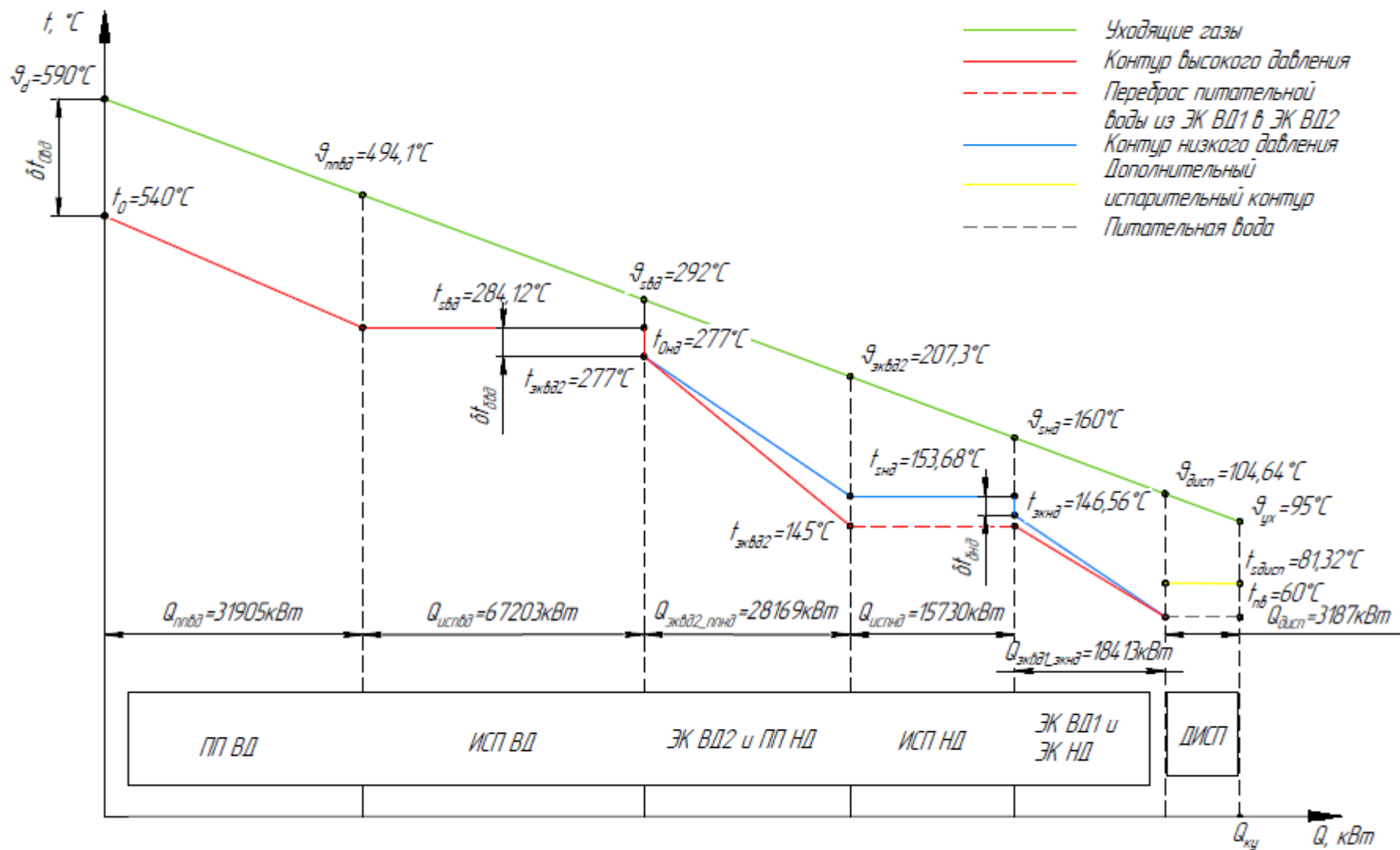


Рисунок 2.4. Q-t диаграмма двухконтурной схемы ПГУ

Глава III

Тепловой расчет унифицированной паровой турбины 3.1. Выбор параметров последней ступени и числа отсеков

Суммарный объемный расход, проходящий через последнюю ступень паровой турбины одноконтурной схемы:

$$\Sigma D_0 = (D_0 - D_{\text{пнд}} - D_{\text{ут}}) \cdot v''_k = 1183.763 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

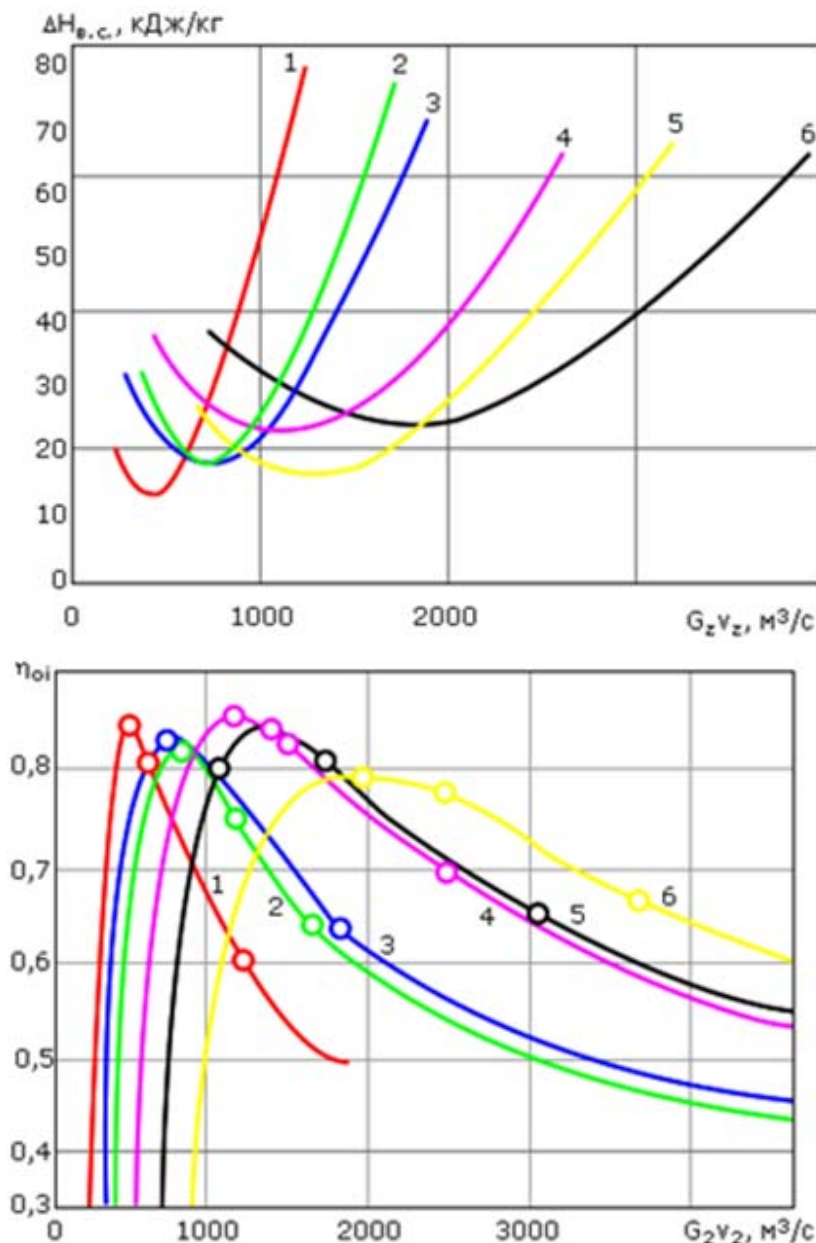


Рисунок 3.1. Выбор уровня потерь с выходной скоростью (а) и эффективности последних ступеней (б) ЧНД: 1 - $l_2=550$ мм, $d_k=1350$ мм; 2 - $l_2=755$ мм, $d_k=1350$ мм; 3 - $l_2=755$ мм, $d_k=1520$ мм; 4 - $l_2=960$ мм, $d_k=1520$ мм; 5 - $l_2=1000$ мм, $d_k=1800$ мм; 6 - $l_2=1200$ мм, $d_k=1800$ мм

Пользуясь рисунком выше выбираем однопоточную ЧНД с рабочей лопаткой последней ступени длиной $l_2=0,65$ м и корневым диаметром $d_k=1,45$ м.

При объемном расходе пара через один поток $1183 \text{ м}^3/\text{с}$ "сухой" КПД последней ступени составит $0,8$, а потери с выходной скоростью $\Delta H_{\text{вс}} = 30 \text{ кДж/кг}$.

Таким образом, для одноконтурной и двухконтурной схемы, будет унифицированная одноцилиндровая паровая турбины с двумя отсеками, соответственно часть высокого давления и часть низкого давления.

3.2. Приближенный расчет паровой турбины одноконтурной схемы ПГУ

Параметры пара перед турбиной, а потери давления в СРК примем

$$\xi_{\text{срк}} = 3\%:$$

$$P'_0 = (1 - \xi_{\text{срк}}) \cdot P_0 = 6.305 \text{ МПа}$$

$$h_0 = 3512.632 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$S'_0 = \text{wspSPH}(P'_0, h_0) = 6.974 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$v'_0 = \text{wspVPH}(P'_0, h_0) = 0.057 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Определим теоретические параметры пара за ЧВД, потери давления в поворотной камере примем $\xi_{\text{пов}} = 3\%$, а давление перед ЧНД $P_{0\text{чнд}} = 0,5 \text{ МПа}$. Так как процесс расширения пара изоэнтальпийный, то $S_{\text{зчвдт}} = S'_0$.

$$P_{\text{зчвд}} = (1 + \xi_{\text{пов}}) \cdot P_{0\text{чнд}} = 0.515 \text{ МПа}$$

$$h_{\text{зчвдт}} = \text{wspHPS}(P_{\text{зчвд}}, S_{\text{зчвдт}}) = 2821.369 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$v_{\text{зчвдт}} = \text{wspVPH}(P_{\text{зчвд}}, h_{\text{зчвдт}}) = 0.397 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Располагаемый теплоперепад на ЧВД:

$$H_{0\text{чвд}} = h_0 - h_{\text{зчвдт}} = 691.263 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Оценим относительный внутренний КПД ЧВД, предварительно приняв средний для отсека объем пара и коэффициент, учитывающий влажность (в ЧВД соответственно коэффициент равен 1):

$$v_{\text{срчвдт}} = \sqrt{v'_0 \cdot v_{\text{зчвдт}}} = 0.15 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$\eta_{\text{оичвд}} = \left(0.92 - \frac{0.2 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{D_0 \cdot v_{\text{срчвдт}}} \right) \cdot \left[1 + \frac{\left(H_{0\text{чвд}} - 700 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)}{20000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}} \right] = 88.913 \%$$

Действительные параметры пара за последней ступенью ЧВД:

$$h_{\text{зчвд}} = h_0 - (h_0 - h_{\text{зчвдт}}) \cdot \eta_{\text{оичвд}} = 2898.007 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$v_{\text{зчвд}} = \text{wspVPH}(P_{\text{зчвд}}, h_{\text{зчвд}}) = 0.432 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$v_{\text{срчвд}} = \sqrt{v'_0 \cdot v_{\text{зчвд}}} = 0.157 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Параметры пара перед первой ступенью ЧНД:

$$P_{0\text{чнд}} = 0.5 \text{ МПа}$$

$$h_{0\text{чнд}} = 2898.007 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$S_{0\text{чнд}} = \text{wspSPH}(P_{0\text{чнд}}, h_{0\text{чнд}}) = 7.148 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры пара за последней ступенью ЧНД, так как процесс расширения пара изоэнтальпийный, то $S_{\text{зчнд}} = S_{0\text{чнд}}$:

$$h_{\text{кт}} = \text{wspHPS}(P_{\text{к}}, S_{0\text{чнд}}) = 2179.565 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Располагаемый теплоперепад на отсек:

$$H_{0\text{чнд}} = h_{0\text{чнд}} - h_{\text{кт}} = 718.442 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим какая часть теплоперепада находится в области влажного пара, так как процесс расширения пара изоэнтальпийный, то $S_{\text{с}} = S_{0\text{чнд}}$:

$$h_{\text{с}} = \text{wspROUGHSS}(S_{\text{с}}) = 2703.301 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$H_{\text{0влажныйпар}} = h_{\text{с}} - h_{\text{кт}} = 523.736 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

При оценке относительного внутреннего КПД ЧНД, используем метод приближения для нахождения степени влажности в конце действительного процесса. Степень влажности в начале процесса $y_0 = 0$, коэффициент влагоудаления $\gamma_{\text{вл}} = -0,02$.

Уточненное значение относительного внутреннего КПД ЧНД:

$$\eta_{\text{0чнд}}' = 82.759\%$$

Действительная степень влажности в конце процесса расширения:

$$h_{\text{к}} = h_{0\text{чнд}} - (h_{0\text{чнд}} - h_{\text{кт}}) \cdot \eta_{\text{0чнд}}' = 2303.432 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$x_{\text{к}} = \text{wspXPH}(P_{\text{к}}, h_{\text{к}}) = 89.38\%$$

$$y_{\text{з}} = 1 - x_{\text{к}} = 10.62\%$$

Уточнение значения относительного внутреннего КПД ЧНД:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0.8 \cdot (1 - \gamma_{\text{в.у}}) \cdot \frac{(y_0 + y_{\text{з}})}{2} \cdot \frac{H_{\text{0влажныйпар}}}{H_{0\text{чнд}}} = 0.968$$

$$\eta_{0iчнд} = 0.87 \cdot \left(1 + \frac{H_{0чнд} - 400 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}}{10000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}} \right) \kappa_{вп} - \frac{\Delta H_{в.с}}{H_{0чнд}} = 82.759\%$$

$$\frac{|\eta_{0iчнд} - \eta_{0iчнд}'|}{\eta_{0iчнд}} = 0\%$$

Процесс расширения пара в турбине представлен на h-s диаграмме рис. 3.2.

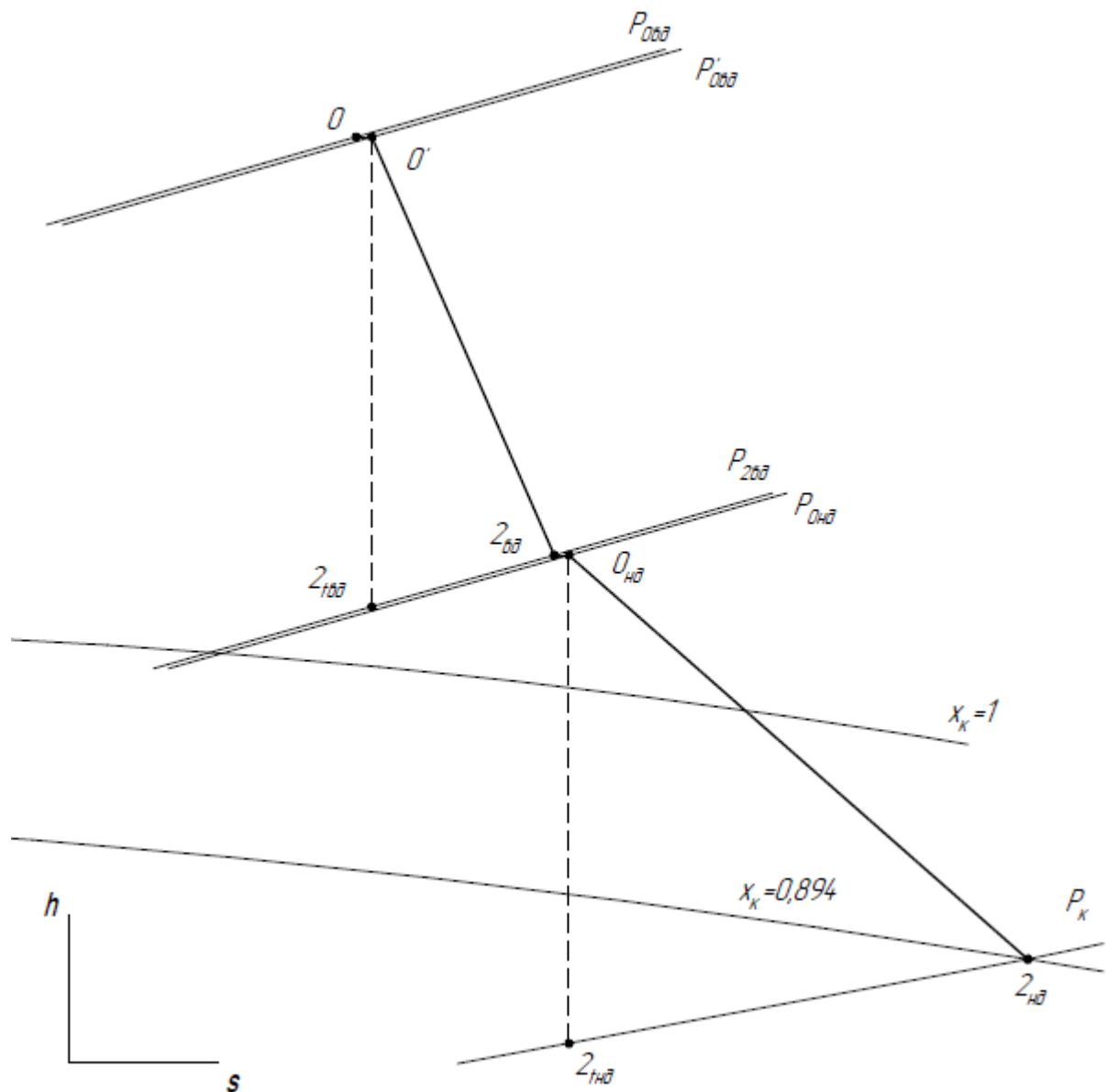


Рисунок 3.2. Процесс расширения пара в h-s диаграмме

3.3. Техничко-экономические показатели однокотурной схемы

КПД КУ:

$$\eta_{\text{ку}} := \frac{C_{\text{рг}} \cdot (\theta_{\text{d}} - \theta_{\text{ух}})}{C_{\text{рг}} \cdot (\theta_{\text{d}} - T_{\text{a}})} = 75.073 \%$$

Электрическая мощность паровой турбины:

$$N_{\text{пт}_3} := \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эг}} \cdot \left[(D_0 - D_{\text{ут}}) \cdot (h_0 - h_{\text{зчвд.}}) \dots \right. \\ \left. + (D_0 - D_{\text{ут}} - D_{\text{пнд}}) \cdot (h_{\text{очнд}} - h_{\text{к}}) \right] = 49.723 \text{ МВт}$$

Суммарная электрическая мощность паровой турбины и газотурбинной установки:

$$N_{\text{пгу}_3} := N_{\text{пт}_3} + 2N_{\text{гту}_3} = 137.723 \text{ МВт}$$

Тепловая мощность КУ:

$$Q_{\text{пту}} := 2G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{д}} - I_{\text{ух}}) = 143.565 \text{ МВт}$$

Электрический КПД паровой турбины:

$$\eta_{\text{пт}_3} := \frac{N_{\text{пт}_3}}{Q_{\text{пту}}} = 34.634 \%$$

Электрический КПД паросиловой установки:

$$\eta_{\text{псу}_3} := \eta_{\text{пт}_3} \cdot \eta_{\text{ку}} = 26.001 \%$$

Тепловая мощность камеры сгорания ГТУ:

$$Q_{\text{кс}} := Q_{\text{нр}} \cdot V_{\text{Т}} = 136.381 \text{ МВт}$$

Электрический КПД ГТУ:

$$\eta_{\text{гту}_3} := \frac{N_{\text{гту}_3}}{Q_{\text{нр}} \cdot V_{\text{Т}}} = 32.263 \%$$

Электрический КПД ПГУ:

$$\eta_{\text{пгу}_3} := \frac{N_{\text{пгу}_3}}{2Q_{\text{кс}}} = 50.492 \%$$

3.4. Приближенный расчет паровой турбины для двухконтурной схемы ПГУ

Параметры пара перед турбиной, а потери давления в СРК примем

$$\xi_{\text{срк}} = 3\%:$$

$$P'_{0\text{вд}} = (1 - \xi_{\text{срк}}) \cdot P_{0\text{вд}} = 6.305 \text{ МПа}$$

$$S'_{0\text{вд}} = \text{wspSPH}(P'_{0\text{вд}}, h_{0\text{вд}}) = 6.974 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$v'_{0\text{вд}} = \text{wspVPH}(P'_{0\text{вд}}, h_{0\text{вд}}) = 0.057 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Определим теоретические параметры пара за ЧВД, потери давления в поворотной камере примем $\xi_{\text{пов}} = 3\%$, а давление перед ЧНД $P_{0\text{чнд}} = 0,5 \text{ МПа}$. Так как процесс расширения пара изоэнтропийный, то $S_{\text{зчвдт}} = S'_{0\text{вд}}$.

$$P_{\text{зчвд}} = (1 + \xi_{\text{пов}}) \cdot P_{0\text{чнд}} = 0.515 \text{ МПа}$$

$$h_{\text{зчвдт}} = \text{wspHPS}(P_{\text{зчвд}}, S_{\text{зчвдт}}) = 2821.369 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$v_{\text{зчвдт}} = \text{wspVPH}(P_{\text{зчвд}}, h_{\text{зчвдт}}) = 0.397 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Располагаемый теплоперепад на ЧВД:

$$H_{0\text{чвд}} = h_{0\text{вд}} - h_{\text{зчвдт}} = 691.263 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Оценим относительный внутренний КПД ЧВД, предварительно приняв средний для отсека объем пара и коэффициент, учитывающий влажность (в ЧВД соответственно коэффициент равен 1):

$$v_{\text{срчвдт}} = \sqrt{v'_{0\text{вд}} \cdot v_{\text{зчвдт}}} = 0.15 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$\eta_{\text{oiчвд}} = \left(0.92 - \frac{0.2 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{D_{0\text{вд}} \cdot v_{\text{срчвдт}}} \right) \cdot \left[1 + \frac{\left(H_{0\text{чвд}} - 700 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)}{20000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}} \right] = 88.888 \%$$

Действительные параметры пара за последней ступенью ЧВД:

$$h_{\text{зчвд}} = h_{0\text{вд}} - (h_{0\text{вд}} - h_{\text{зчвдт}}) \cdot \eta_{\text{oiчвд}} = 2898.182 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$v_{\text{зчвд}} = \text{wspVPH}(P_{\text{зчвд}}, h_{\text{зчвд}}) = 0.432 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Параметры пара перед первой ступенью ЧНД:

$$P_{0\text{ЧНД}} = 0.5 \text{ МПа}$$

$$h_{0\text{ЧНД}} = \frac{D_{0\text{ВД}} \cdot h_{z\text{ЧВД}} + D_{0\text{НД}} \cdot h_{0\text{НД}}}{D_{0\text{ВД}} + D_{0\text{НД}}} = 2915.505 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$S_{0\text{ЧНД}} = \text{wspSPH}(P_{0\text{ЧНД}}, h_{0\text{ЧНД}}) = 7.183 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Параметры пара за последней ступенью ЧНД, так как процесс расширения пара изоэнтальпийный, то $S_{z\text{ЧНД}} = S_{0\text{ЧНД}}$:

$$h_{\text{кт}} = \text{wspHPS}(P_{\text{к}}, S_{0\text{ЧНД}}) = 2190.337 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\Sigma D_0 = D_{0\text{ВД}} - D_{\text{пнд}} - D_{\text{ут}} + D_{0\text{НД}} = 49.204 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Располагаемый теплоперепад на отсек:

$$H_{0\text{ЧНД}} = h_{0\text{ЧНД}} - h_{\text{кт}} = 725.168 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим какая часть теплоперепада в области влажного пара, так как процесс расширения пара изоэнтальпийный, то $S_s = S_{0\text{ЧНД}}$:

$$h_s = \text{wspROUGHSS}(S_s) = 2698.485 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$H_{0\text{влажныйпар}} = h_s - h_{\text{кт}} = 508.147 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

При оценке относительного внутреннего КПД ЧНД, используем метод приближения для нахождения степени влажности в конце действительного процесса. Степень влажности в начале процесса $y_0 = 0$, коэффициент влагоудаления $\gamma_{\text{вп}} = -0,02$.

Уточненное значение относительного внутреннего КПД ЧНД:

$$\eta_{0\text{чнд}}' = 83.067\%$$

Действительная степень влажности в конце процесса расширения:

$$h_{\text{к}} = h_{0\text{ЧНД}} - (h_{0\text{ЧНД}} - h_{\text{кт}}) \cdot \eta_{0\text{чнд}}' = 2313.13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$x_{\text{к}} = \text{wspXPH}(P_{\text{к}}, h_{\text{к}}) = 89.78\%$$

$$y_z = 1 - x_{\text{к}} = 10.22\%$$

Уточнение значения относительного внутреннего КПД ЧНД:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0.8 \cdot (1 - \gamma_{\text{в.у}}) \cdot \frac{(y_0 + y_z)}{2} \cdot \frac{H_{0\text{влажныйпар}}}{H_{0\text{ЧНД}}} = 0.971$$

$$\eta_{0i\text{чнд}} = 0.87 \cdot \left(1 + \frac{H_{0\text{чнд}} - 400 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}}{10000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}} \right) k_{\text{вл}} - \frac{\Delta H_{\text{в.с}}}{H_{0\text{чнд}}} = 83.067 \cdot \%$$

$$\frac{|\eta_{0i\text{чнд}} - \eta_{0i\text{чнд}}'|}{\eta_{0i\text{чнд}}} = 0 \cdot \%$$

Процесс расширения пара в турбине представлен на h-s диаграмме рис. 3.3.

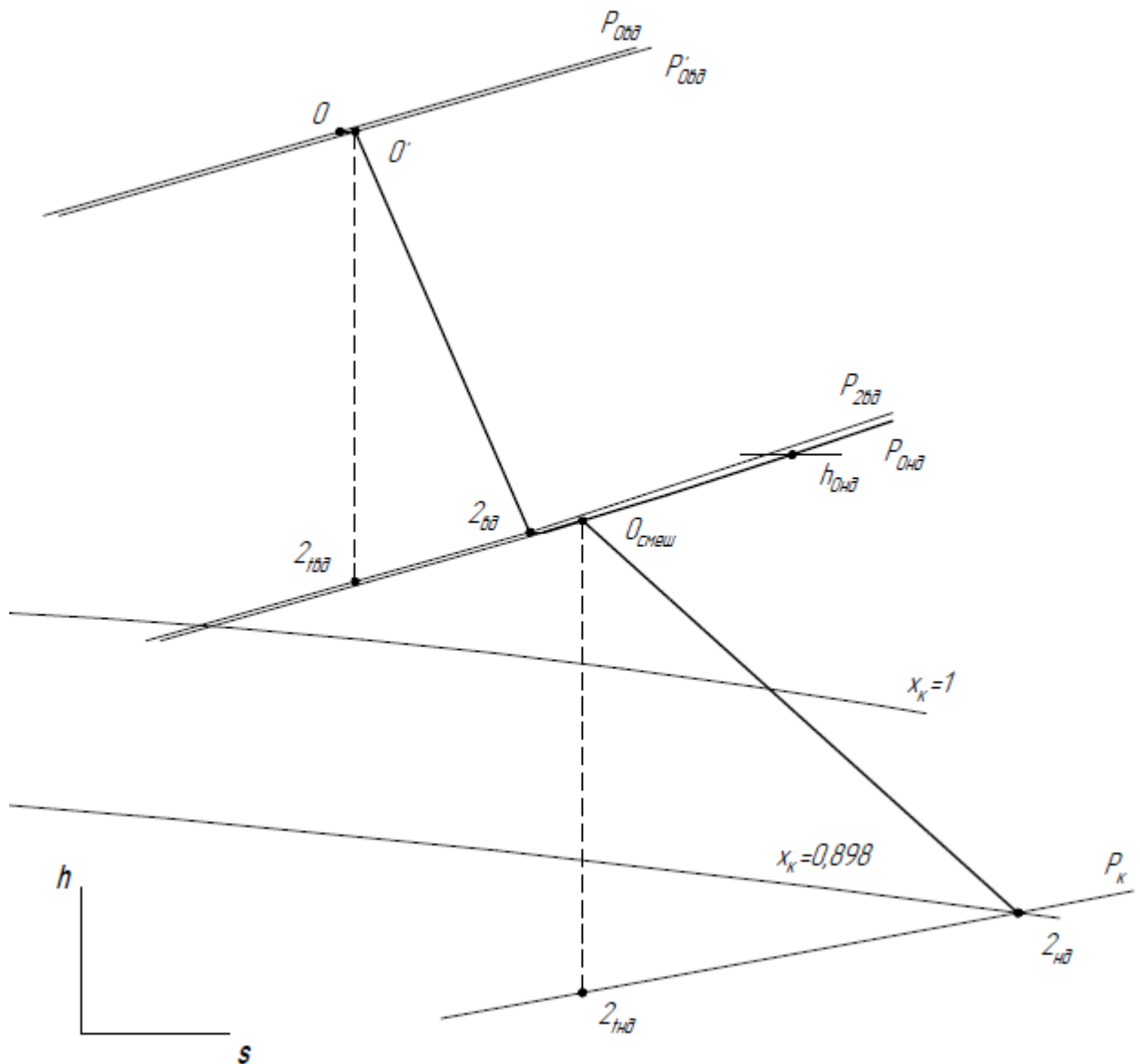


Рисунок 3.3. Процесс расширения пара в h-s диаграмме

3.5. Техничко-экономические показатели двухконтурной схемы ПГУ

КПД КУ:

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{C_{\text{рг}} \cdot (\theta_{\text{двд}} - \theta_{\text{ух}})}{C_{\text{рг}} \cdot (\theta_{\text{двд}} - T_{\text{а}})} = 86.078 \%$$

Электрическая мощность паровой турбины:

$$N_{\text{пт}_9} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эг}} \cdot \left[(D_{0\text{вд}} - D_{\text{ут}}) \cdot (h_{0\text{вд}} - h_{\text{зчвд}}) \dots \right. \\ \left. + (D_{0\text{вд}} - D_{\text{ут}} - D_{\text{пнд}} + D_{0\text{нд}}) \cdot (h_{0\text{чнд}} - h_{\text{к}}) \right] = 54.277 \text{ МВт}$$

Суммарная электрическая мощность паровой турбины и газотурбинной установки:

$$N_{\text{пгу}_9} = N_{\text{пт}_9} + 2N_{\text{гту}_9} = 142.277 \text{ МВт}$$

Тепловая мощность КУ:

$$Q_{\text{пту}} = 2G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{двд}} - I_{\text{ух}}) = 164.61 \text{ МВт}$$

Электрический КПД паровой турбины:

$$\eta_{\text{пт}_9} = \frac{N_{\text{пт}_9}}{Q_{\text{пту}}} = 32.973 \%$$

Электрический КПД паросиловой установки:

$$\eta_{\text{псу}_9} = \eta_{\text{пт}_9} \cdot \eta_{\text{ку}} = 28.382 \%$$

Тепловая мощность камеры сгорания ГТУ:

$$Q_{\text{кс}} = Q_{\text{нр}} \cdot V_{\text{т}} = 136.381 \text{ МВт}$$

Электрический КПД ГТУ:

$$\eta_{\text{гту}_9} = \frac{N_{\text{гту}_9}}{Q_{\text{нр}} \cdot V_{\text{т}}} = 32.263 \%$$

Электрический КПД ПГУ:

$$\eta_{\text{пгу}_9} = \frac{N_{\text{пгу}_9}}{2Q_{\text{кс}}} = 52.162 \%$$

3.6. Расчет числа ступеней и разбивка теплоперепадов по ступеням

3.6.1. Расчет первой и последней ступени ЧВД, распределение теплоперепада по ступеням ЧВД

Параметры пара перед первой ступенью:

$$P'_0 = 6.305 \text{ МПа} \quad v'_0 = 0.057 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$S'_0 = 6.974 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad h_0 = 3512.632 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара за последней ступенью:

$$P_{\text{ЗЧВД}} = 0.515 \text{ МПа} \quad h_{\text{ЗЧВД}} = 2898.007 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$S_{\text{ЗЧВД}} = \text{wspSPH}(P_{\text{ЗЧВД}}, h_{\text{ЗЧВД}}) = 7.135 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$v_{\text{ЗЧВД}} = 0.432 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Выбираем реактивный тип облопачивания при степени реактивности 0,5 на среднем диаметре $\rho_{\text{ср}}$. Угол входа потока в сопловую решетку $\alpha_{1\text{эф}}$ примем 12° , исходя из рекомендаций.[2]

Закон изменения корневого диаметра $d_k = \text{const}$. Средний диаметр первой ступени $d_{\text{Iср}} = 1,3 \text{ м}$. Частота вращения $n = 50 \text{ с}^{-1}$ и хорду 40 мм.

Рассчитаем u/c_ϕ и найдем скорость c_ϕ , зададимся коэффициентом скорости в сопловой решетке $\Phi = 0,958$:

$$u_I = \pi \cdot d_{\text{Iср}} \cdot n = 204.204 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$c_{\text{I}\phi} = \frac{u_I}{\frac{\Phi \cdot \cos(\alpha_{1\text{эф}})}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho_{\text{ср}}}}} = 308.183 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Рассчитаем теплоперепад первой ступени:

$$H'_{\text{I0}} = \frac{c_{\text{I}\phi}^2}{2} = 47.488 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теплоперепад сопловой и рабочей решетки будет равный, так как степень реактивности 0,5:

$$H'_{\text{I0с}} = (1 - \rho_{\text{ср}}) \cdot H'_{\text{I0}} = 23.744 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теоретические параметры пара за сопловой решеткой:

$$S_{1t} = S'_0 = 6.974 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$h_{1t} = h_0 - H'_{I0c} = 3488.888 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$P_1 = \text{wspPHS}(h_{1t}, S_{1t}) = 5.9 \text{ МПа}$$

$$v_{1t} = \text{wspVPH}(P_1, h_{1t}) = 0.06 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Рассчитаем отношение давлений, чтобы определить в какой области течения находимся:

$$\varepsilon_1 = \frac{P_1}{P_0} = 0.908$$

дозвуковая область течения, так как больше критического отношения равного 0,546

Теоретическая абсолютная скорость выхода потока из сопловой решетке:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot H'_{I0c}} = 217.918 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Зададимся коэффициентом расхода, который больше Φ :

$$\mu_1 = 0.968$$

Из уравнения неразрывности, найдем площадь:

$$F_{I1} = \frac{D_0 \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = 0.012 \text{ м}^2$$

Определим высоту сопловой лопатки:

$$l_{I1} = \frac{F_{I1}}{\pi \cdot d_{Icp} \cdot \sin(\alpha_{1эф})} = 14.634 \text{ мм}$$

высота лопатки больше минимальной высоты для энергетических машин ($l_{Imin}=10...12 \text{ мм}$), поэтому степень парциальности оставим равной 1 ($e=1$).

Уточнение коэффициента скорости Φ и коэффициента расхода μ :

$$\Phi_{I1} = 0.98 - 0.008 \cdot \frac{b_1}{l_{I1}} = 0.958$$

$$\mu_{I1} = 0.982 - 0.005 \cdot \frac{b_1}{l_{I1}} = 0.968$$

Определим корневую степень реактивности:

$$\rho_{kI} = 1 - (1 - \rho_{cp}) \cdot \left(1 + 1.8 \cdot \frac{l_{I1}}{d_{Icp}} \right) = 0.49$$

Найдем высоту лопаток рабочей решетки, прибавив суммарную длину перекрыши $\Delta l = 1 \text{ мм}$:

$$l_{I2} = l_{I1} + \Delta l_1 = 15.634 \text{ мм}$$

Корневой диаметр первой ступени:

$$d_{2k} = d_{Icp} - l_{I1} = 1.285 \text{ м}$$

Рассчитаем последнюю ступень ЧВД, угол входа потока в сопловую решетку $\alpha_{z\phi}$ так же 12° и хорда так же 40 мм . Среднюю степень реактивности оставляем $0,5$.

Потери с выходной скоростью и сама выходная скорость из последней ступени:

$$\Delta H_{zbc} = (1 - 0.96)H'_{I0} = 1.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$c_{z2} = \sqrt{2 \cdot \Delta H_{zbc}} = 61.637 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Найдем средний диаметр последней ступени и длину рабочих лопаток:

$$d_{2k} = dz2 - lz2$$

$$lz2 \cdot dz2 = \frac{(D_0 - D_{yT}) \cdot v_{zчвд}}{c_{z2} \cdot \pi}$$

$$d_{zcp} = 1.356 \text{ м}$$

$$l_z = 70.635 \text{ мм}$$

Найдем верность последней ступени ЧВД и корневую степень реактивности:

$$\theta_{чвд} = \frac{d_{zcp}}{l_z} = 19.197$$

$$\rho_{zk} = 1 - (1 - \rho_{zcp}) \cdot \left(1 + 1.8 \cdot \frac{l_z}{d_{zcp}} \right) = 0.453$$

Рассчитаем u/c_ϕ и найдем скорость c_ϕ , зададимся коэффициентом скорости в сопловой решетке $\Phi = 0,958$:

$$u_z = \pi \cdot d_{zcp} \cdot n = 213 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$c_{z\phi} = \frac{u_z}{\frac{\Phi_{z1} \cdot \cos(\alpha_{z\phi})}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho_{zcp}}}} = 324.165 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Весь теплоперепад последней ступени:

$$H'_{z0} = \frac{c_{z\phi}^2}{2} = 52.542 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

В 1-м приближении средний располагаемый теплоперепад ступеней:

$$H_{\text{оср}} = \frac{H'_{I0} + H'_{z0} \cdot 0.94}{2} = 48.439 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

В 1-м приближении число ступеней ЧВД:

$$z_{\text{чвд}} = \frac{H_{0\text{чвд}}}{H_{\text{оср}}} = 14.271$$

Найдем коэффициент возврата теплоты, коэффициент k_T возьмем для перегретого пара исходя из рекомендаций.

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

$$q_t = k_T \cdot (1 - \eta_{oi\text{чвд}}) \cdot \left(\frac{z_{\text{чвд}} - 1}{z_{\text{чвд}}} \right) \cdot H_{0\text{чвд}} = 0.03$$

Уточнение числа ступеней с учетом коэффициента возврата теплоты:

$$z_{\text{чвд}} = (1 + q_t) \cdot \frac{H_{0\text{чвд}}}{H_{\text{оср}}} = 14.698$$

Примем $z_{\text{новое_чвд}} = 15$ ступеней части ЧВД и рассчитаем неувязку после разбивки теплоперепадов.

$$H_{0'} = \begin{pmatrix} H'_{I0} \\ H'_{I0} + \frac{H'_{z0} - H'_{I0}}{15} \\ H'_{z0} \end{pmatrix} \quad z_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \\ 15 \end{pmatrix}$$

$$f = \text{pspline}(z_1, H_{0'})$$

$$z_{\text{ст}} = 1, 2 \dots 15$$

$$H_{0'_z}(z_{\text{ст}}) = \text{interp}(f, z_1, H_{0'}, z_{\text{ст}})$$

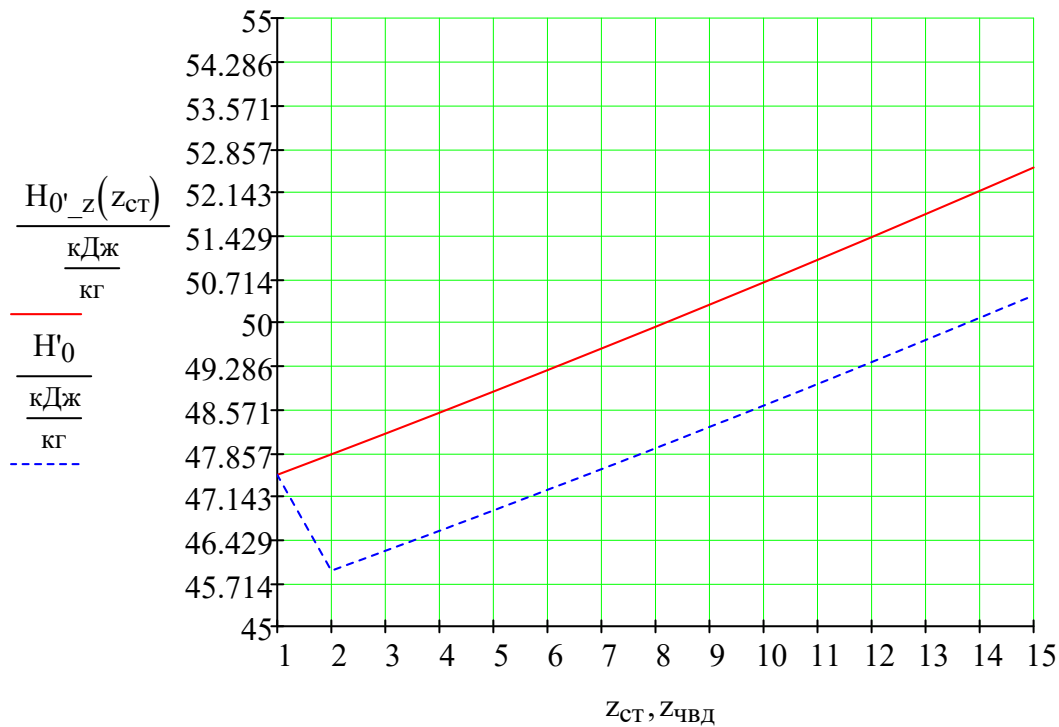


Рисунок 3.4. Распределение теплоперепада по ступеням

Средний теплоперепад ступеней определим по рис. 3.4:

$$H_{0\text{ср}} = \frac{1}{z_{\text{новое_чвд}}} \cdot \left(H_{0_z}(1) + 0.96 \cdot H_{0_z}(2) + 0.96 \cdot H_{0_z}(3) \dots \right.$$

$$\left. \begin{aligned} &+ 0.96 \cdot H_{0_z}(4) + 0.96 \cdot H_{0_z}(5) + 0.96 \cdot H_{0_z}(6) \dots \\ &+ 0.96 \cdot H_{0_z}(7) + 0.96 \cdot H_{0_z}(8) + 0.96 \cdot H_{0_z}(9) \dots \\ &+ 0.96 \cdot H_{0_z}(10) + 0.96 \cdot H_{0_z}(11) + 0.96 \cdot H_{0_z}(12) \dots \\ &+ 0.96 \cdot H_{0_z}(13) + 0.96 \cdot H_{0_z}(14) + 0.96 \cdot H_{0_z}(15) \end{aligned} \right)$$

$$H_{0\text{ср}} = 48.09 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим теплоперепад ступеней с учетом неувязки:

$$\Delta H = H_{0\text{чвд}} \cdot (1 + q_t) - \left(H_{0_z}(1) + 0.96 \cdot H_{0_z}(2) + 0.96 \cdot H_{0_z}(3) \dots \right.$$

$$\left. \begin{aligned} &+ 0.96 \cdot H_{0_z}(4) + 0.96 \cdot H_{0_z}(5) + 0.96 \cdot H_{0_z}(6) \dots \\ &+ 0.96 \cdot H_{0_z}(7) + 0.96 \cdot H_{0_z}(8) + 0.96 \cdot H_{0_z}(9) \dots \\ &+ 0.96 \cdot H_{0_z}(10) + 0.96 \cdot H_{0_z}(11) + 0.96 \cdot H_{0_z}(12) \dots \\ &+ 0.96 \cdot H_{0_z}(13) + 0.96 \cdot H_{0_z}(14) + 0.96 \cdot H_{0_z}(15) \end{aligned} \right)$$

$$\Delta H = -9.352 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

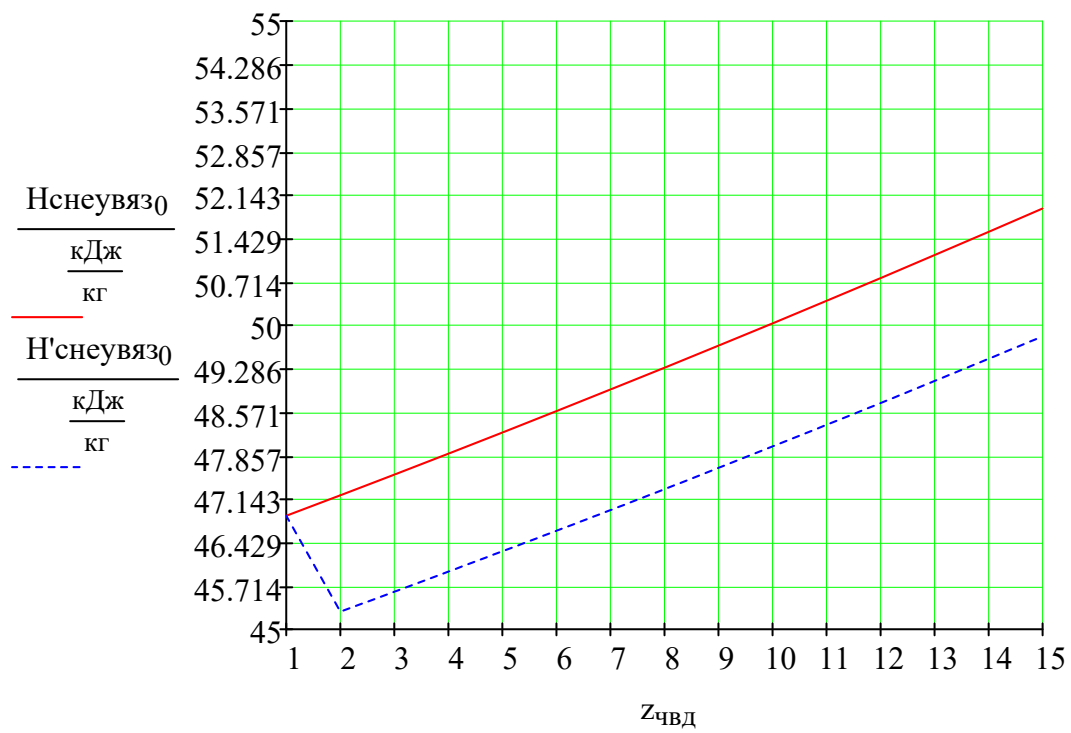


Рисунок 3.5. Распределение теплоперепада по ступеням с учетом неувязки

3.6.2. Расчет первой и последней ступени ЧНД, распределение теплоперепада по ступеням ЧНД

Параметры пара перед первой ступенью:

$$P_{0\text{ЧНД}} = 0.5 \text{ МПа} \quad v_{0\text{ЧНД}} = 0.445 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$S_{0\text{ЧНД}} = 7.148 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad h_{0\text{ЧНД}} = 2898.007 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры пара за последней ступенью:

$$P_k = 5 \text{ кПа} \quad h_k = 2303.432 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$S_k = \text{wspSPH}(P_k, h_k) = 7.553 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$v_k = \text{wspVRH}(P_k, h_k) = 25.193 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Выбираем реактивный тип облопачивания при степени реактивности 0,5 на среднем диаметре $r_{\text{ср}}$. Угол входа потока в сопловую решетку $\alpha_{1\text{эфЧНД}}$ примем 15° , исходя из рекомендаций.

Закон изменения корневого диаметра $d_k = \text{const}$. Средний диаметр первой ступени $d_{\text{ЧНДср}} = 1,52 \text{ м}$. Частота вращения $n = 50 \text{ с}^{-1}$ и хорду 70 мм.

Рассчитаем $u/c_{\text{ф}}$ и найдем скорость $c_{\text{ф}}$, зададимся коэффициентом скорости в сопловой решетке $\Phi = 0,972$:

$$u_{\text{ЧНДср}} = \pi \cdot d_{\text{ЧНДср}} \cdot n = 238.761 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$c_{\text{ЧНДФ}} = \frac{u_{\text{ЧНДср}}}{\frac{\Phi_{1\text{ЧНД}} \cdot \cos(\alpha_{1\text{эфЧНД}})}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho_{\text{ЧНДср}}}}} = 359.64 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Теплоперепад всей ступени:

$$H'_{\text{ЧНД0}} = \frac{c_{\text{ЧНДФ}}^2}{2} = 64.671 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теплоперепад сопловой и рабочей решетки будет равный, так как степень реактивности 0,5.

$$H'_{\text{ЧНД0с}} = (1 - \rho_{\text{ЧНДср}}) \cdot H'_{\text{ЧНД0}} = 32.335 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теоретические параметры пара за сопловой решеткой:

$$S_{1\text{ЧНДт}} = S_{0\text{ЧНД}} = 7.148 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$h_{1\text{чндт}} = h_{0\text{чнд}} - H'_{\text{Гчнд0с}} = 2865.672 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$P_{1\text{чнд}} = \text{wspPHS}(h_{1\text{чндт}}, S_{1\text{чндт}}) = 0.431 \text{ МПа}$$

$$v_{1\text{чндт}} = \text{wspVPH}(P_{1\text{чнд}}, h_{1\text{чндт}}) = 0.498 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Рассчитаем отношение давлений, чтобы определить в какой области течения находимся:

$$\epsilon_{1\text{чнд}} = \frac{P_{1\text{чнд}}}{P_{0\text{чнд}}} = 0.863$$

дозвуковая область течения, так как больше критического отношения равного 0,546

Теоретическая абсолютная скорость выхода потока из сопловой решетки:

$$c_{1\text{чндт}} = \sqrt{2 \cdot H'_{\text{Гчнд0с}}} = 254.304 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Зададимся коэффициентом расхода, который больше Φ :

$$\mu_{1\text{чнд}} = 0.977$$

Из уравнения неразрывности, найдем площадь:

$$F_{\text{Гчнд1}} = \frac{(D_0 - D_{\text{ут}} - D_{\text{пнд}}) \cdot v_{1\text{чндт}}}{\mu_{1\text{чнд}} \cdot c_{1\text{чндт}}} = 0.084 \text{ м}^2$$

$$l_{\text{чнд1}} = \frac{F_{\text{Гчнд1}}}{\pi \cdot d_{\text{Гчндср}} \cdot \sin(\alpha_{1\text{эфчнд}})} = 68.133 \text{ мм}$$

высота лопатки больше минимальной высоты для энергетических машин ($l_{1\text{min}}=10...12 \text{ мм}$), поэтому степень парциальности оставим равной 1 ($\epsilon=1$).

Уточнение коэффициента скорости Φ и коэффициента расхода μ :

$$\Phi_{\text{Гчнд1}} = 0.98 - 0.008 \cdot \frac{b_{1\text{чнд}}}{l_{\text{чнд1}}} = 0.972$$

$$\mu_{\text{Гчнд1}} = 0.982 - 0.005 \cdot \frac{b_{1\text{чнд}}}{l_{\text{чнд1}}} = 0.977$$

Определим корневую степень реактивности:

$$\rho_{\text{кчнд1}} = 1 - (1 - \rho_{\text{чндср}}) \cdot \left(1 + 1.8 \cdot \frac{l_{\text{чнд1}}}{d_{\text{Гчндср}}} \right) = 0.46$$

Найдем высоту лопаток рабочей решетки, прибавив суммарную длину перекрыши $\Delta l=4\text{мм}$.

$$l_{\text{чнд2}} = l_{\text{чнд1}} + \Delta l_{1\text{чнд}} = 74.133 \text{ мм}$$

Корневой диаметр первой ступени:

$$d_{2kчнд} = d_{Iчндср} - l_{Iчнд1} - \frac{\Delta l_{Iчнд}}{3} = 1.45 \text{ м}$$

Рассчитаем последнюю ступень ЧВД, угол входа потока в сопловую решетку $\alpha_{zэфчнд} 17^\circ$ и хорда 200мм. Корневая степень реактивности от 0,15 до 0,35 возьмем 0,25, исходя из рекомендаций.

Степень реактивности на среднем диаметре:

$$\rho_{срчнд} = 1 - (1 - \rho_{kzчнд}) \cdot \left(\frac{d_{2z}}{d_{2kz}} \right)^{-1.7} = 0.6$$

Потери с выходной скоростью и сама выходная скорость:

$$\Delta H_{zчндвс} = 30 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$c_{z2чнд} = \sqrt{2 \cdot \Delta H_{zчндвс}} = 244.949 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Зададимся в первом приближении теплоперепадом для последней ступени:

$$H_{0z} = 170 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Рассчитаем u/c_ϕ оптимальное и сравним с действительным:

$$c_{\phi zчнд\phi} = \sqrt{2 \cdot H_{0z}} = 583.095 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$u_{zчнд} = \pi \cdot d_{2z} \cdot n = 329.846 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$X_{\text{опт}} = \frac{1 - \left(\frac{c_{z2чнд}}{c_{\phi zчнд\phi}} \right)^2}{2 \cdot \cos(\alpha_{zэфчнд}) \cdot \sqrt{1 - \rho_{срчнд}}} = 0.681$$

$$X_z = \frac{u_{zчнд}}{c_{\phi zчнд\phi}} = 0.566$$

Построим график распределения теплоперепада по ступеням.

$$H_{0'} = \begin{pmatrix} H'_{Iчнд0} \\ H'_{Iчнд0} + \frac{H_{0z} - H'_{Iчнд0}}{100} \\ H_{0z} \end{pmatrix} \quad z_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \\ 8 \end{pmatrix}$$

$$f = \text{pspline}(z_1, H_{0'})$$

$$z_{CT} = 1, 2 \dots 8$$

$$H_{0_z}(z_{CT}) = \text{interp}(f, z_1, H_{0'}, z_{CT})$$

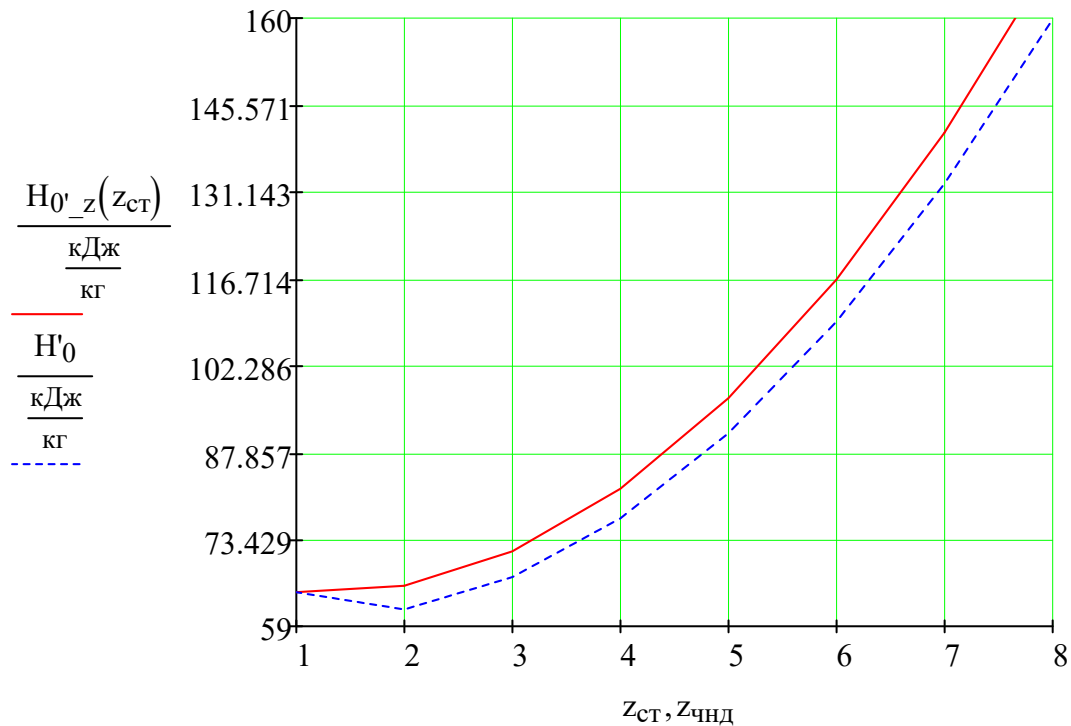


Рисунок 3.6. Распределение теплоперепада по ступеням

Определим по рисунку 14 средний располагаемый теплоперепад Чнд:

$$H_{0cp} = \frac{0.5 \cdot H_{IЧнд0} + 0.94 \cdot H_{0_z}(1.5) + 0.94 \cdot H_{0_z}(2) \dots + 0.94 \cdot H_{0_z}(2.5) + 0.94 \cdot H_{0_z}(3) + 0.94 \cdot H_{0_z}(3.5) + 0.94 \cdot H_{0_z}(4) \dots + 0.94 \cdot H_{0_z}(4.5) + 0.94 \cdot H_{0_z}(5) + 0.94 \cdot H_{0_z}(5.5) + 0.94 \cdot H_{0_z}(6) \dots + 0.94 \cdot H_{0_z}(6.5) + 0.94 \cdot H_{0_z}(7) + 0.94 \cdot H_{0_z}(7.5) + 0.5 \cdot 0.94 \cdot H_{0_z}(8)}{14}$$

$$H_{0cp} = 90.828 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Число ступеней Чнд (первое приближение):

$$z'_{Чнд} = \frac{H_{0Чнд}}{H_{0cp}} = 7.91$$

Найдем коэффициент возврата теплоты, коэффициент k_T возьмем для влажного пара исходя из рекомендаций.

$$k_{влT} = 2.8 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кг}}{\text{кДж}}$$

$$q_t = k_{влT} \cdot (1 - \eta_{oiЧнд}) \cdot \left(\frac{z'_{Чнд} - 1}{z'_{Чнд}} \right) \cdot H_{0Чнд} = 0.03$$

Уточнение числа ступеней с учетом коэффициента возврата теплоты:

$$z'_{\text{чнд}} = (1 + q_t) \cdot \frac{H_{0\text{чнд}}}{H_{0\text{ср}}} = 8.15$$

Неувязка:

$$\begin{aligned} \Delta H_{\text{чнд}} = & H_{0\text{чнд}} \cdot (1 + q_t) - H_{0'_{z(1)}} - 0.94 H_{0'_{z(2)}} - 0.94 \cdot H_{0'_{z(3)}} \dots \\ & + -(0.94 H_{0'_{z(4)}}) - 0.94 H_{0'_{z(5)}} - 0.94 H_{0'_{z(6)}} - 0.94 H_{0'_{z(7)}} \dots \\ & + -(0.94 H_{0'_{z(8)}}) \end{aligned}$$

$$\Delta H_{\text{чнд}} = -23.261 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Уточненное значение числа ступеней ЧНД:

$$z_{\text{новое чнд}} = 8$$

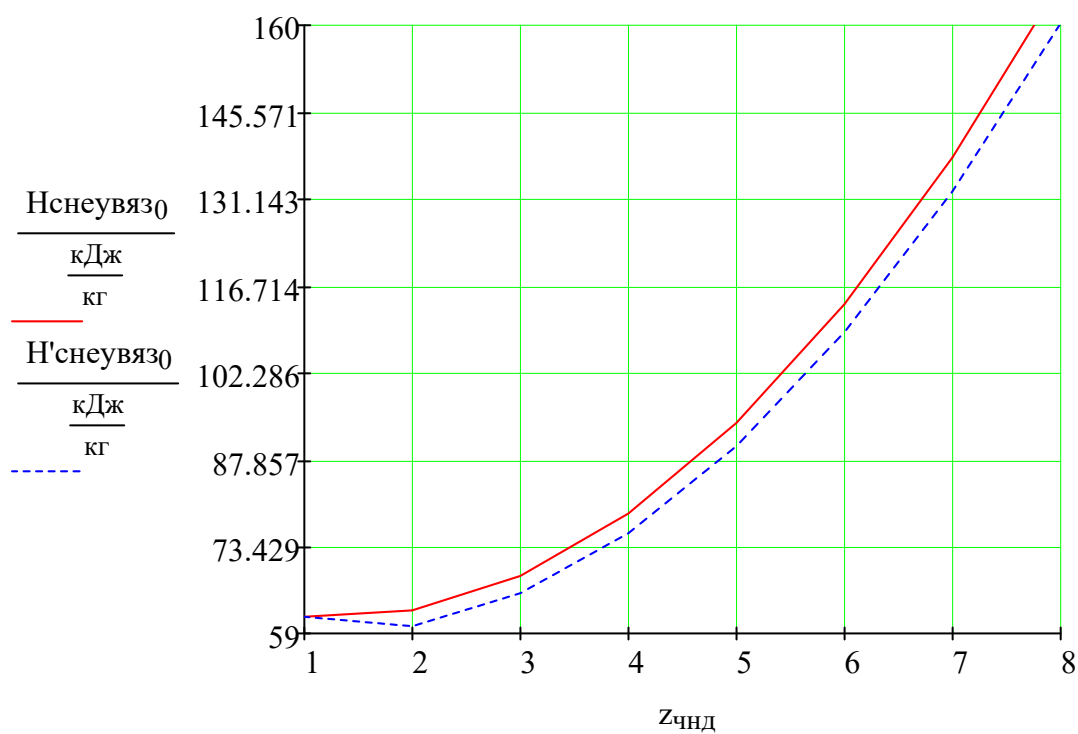


Рисунок 3.7. Распределение теплоперепада по ступеням с учетом неувязки

Глава IV

Расчет и 3D моделирование проточной части унифицированной паровой турбины

4.1. Поступенчатый расчет унифицированной паровой турбины, при использовании одноконтурной схемы ПГУ

Методика поступенчатого расчета турбины.

Для определения теплофизических свойств рабочего тела турбины, использовалась программа WaterSteamPro. Расчеты по определению основных интегральных характеристик проточной части турбины проводились на среднем диаметре.

Одномерное проектирование на среднем диаметре является наиболее важным этапом проектирования турбины. Поскольку, во-первых, оно закладывает те границы (основные параметры), в рамках которых должна быть спроектирована турбина и которые во многом определяют потенциальные результаты, достижимые на основе более сложных и современных технологий численного анализа потока. А во-вторых, принимаемые на этом этапе решения фактически сохраняют свою силу на протяжении всего жизненного цикла турбины.

Одномерное проектирование на среднем диаметре с выбором основных параметров и оценкой основных показателей турбины включает в себя следующие этапы:

- выбор количества ступеней;
- определение размеров проточной части;
- распределение удельной работы и реактивности между ступенями;
- определение достижимого уровня КПД.

Проводимый поступенчатый расчет турбины на среднем диаметре выполнялся по данным из пункта 3.6.

Поступенчатый расчет турбины приведен в приложениях А и Б. Результаты расчетов представлены в табличной форме, позволяющей

достаточно полно понять методику расчета, базирующуюся на материале [2]. Поэтому ограничимся только некоторыми пояснениями.

В части высокого давления унифицированы 15 ступеней, под угол выхода потока из сопловой решетки $\alpha_{1\text{эф}}=12^\circ$ и хорду 40 мм. В части низкого давления унифицированы 5 ступеней под угол выхода из сопловой решетки $\alpha_{1\text{эф}}=15^\circ$ и хорду 70 мм. Степень реактивности на среднем диаметре равно 0,5.

Выбран закон постоянства корневого диаметра, так как это облегчает производство ротора.

Коэффициенты скорости оценивались по следующей зависимости:

$$\Phi=0,98-0,008 \cdot b/l$$

$$\Psi=0,96-0,014 \cdot b/l$$

Коэффициенты расхода определялись по формуле:

$$\mu=\mu_{\text{пр}0}+\mu_{\text{конц}0}+\Delta\mu_{\Delta\beta}+\Delta\mu_M+\Delta\mu_{\text{Re}},$$

где кроме влияния относительной высоты лопаток учитывается поправка на число Маха M , на число Рейнольдса Re , а для рабочих решеток на угол порота потока $\Delta\beta$.

Также оценивалось возможное снижение мощности турбины и ее экономичности за счет дополнительных потерь, среди которых потери от перетечек в ступени и потери от влажности:

$$\eta_{oi}=\eta_{ol}-\xi_{\text{ку}}-\xi_{\text{пу}}-\xi_{\text{вл}}.$$

4.2. Разработка 3D модели лопаточного аппарата унифицированной паровой турбины

4.2.1. Разработка 3D модели лопаточного аппарата ЧВД

Лопаточный аппарат 15 ступеней части высокого давления, унифицирован под угол выхода из сопловой решетки $\alpha_1=12^\circ$, хорду 40 мм и постоянный корневой диаметр.

Профилирование рабочей лопатки начинается с выбора хорды b . Увеличение b приводит к увеличению концевых потерь, но снижает напряжения в лопатке и повышает частоту собственных колебаний. Затем выбирается относительный шаг. По известным значениям хорды, относительного шага, углов входа и выхода выполняется предварительное профилирование, которое позволяет провести грубую оценку надежности лопаток.

Так как выбран реактивный тип облопачивания, при степени реактивности 0,5, то профили сопловой и рабочей решеток будут одинаковы.

Из отношения $d/l = 82,44$ первой ступени и $d/l=16,2$ последней ступени части высокого давления, видно, что высоты рабочих лопаток малы. Поэтому предварительную оценку надежности можно провести по одному сечению, для последней ступени ЧВД:

- длина лопатки $l = 85$ мм;
- окружное усилие $R_u = 9,224$ кН;
- размер хорды профиля $b = 40$ мм;
- число лопаток составляет $z = 144$.

Выбираем из атласа профилей момент сопротивления $W_{\min} = 0,575$ см³;

Хорду профиля рабочих лопаток $b_m = 62,5$ мм.

Вычисляем минимальный момент сопротивления:

$$W_{\min} = W_{\min m} \cdot \left(\frac{b}{b_m}\right)^3 = 0,575 \cdot \left(\frac{40}{62,5}\right)^3 = 0,151 \text{ см}^3.$$

Находим изгибающие напряжения:

$$\sigma_{изг} = \frac{Ru \cdot l}{2 \cdot z \cdot W_{min}} = \frac{9224 \cdot 0,085}{2 \cdot 144 \cdot 0,151} = 17,9 \text{ МПа.}$$

Допускаемое изгибное напряжение для реактивных ступеней ($\sigma_{изг}$) до 70 – 100 МПа.[2]

Прочность выполнена.

Дальнейшее профилирование проводилось с помощью программного комплекса Numeca. В качестве базовых, были выбраны 2 сечения с относительными координатами (0;1). Унифицированный лопаточный аппарат для ступеней ЧВД представлен на рис. 4.1.

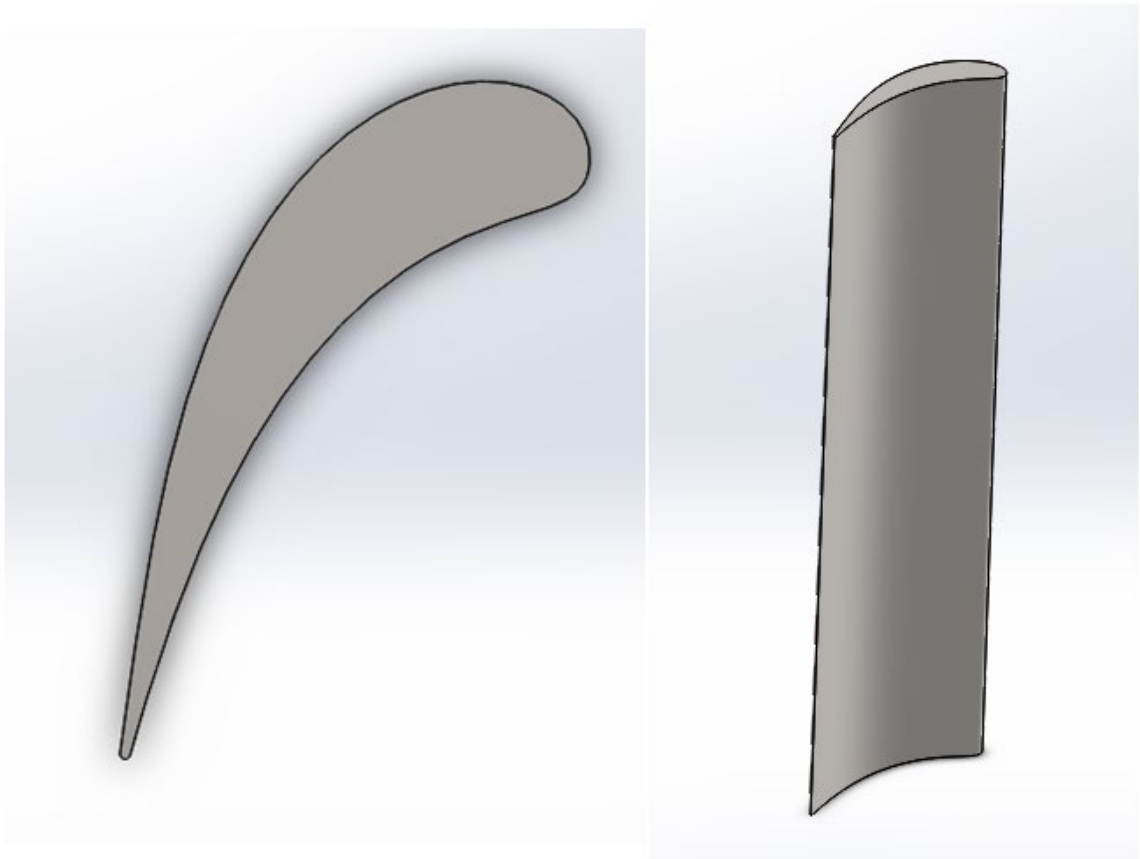


Рисунок 4.1. Унифицированный лопаточный аппарат для ступеней ЧВД

4.2.2. Разработка 3D модели лопаточного аппарата ЧНД

Лопаточный аппарат первых 5 ступеней части низкого давления, унифицирован под угол выхода из сопловой решетки $\alpha_1=15^\circ$, хорду 70 мм и постоянный корневой диаметр.

Профилирование рабочей лопатки начинается с выбора хорды b . Увеличение b приводит к увеличению концевых потерь, но снижает напряжения в лопатке и повышает частоту собственных колебаний. Затем выбирается относительный шаг. По известным значениям хорды, относительного шага, углов входа и выхода выполняется предварительное профилирование, которое позволяет провести грубую оценку надежности лопаток.

Так как выбран реактивный тип облопачивания, при степени реактивности 0,5, то профили сопловой и рабочей решеток будут одинаковы.

Отношение $d/l = 21,5$ первой ступени и $d/l=8,6$ пятой ступени части низкого давления, удовлетворяет условию $d/l > 8$. Поэтому предварительную оценку надежности можно провести по одному сечению, для пятой ступени ЧНД:

- длина лопатки $l = 190,8$ мм;
- окружное усилие $Ru = 12,873$ кН;
- размер хорды профиля $b = 70$ мм;
- число лопаток составляет $z = 98$.

Выбираем из атласа профилей момент сопротивления $W_{\min} = 0,450$ см³;

Хорду профиля рабочих лопаток $b_m = 51,46$ мм.

Вычисляем минимальный момент сопротивления:

$$W_{\min} = W_{\min m} \cdot \left(\frac{b}{b_m}\right)^3 = 0,450 \cdot \left(\frac{70}{51,46}\right)^3 = 1,133 \text{ см}^3.$$

Находим изгибающие напряжение:

$$\sigma_{изг} = \frac{Ru \cdot l}{2 \cdot z \cdot W_{\min}} = \frac{12873 \cdot 0,1908}{2 \cdot 98 \cdot 1,133} = 11,1 \text{ МПа}.$$

Допускаемое изгибное напряжение для реактивных ступеней ($\sigma_{изг}$) до 70 – 100 МПа.[2]

Прочность выполнена.

Дальнейшее профилирование проводилось с помощью программного комплекса Numeca. В качестве базовых, были выбраны 2 сечения с относительными координатами (0;1). Унифицированный лопаточный аппарат для первых пяти ступеней ЧНД представлен на рис. 4.2.

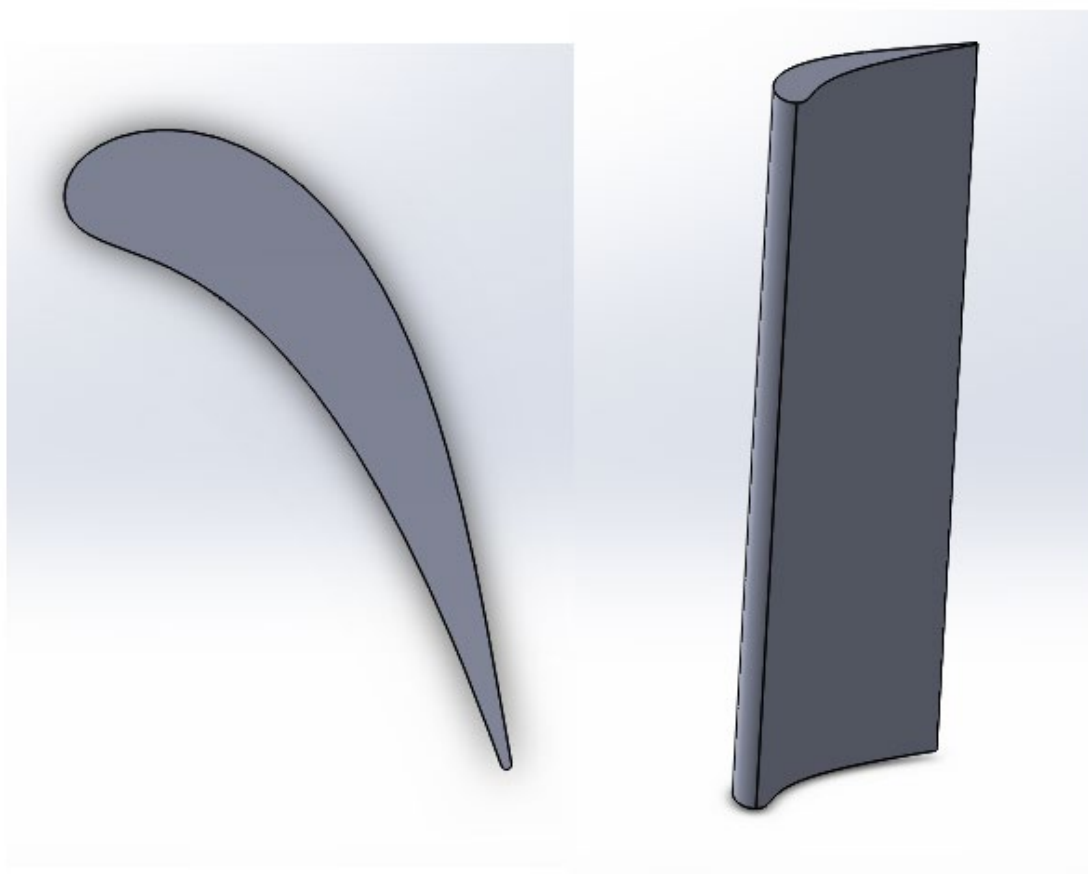


Рисунок 4.2. Унифицированный лопаточный аппарат для первых пяти ступеней ЧНД

Следующие три ступени ЧНД спрофилированы по отдельности, так как отношение $d/l < 8$. Далее уделим особое внимание наиболее нагруженной последней ступени ЧНД.

4.2.3. Разработка 3D модели лопаточного аппарата последней ступени

4.2.3.1. Расчет ступени с учетом изменения параметров по радиусу

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

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

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

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

В качестве исходных данных для расчета последней ступени по высоте использовались результаты ее расчета на среднем диаметре, представленные в приложении 2.

На основе этих данных построены треугольники скоростей для трех характерных сечений: корневого, среднего и периферийного (см. рисунки 4.3-4.5). Кроме того, на рисунках 3.5-3.8 изображены зависимости скоростей, углов входа и выхода потока, числа Маха, которые наглядно иллюстрируют, как меняются основные аэродинамические и геометрические характеристики ступени по радиусу.



Рисунок 4.3. Треугольники скоростей для корневого сечения

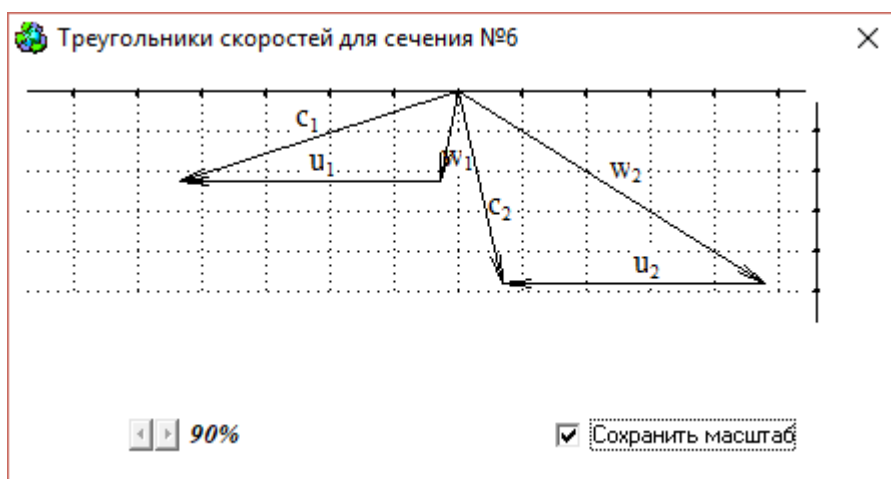


Рисунок 4.4. Треугольники скоростей для среднего сечения



Рисунок 4.5. Треугольники скоростей для периферийного сечения

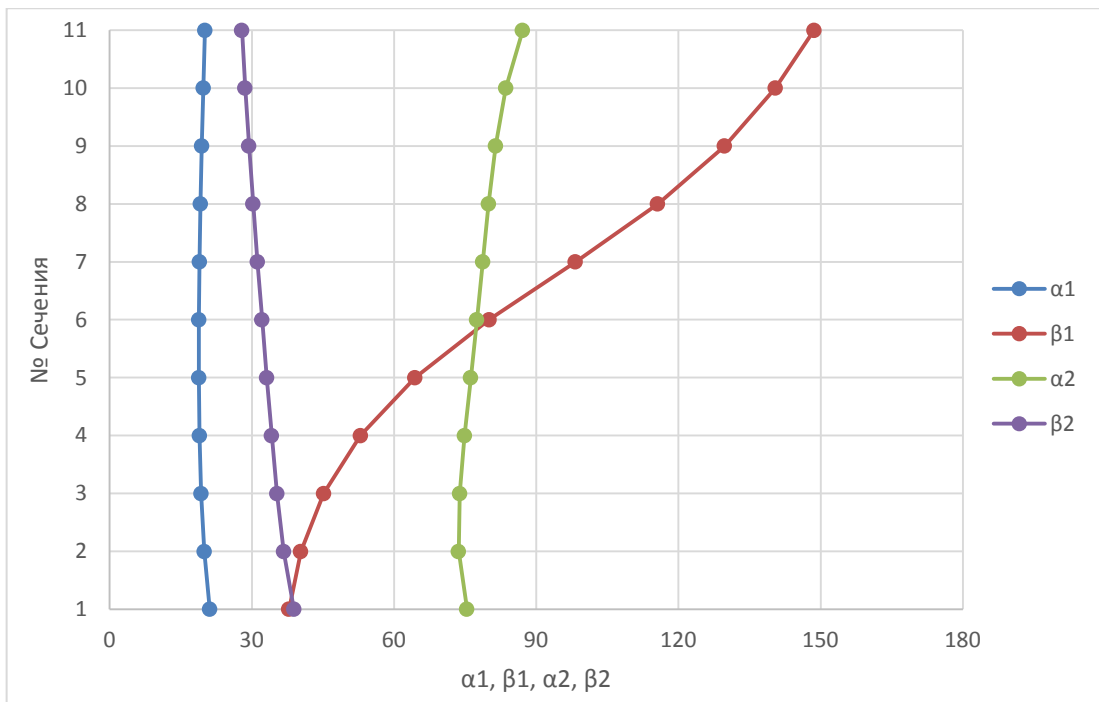


Рисунок 4.6. График зависимости углов входа и выхода потока по высоте ступени

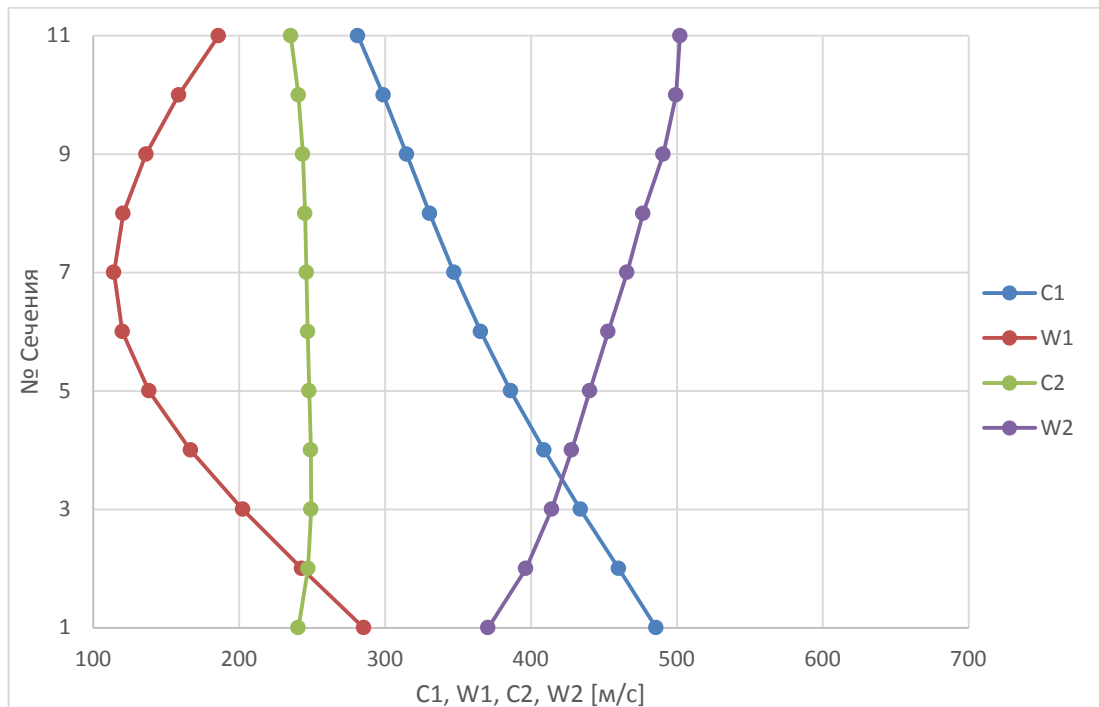


Рисунок 4.7. График зависимости скоростей входа и выхода потока по высоте ступени

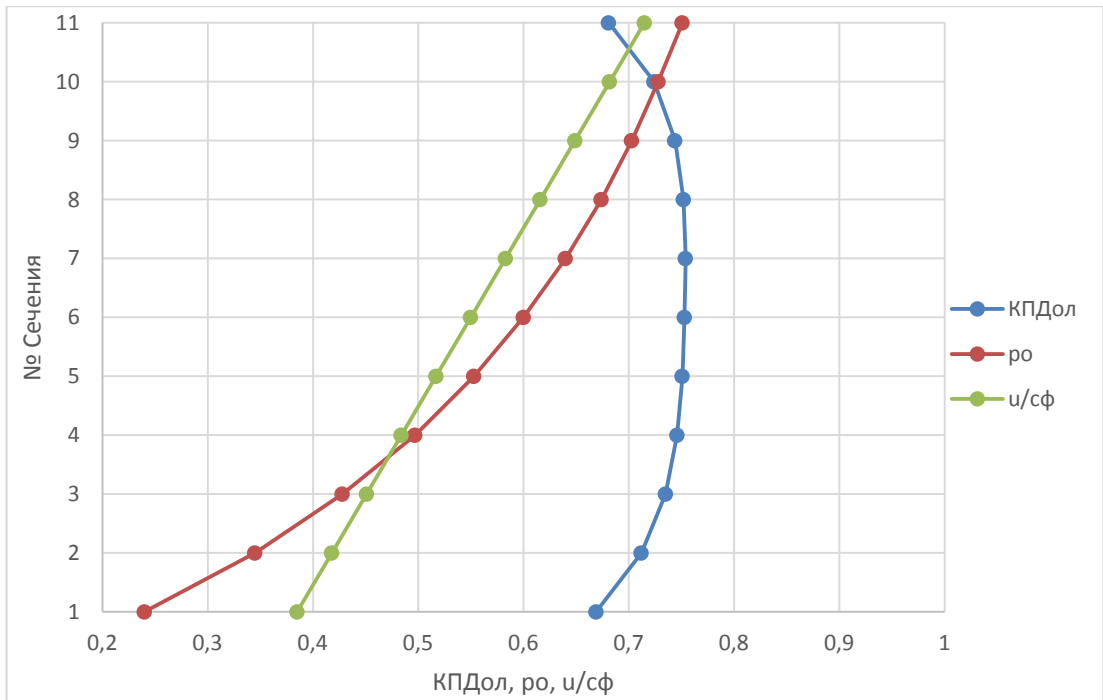


Рисунок 4.8. График зависимости степени реактивности, относительного лопаточного КПД и u/c_ϕ по высоте ступени

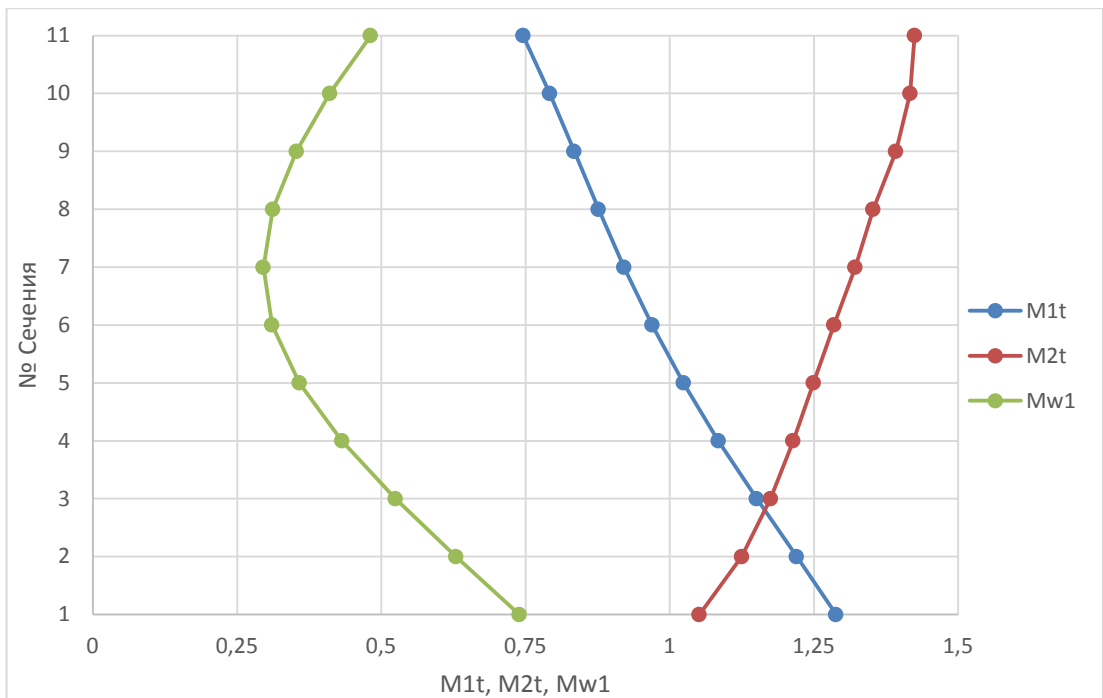


Рисунок 4.9. График изменения чисел Маха по высоте ступени

На рисунке 4.6 представлены графики изменение углов входа и выхода потока для абсолютных и относительных скоростей. Характер их изменения соответствует характеру изменения чисел Маха. Эти результаты были

использованы для профилирования базовых сечений сопловой и рабочей решетки.

На рисунке 4.7 представлены графики изменения скоростей потока: c_1 , w_1 , c_2 , w_2 .

Располагаемый теплоперепад в рабочей решетке увеличивается от корня к периферии. Это приводит к росту скорости w_{2t} , согласно формуле: $w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2H_{op}}$. В свою очередь, увеличение скорости w_{2t} влечет за собой увеличение числа Маха M_{2t} ($M_{2t} = w_{2t}/a_2$), от значения 1,0514 в корне, до значения 1,4245 на периферии лопатки.

Поскольку располагаемый теплоперепад в сопловой решетке уменьшается от корня к периферии, то, согласно формуле $c_{1t} = \sqrt{2H_{oc}} = \sqrt{2(1 - \rho)H_0}$, скорость c_{1t} будет принимать максимальное значение в корне лопатки. Поэтому величина M_{1t} будет уменьшаться (согласно формуле: $M_{1t} = c_{1t}/a_1$) от корня к периферии, принимая значения от 1,2881 в корне, до 0,7459 на периферии.

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

На рисунке 4.8 изображено изменение « u/c_ϕ , ρ , $\eta_{ол}$ ». График u/c_ϕ меняется линейно и принимает минимальное значение в корне 0,385, что вытекает из формулы:

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

Относительный лопаточный КПД по параметрам торможения имеет среднее значение (0,669 в корне и 0,681 на периферии). КПД ступени (средне-интегральный) равен 73,56%. Характер снижения $\eta_{ол}$ в корне и на периферии обуславливается учетом в программе вторичных течений на периферии и в корне лопатки.

Степень реактивности увеличивается от корня к периферии (от 0,24, до 0,751), что обуславливается законом закрутки данной лопатки. Такое изменение степени реактивности по высоте лопатки существенно сказывается на треугольниках скоростей, что видно по углам изменения движения потока и говорит о необходимости профилирования базовых сечений лопатки.

4.2.3.2. Профилирование лопаточного аппарата последней ступени

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

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

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

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

На рисунке 4.10 представлены полученные 3D модели профилей сопловой и рабочей лопаток.

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

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

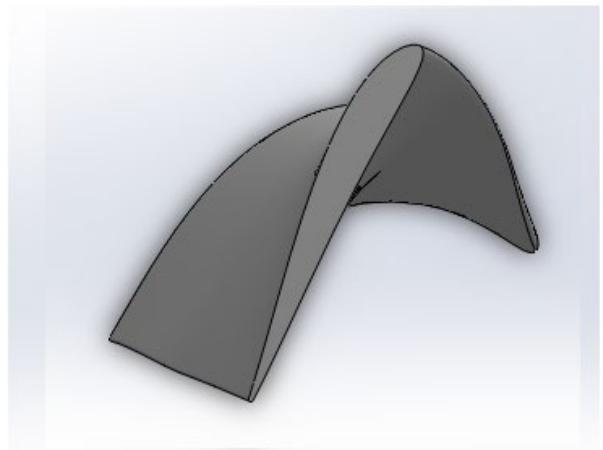
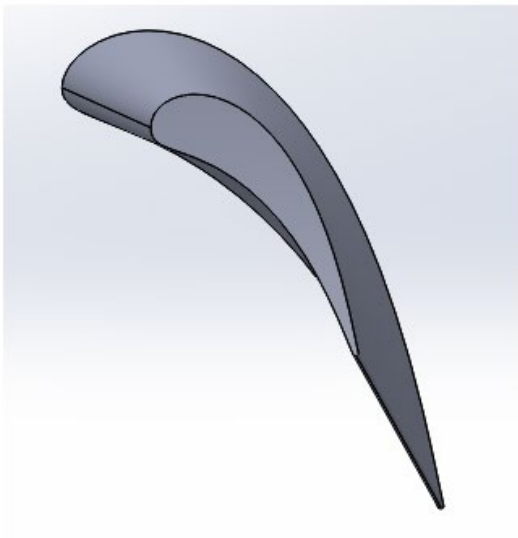
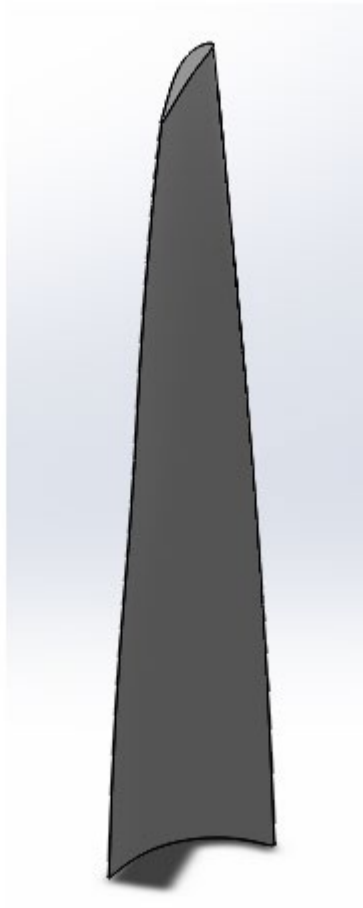
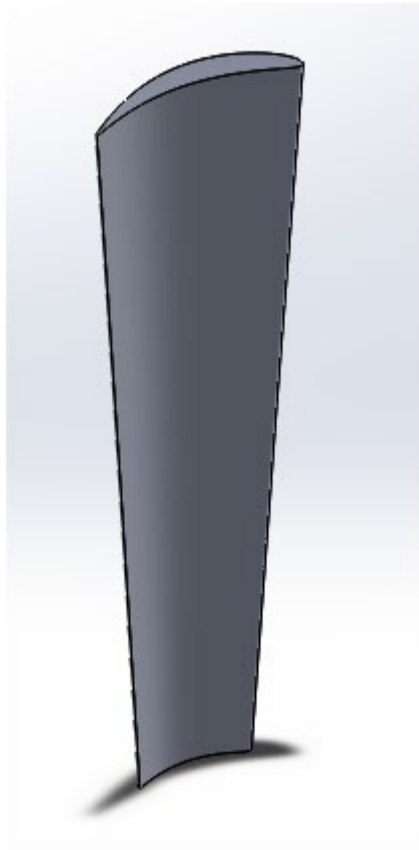


Рисунок 4.10. 3D модели сопловой и рабочей лопатки

4.2.3.3. Расчет последней ступени на растяжение

Исходные данные:

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

$$F_K = 2426 \text{мм}^2 = 24.26 \text{см}^2$$

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

$$F_{\Pi} = 1029 \text{мм}^2 = 10.29 \text{см}^2$$

Плотность материала:

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

Частоты вращения:

$$n = 50 \frac{1}{\text{с}}$$

Высота рабочих лопаток:

$$l = 0.65 \text{м}$$

Корневой диаметр:

$$d_K = 1.45 \text{м}$$

Средний диаметр:

$$d_{\text{ср}} = 2.1 \text{м}$$

Относительная координата для срединного сечения:

$$\zeta_{\text{ср}} = 0.5$$

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

Отношение периферийной и корневой площадей:

$$a = \frac{F_{\Pi}}{F_K} = 0.42$$

Величина обратной всеерности:

$$\theta = \frac{d_{\text{ср}}}{l} = 3.23$$

Показательный закон:

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

Площадь среднего сечения:

$$F_{\text{ср}} = F_{\text{к}} \cdot a^{\zeta_{\text{ср}}} = 1580 \text{ мм}^2$$

Относительная координата для периферии:

$$\zeta_{\text{п}} = 1$$

Площадь периферийного сечения:

$$F_{\text{п}} = F_{\text{к}} \cdot a^{\zeta_{\text{п}}} = 10.3 \text{ см}^2$$

Относительная координата для корня:

$$\zeta_{\text{к}} = 0$$

Угловая частота:

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

Растягивающее напряжение в корневом сечении лопатки:

$$\sigma_0 = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{d_{\text{к}}}{2} \cdot 1 = 362.8 \text{ МПа}$$

Коэффициент разгрузки:

$$k = -\left(\frac{1-a}{\ln(a)}\right) + \frac{2}{\theta} \left[\left(\frac{1-a}{\ln(a)}\right)^2 + \frac{1+a}{2 \cdot \ln(a)} \right] = 0.64$$

Определим необходимые коэффициенты:

$$B_0 = \frac{-1}{\ln(a)} + \frac{2 + \ln(a)}{\theta \cdot (\ln(a))^2} = 1.65$$

$$B_1 = \frac{-2}{\theta \cdot \ln(a)} = 0.72$$

$$B_2 = -B_0 - B_1 = -2.37$$

Растягивающие напряжения в корне:

$$\sigma_{\text{к}} = \sigma_0 \cdot \left(B_0 + B_1 \cdot \zeta_{\text{к}} + B_2 \cdot a^{1-\zeta_{\text{к}}} \right) = 232.9 \text{ МПа}$$

Наибольшее напряжение в лопатке переменного сечения:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_0 \cdot k = 232.9 \text{ МПа}$$

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

Предел текучести материала при нормальных температурных условиях:

$$\sigma_{02} = 750 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности:

$$n_{\text{пр}} = \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{\text{max}}} = 3.22$$

$$\sigma_{\text{доп}} = 750 \cdot \text{МПа} > \sigma_{\text{max}} = 232.9 \text{ МПа}$$

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

Распределение растягивающих напряжений:

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

Распределение площади сечения лопатки по высоте:

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

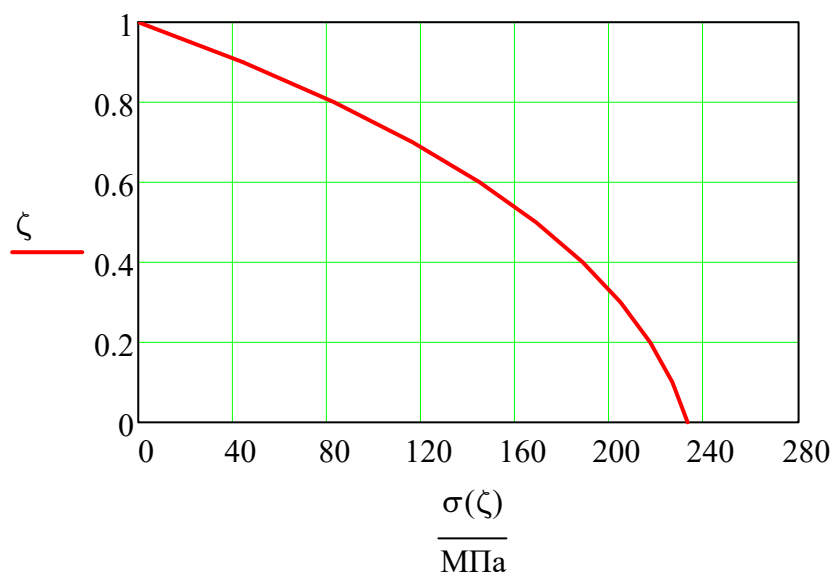


Рисунок 4.11. Распределение растягивающих напряжения по длине РЛ последней ступени

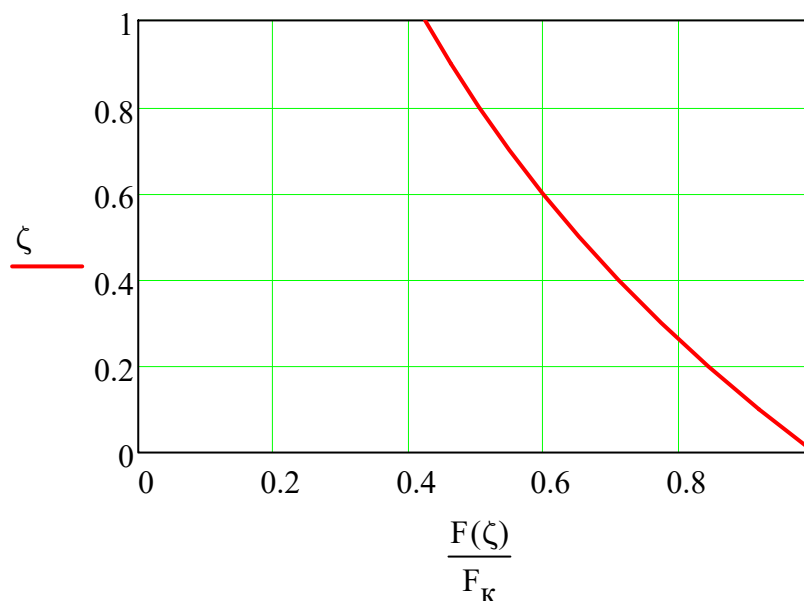


Рисунок 4.12. Изменение площади РЛ последней ступени по длине.

4.2.3.4. Расчет на изгиб рабочей лопатки

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

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

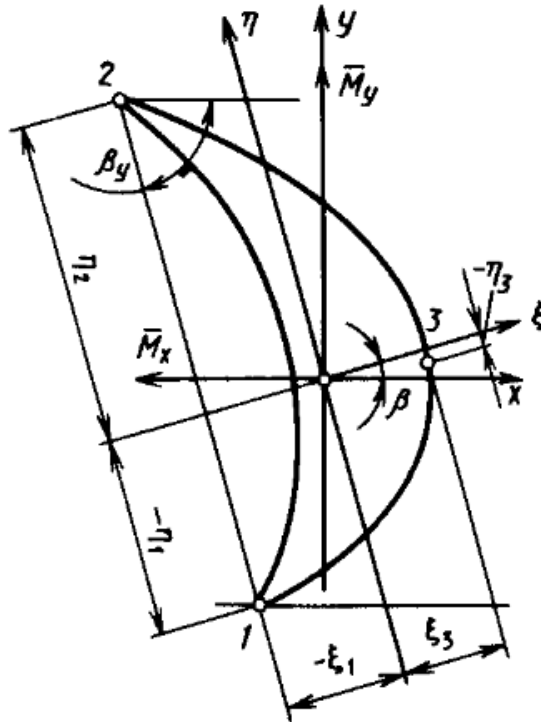


Рис. 4.13. Профиль лопатки и её координатные оси

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

Изгибающие моменты в сечении определяются по формулам:

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

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

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

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

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

Из расчета ступени по радиусу известно:

$$\rho_2 = 0.0404 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- плотность пара за рабочим аппаратом;}$$

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

Давление пара перед рабочим аппаратом

$$p_1 = \begin{pmatrix} 0.00705 \\ 0.0091 \\ 0.01143 \\ 0.01306 \\ 0.01388 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

Число рабочих лопаток

$$z_p = 86$$

Длина рабочей лопатки

$$l_2 = 0.65 \text{ м}$$

Корневой диаметр

$$d_k = 1.45 \text{ м}$$

Координаты сечений

$$z_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.25 \\ 0.5 \\ 0.75 \\ 1 \end{pmatrix} \cdot l_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.163 \\ 0.325 \\ 0.488 \\ 0.65 \end{pmatrix} \text{ м}$$

Диаметр сечений

$$d(z_1) = d_k + 2 \cdot z_1$$

$$d(z_1) = \begin{pmatrix} 1.45 \\ 1.775 \\ 2.1 \\ 2.425 \\ 2.75 \end{pmatrix} \text{ м}$$

Шаг рабочей решетки по сечениям

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

$$t_2(z_1) = \begin{pmatrix} 0.053 \\ 0.065 \\ 0.077 \\ 0.089 \\ 0.1 \end{pmatrix} \text{ м}$$

Скорости и углы, полученные для расчетных сечений лопатки:

$$w_1 = \begin{pmatrix} 285.4 \\ 202.4 \\ 119.9 \\ 136.2 \\ 185.9 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad \beta_1 = \begin{pmatrix} 37.8 \\ 45.2 \\ 80.1 \\ 129.7 \\ 148.6 \end{pmatrix}^\circ \quad w_2 = \begin{pmatrix} 370.6 \\ 414.1 \\ 452.8 \\ 490.6 \\ 502.1 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad \beta_2 = \begin{pmatrix} 38.8 \\ 35.3 \\ 32.2 \\ 29.4 \\ 27.9 \end{pmatrix}^\circ$$

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

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

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

$$w_{1a} = \begin{pmatrix} 174.9 \\ 143.6 \\ 118.1 \\ 104.8 \\ 96.9 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad w_{1u} = \begin{pmatrix} 225.5 \\ 142.6 \\ 20.6 \\ -87 \\ -158.7 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{2a} = \begin{pmatrix} 232.2 \\ 239.3 \\ 241.3 \\ 240.8 \\ 234.9 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad w_{2u} = \begin{pmatrix} -288.8 \\ -338 \\ -383.2 \\ -427.4 \\ -443.7 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Аэродинамическая нагрузка, приходящаяся на единицу длины оси лопатки:

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

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

$$Q_x = \begin{pmatrix} 255.6 \\ 301.2 \\ 301.9 \\ 293.4 \\ 271.8 \end{pmatrix} \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad Q_y = \begin{pmatrix} 80.1 \\ 205.9 \\ 401.2 \\ 596.7 \\ 760.4 \end{pmatrix} \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

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

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

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

$$z = 0 \cdot \text{м}, 0.01 \cdot \text{м} \dots 0.65 \text{м}$$

На рисунке 4.14 представлены зависимости аэродинамических усилий.

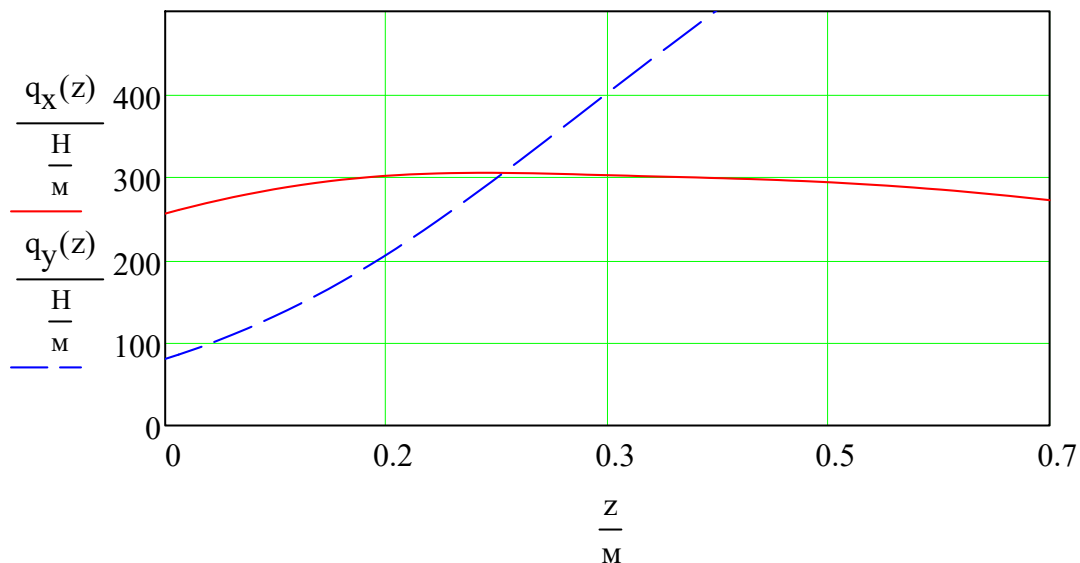


Рисунок 4.14. Распределение аэродинамических усилий по длине лопадки

Рассчитаем изгибающие моменты в расчетных сечениях лопадки:

$$M_{x0} = \int_0^{l_2} q_y(z) \cdot (z - 0) dz = 111.3 \cdot \text{Н м}$$

$$M_{y0} = \int_0^{l_2} q_x(z) \cdot (z - 0) dz = 61.7 \cdot \text{Нм}$$

$$M_{x02} = \int_{0.2 \cdot l_2}^{l_2} q_y(z) \cdot (z - 0.2 \cdot l_2) dz = 78 \cdot \text{Нм}$$

$$M_{y02} = \int_{0.2 \cdot l_2}^{l_2} q_x(z) \cdot (z - 0.2 \cdot l_2) dz = 39.3 \cdot \text{Нм}$$

$$M_{x04} = \int_{0.4 \cdot l_2}^{l_2} q_y(z) \cdot (z - 0.4 \cdot l_2) dz = 47.7 \cdot \text{Нм}$$

$$M_{y04} = \int_{0.4 \cdot l_2}^{l_2} q_x(z) \cdot (z - 0.4 \cdot l_2) dz = 21.9 \cdot \text{Нм}$$

$$M_{x07} = \int_{0.7 \cdot l_2}^{l_2} q_y(z) \cdot (z - 0.7 \cdot l_2) dz = 13.3 \cdot \text{Нм}$$

$$M_{y07} = \int_{0.7 \cdot l_2}^{l_2} q_x(z) \cdot (z - 0.7 \cdot l_2) dz = 5.4 \cdot \text{Нм}$$

$$M_{x1} = \int_{l_2}^{l_2} q_y(z) \cdot (z - l_2) dz = 0 \cdot \text{Нм}$$

$$M_{y1} = \int_{l_2}^{l_2} q_x(z) \cdot (z - l_2) dz = 0 \cdot \text{Нм}$$

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

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

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

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

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

$$z = 0 \cdot m, 0.01 \cdot m \dots 0.65m$$

На рисунке 4.15. представлены зависимости изгибающих моментов.

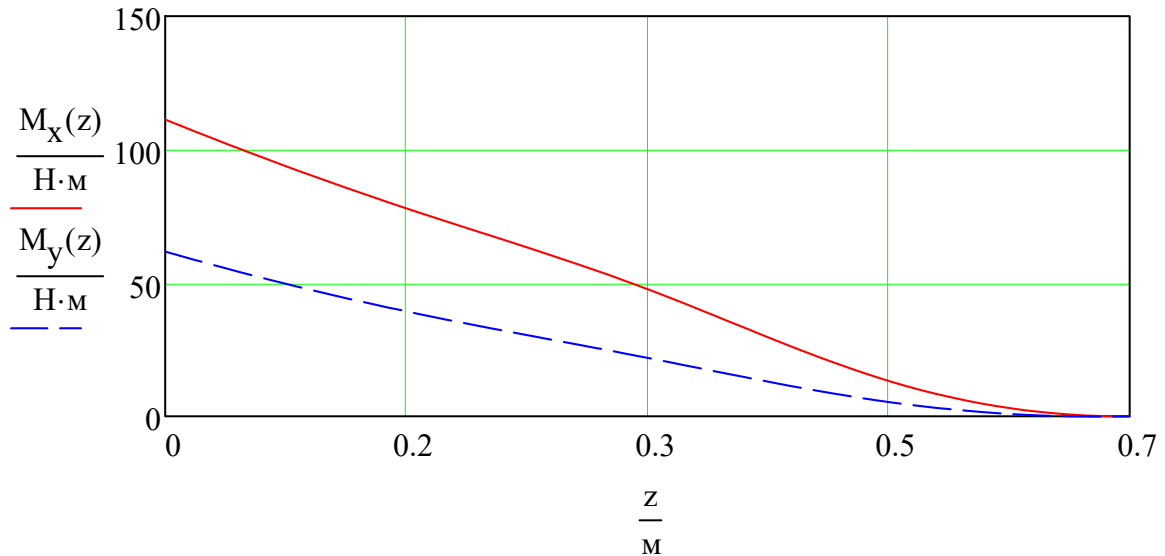


Рисунок 4.15. Распределения изгибающих моментов по длине лопатки

Минимальный и максимальный моменты инерции сечений:

$$I_{\eta} = \begin{pmatrix} 2.71 \cdot 10^{-7} \\ 1.431 \cdot 10^{-7} \\ 6.159 \cdot 10^{-8} \\ 2.272 \cdot 10^{-8} \\ 1.159 \cdot 10^{-8} \end{pmatrix} \text{м}^4 \quad I_{\xi} = \begin{pmatrix} 1.624 \cdot 10^{-6} \\ 1.203 \cdot 10^{-6} \\ 1.201 \cdot 10^{-6} \\ 9.603 \cdot 10^{-7} \\ 8.074 \cdot 10^{-7} \end{pmatrix} \text{м}^4$$

Углы установки профилей рассматриваемых сечений:

$$\beta_y = \begin{pmatrix} 78 \\ 70 \\ 54 \\ 40 \\ 25.54 \end{pmatrix} \text{°}$$

Распределение изгибающих моментов относительно центральных главных осей находятся по формулам:

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

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

$$m_{\eta} = \begin{pmatrix} 83.515 \\ 63.632 \\ 45.751 \\ 13.607 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{Нм} \quad m_{\xi} = \begin{pmatrix} -95.99 \\ -59.805 \\ -25.697 \\ -4.424 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{Нм}$$

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

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

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

$$z = 0 \cdot \text{м}, 0.01 \cdot \text{м} \dots 0.65 \text{м}$$

На рисунке 4.16 представлены зависимости изгибающих моментов относительно главных осей.

Координаты опасных точек для каждого из сечений:

$$\eta_1 = \begin{pmatrix} -0.04391 \\ -0.04102 \\ -0.04521 \\ -0.04146 \\ -0.03718 \end{pmatrix} \text{м} \quad \eta_2 = \begin{pmatrix} 0.06605 \\ 0.06366 \\ 0.07096 \\ 0.06945 \\ 0.06835 \end{pmatrix} \text{м} \quad \eta_3 = \begin{pmatrix} -0.00125 \\ -0.00335 \\ -0.00483 \\ -0.00604 \\ -0.01381 \end{pmatrix} \text{м}$$

$$\xi_1 = \begin{pmatrix} -0.02931 \\ -0.0223 \\ -0.01596 \\ -0.0091 \\ -0.00665 \end{pmatrix} \text{м} \quad \xi_2 = \begin{pmatrix} -0.02947 \\ -0.02247 \\ -0.01576 \\ -0.00752 \\ -0.00463 \end{pmatrix} \text{м} \quad \xi_3 = \begin{pmatrix} 0.02162 \\ 0.0180 \\ 0.01339 \\ 0.0096 \\ 0.00782 \end{pmatrix} \text{м}$$

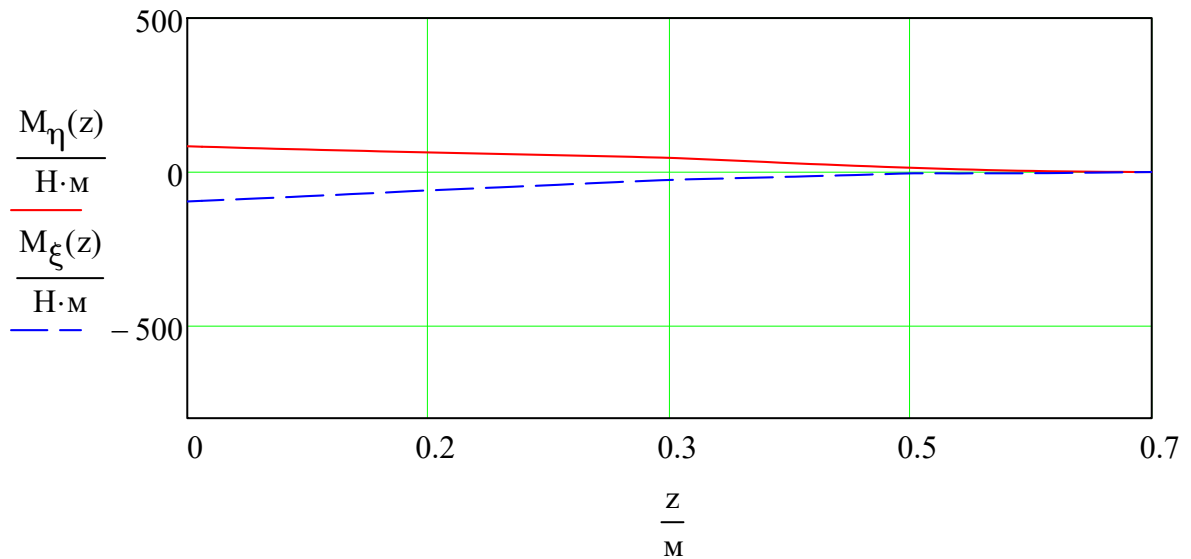


Рисунок 4.16. Распределения изгибающих моментов относительно главных осей по длине лопадки

Найдем изгибные напряжения, возникающие в "опасных" точках:

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

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

$$\sigma_1 = \begin{pmatrix} 11.628 \\ 11.955 \\ 12.823 \\ 5.641 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ МПа} \quad \sigma_2 = \begin{pmatrix} 5.178 \\ 6.827 \\ 10.189 \\ 4.184 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ МПа} \quad \sigma_3 = \begin{pmatrix} -6.589 \\ -7.837 \\ -9.843 \\ -5.721 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

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

$$n = \text{pspline}(z_1, \sigma_1) \quad \sigma_{и1}(z) = \text{interp}(n, z_1, \sigma_1, z)$$

$$m = \text{pspline}(z_1, \sigma_2) \quad \sigma_{и2}(z) = \text{interp}(m, z_1, \sigma_2, z)$$

$$k = \text{pspline}(z_1, \sigma_3) \quad \sigma_{и3}(z) = \text{interp}(k, z_1, \sigma_3, z)$$

$$z = 0 \cdot m, 0.01 \cdot m \dots 0.65m$$

На рисунке 4.17 представлены зависимости напряжений изгиба.

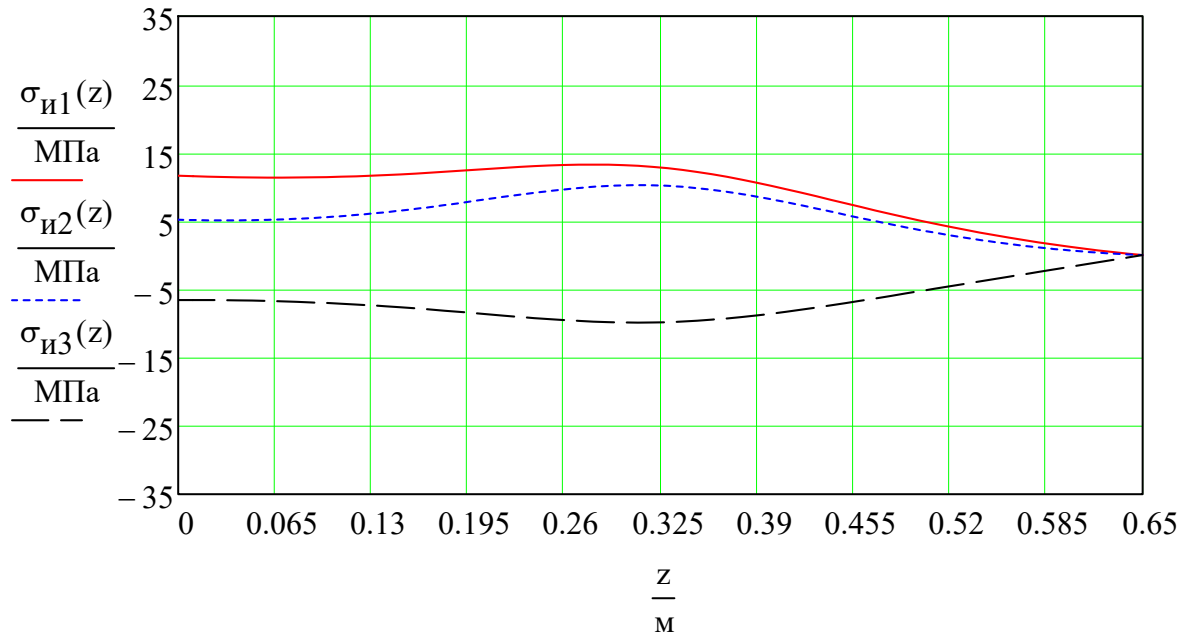


Рисунок 4.17. Распределения напряжений изгиба в "опасных" точках по длине лопатки

4.3. Разработка 3D модели проточной части унифицированной паровой турбины

Паровая турбина выполнена однокорпусной с петлевым движением пара, для компенсации осевых усилий. Так как в турбине реактивный тип облапачивания, то выбран цельнокованный ротор (см. рис. 4.18).

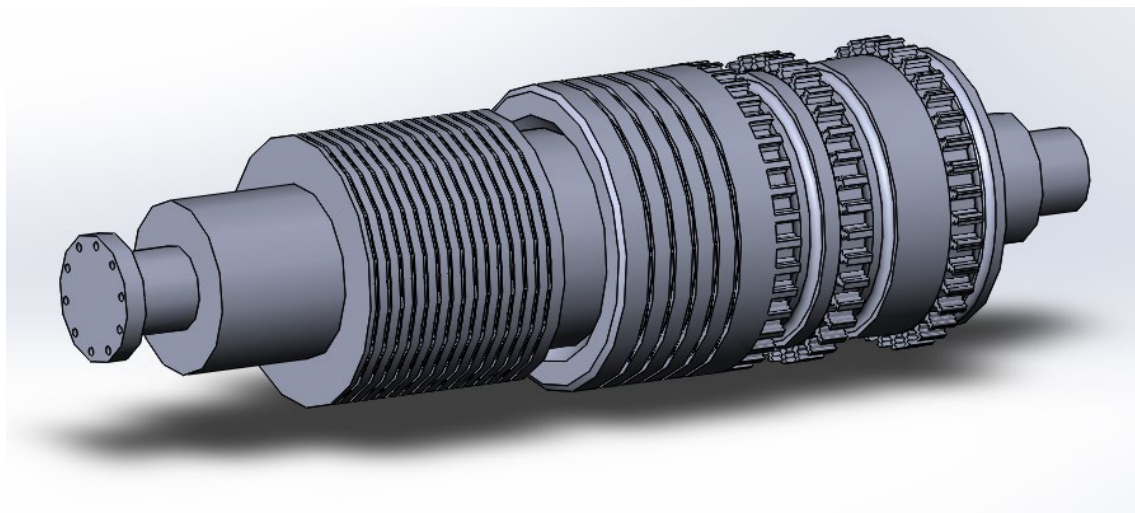


Рисунок 4.18. Ротор паровой турбины

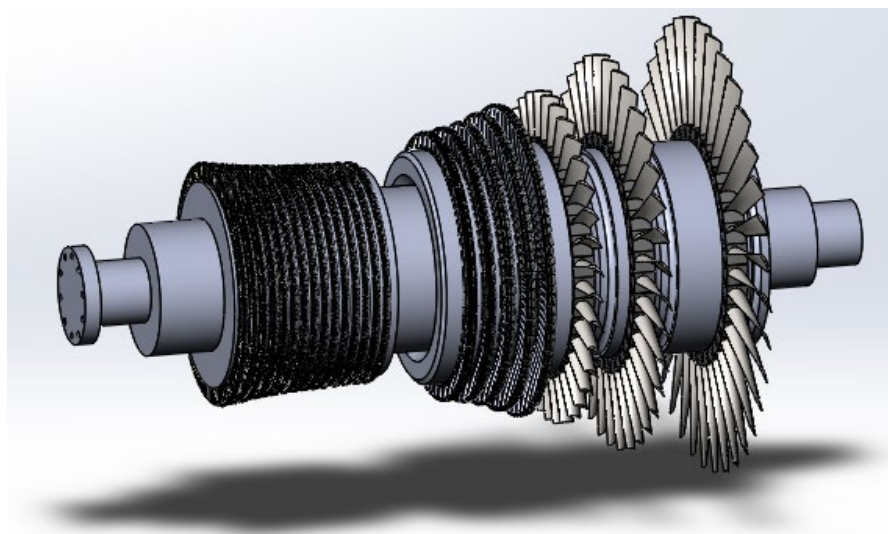


Рисунок 4.19. Ротор паровой турбины с рабочими лопатками

В паровой турбине имеется часть высокого и часть низкого давления. Корпус каждой части выполнен разъемным (см. рис.4.20). На рисунках 4.21 - 4.23 представлена упрощенная конструкция унифицированной турбины. Чтобы перевести турбину для одноконтурной схемы ПГУ (см. рис. 4.24), необходимо заменить нижнюю часть разъемного корпуса, в которой будет расположен подвод пара из контура низкого давления (см. рис. 4.25).

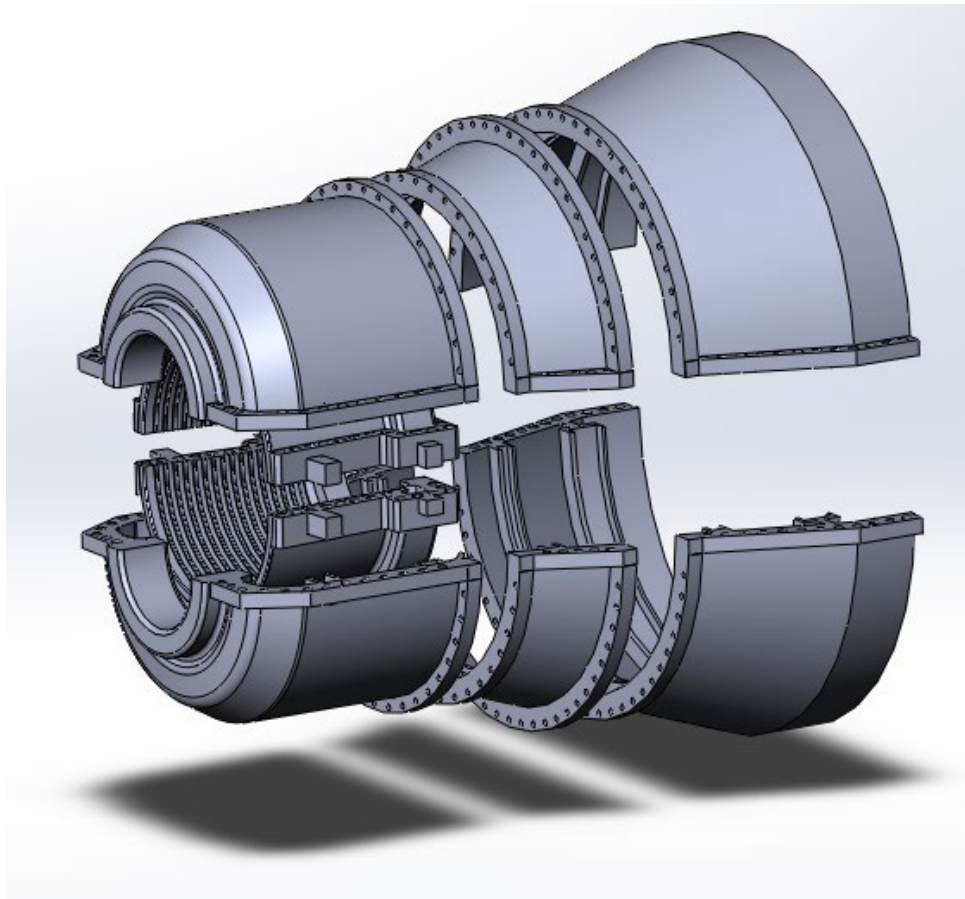


Рисунок 4.20. Корпус паровой турбины

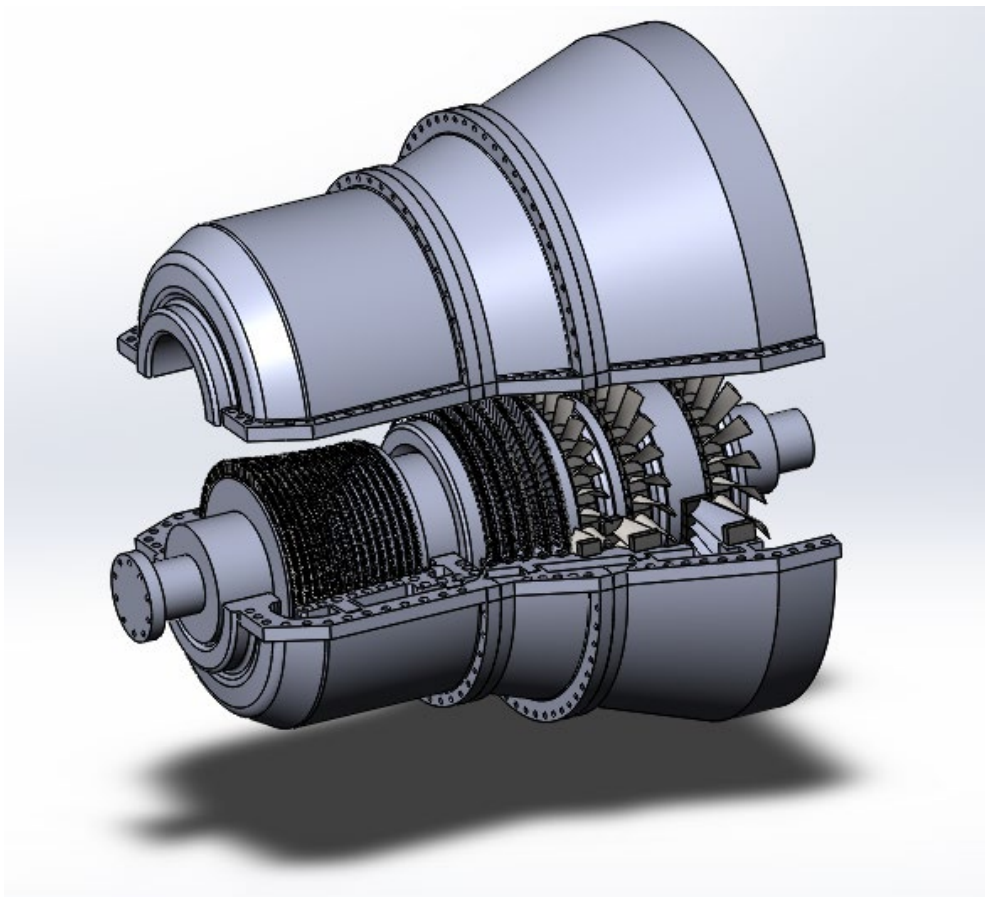


Рисунок 4.21. Унифицированная паровая турбина

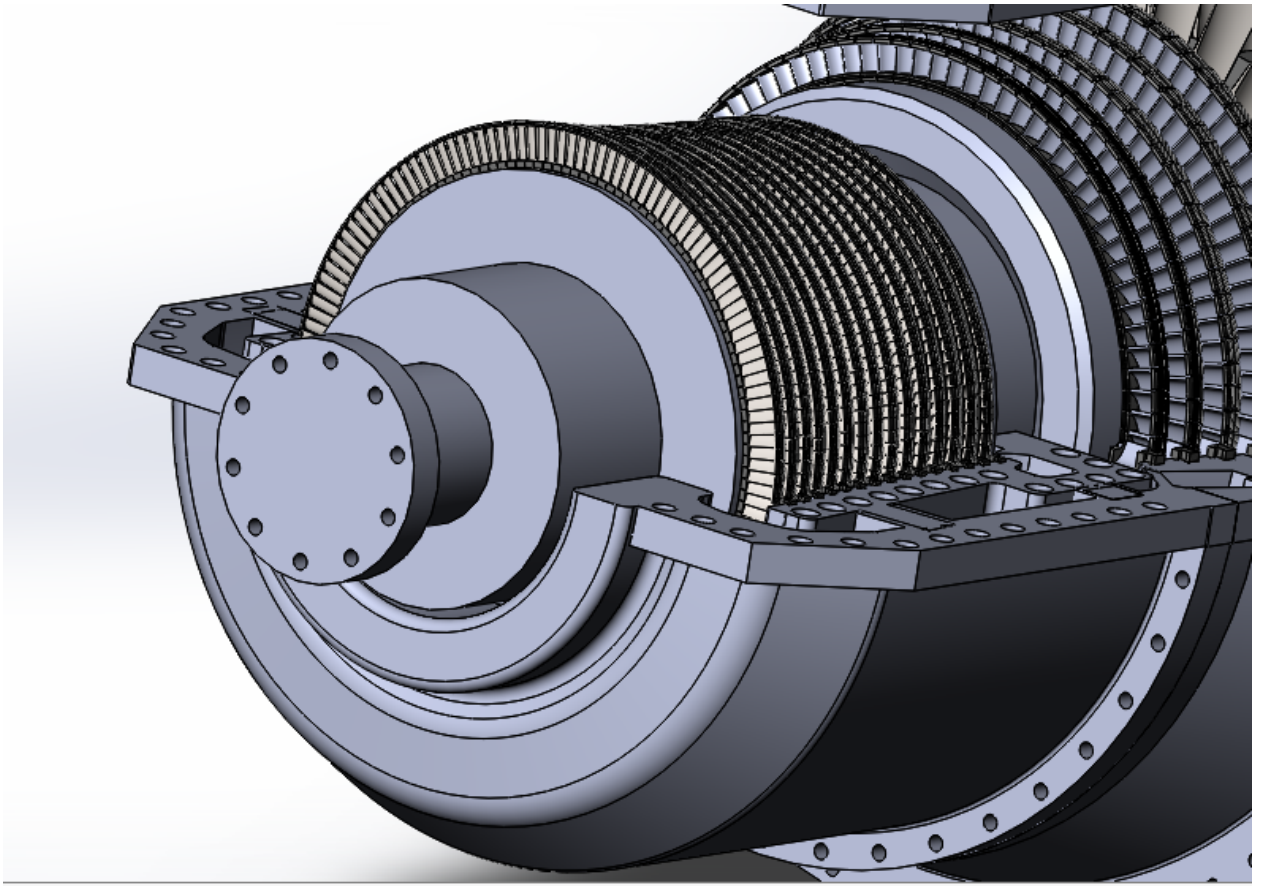


Рисунок 4.22. Ступени части высокого давления и части низкого давления

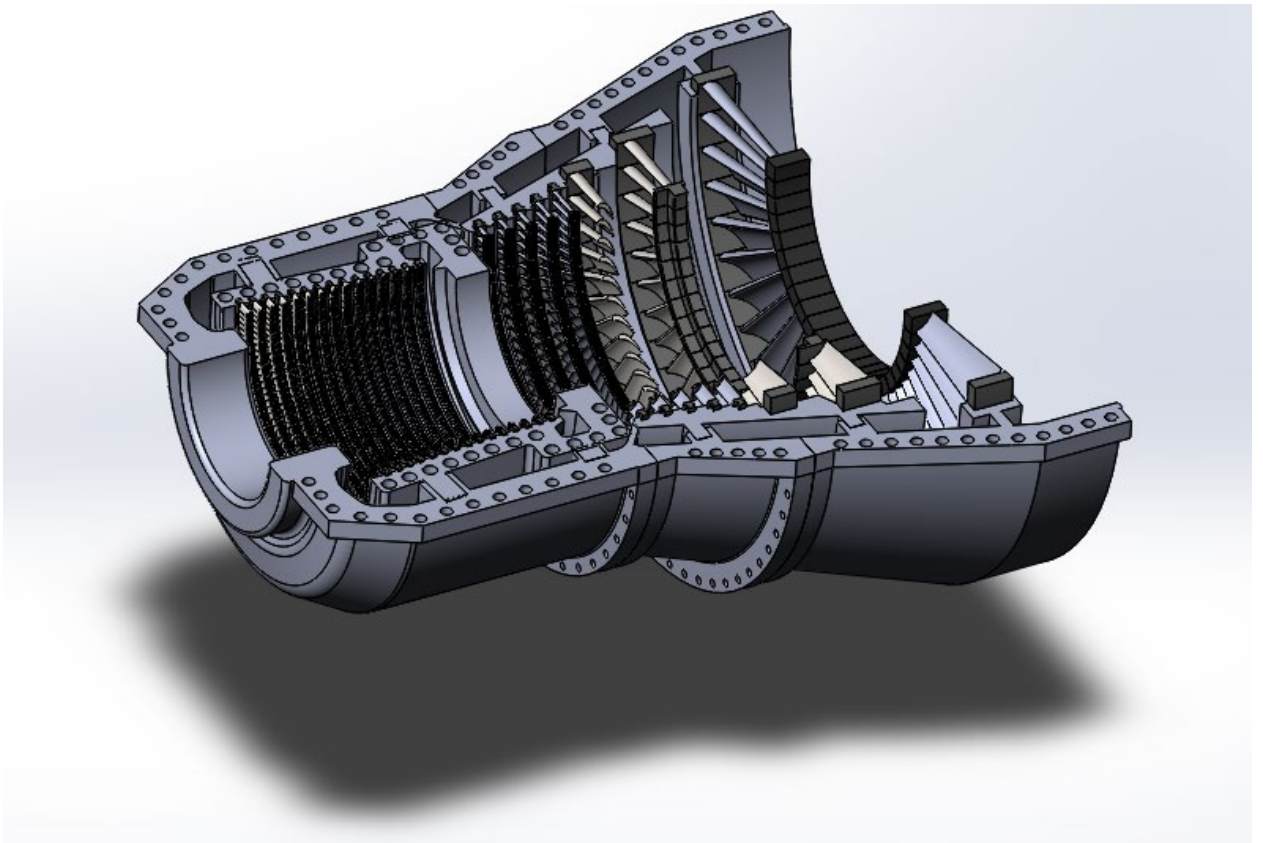


Рисунок 4.23. Нижняя половина корпуса

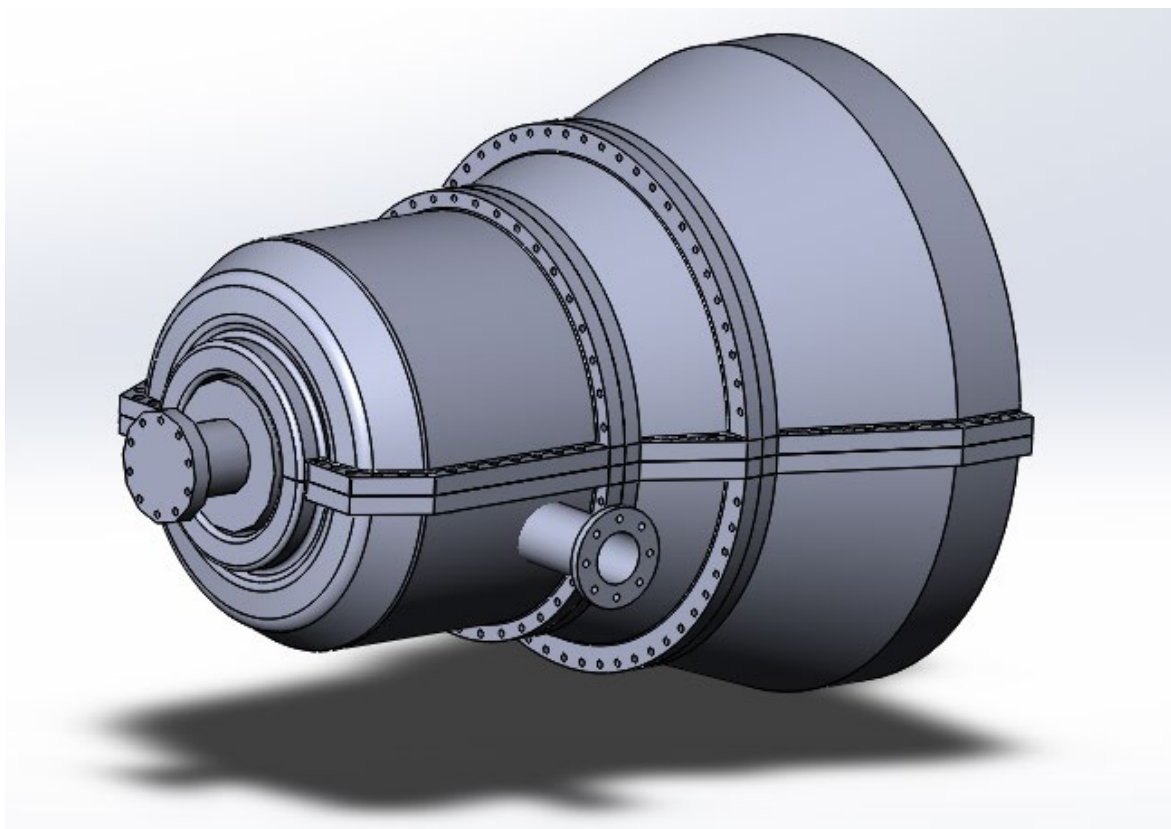


Рисунок 4.24. Унифицированная паровая турбина для одноконтурной схемы

ПГУ

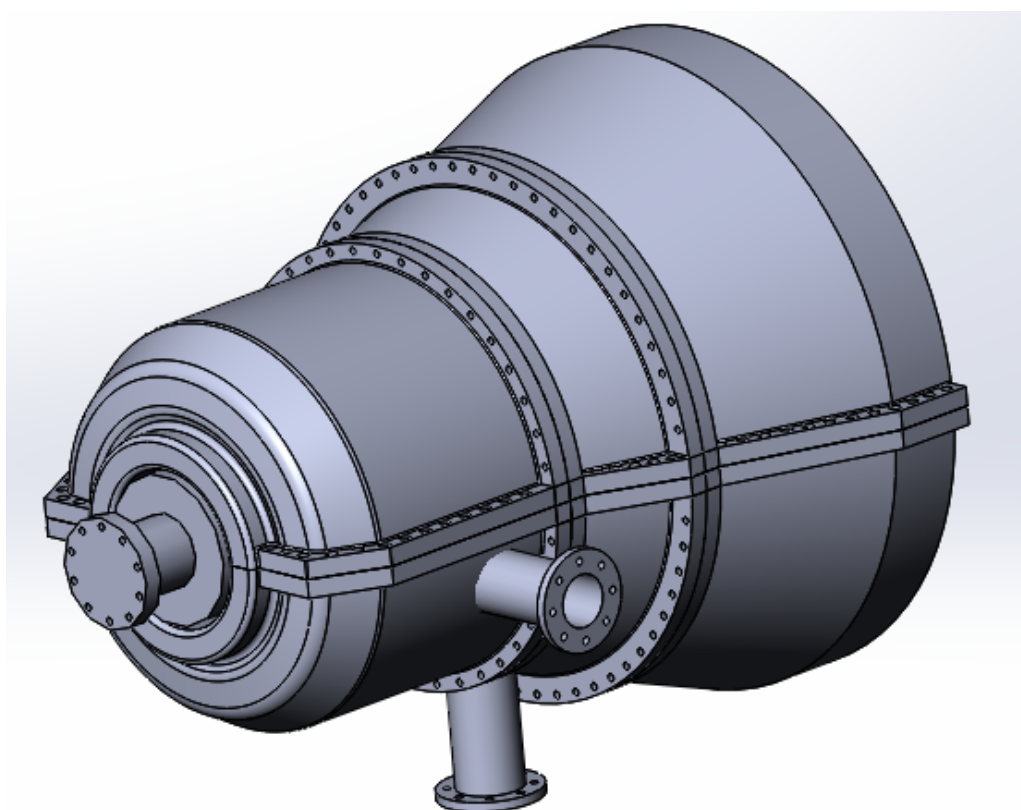


Рисунок 4.25. Унифицированная паровая турбина для двухконтурной схемы

ПГУ

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе была оценена целесообразность ПГУ на базе ГТУ, работающей на твердом биотопливе. Расчет ГТУ проводился с учетом теплофизических свойств продуктов сгорания. Температура газов перед газовой турбиной выбрана 1135°C , с учетом применения закрытой системы охлаждения. Степень сжатия воздуха в компрессоре 12,4, что обеспечивает необходимую температуру уходящих газов перед котлом утилизатором.

По итогу расчета были получены технико-экономические показатели одноконтурной и двухконтурной схем ПГУ, которые находятся почти на уровне показателей традиционных ПГУ. Так же произведен тепловой расчет унифицированной однокорпусной паровой турбины с частью высокого и низкого давлений, для этих двух схем.

В паровой турбине 15 ступеней ЧВД и 8 ступеней ЧНД, а её КПД составляет 87,7%. Лопаточный аппарат ЧВД унифицирован под угол входа 12° в сопловой аппарат, хорду 40мм и постоянный корневой диаметр. Первые 5 ступеней ЧНД унифицированы под угол входа 15° в сопловой аппарат, хорду 70мм и постоянный корневой диаметр, а лопаточный аппарат 3-х последних ступеней, спрофилирован для каждой по отдельности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.С. Земцова. Газотурбинные энергетические установки. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. - 428 с.
2. А.Г. Костюк, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. Паровые турбины и газотурбинные установки для электростанций. – М.: Издательский дом МЭИ, 2018. – 668 с.
3. Трухний А.Д. "Парогазовые установки электростанций" – М.: Издательский дом МЭИ, 2015. - 667 с.
4. R. Kehlhofer, R. Bachmann, H. Nielsen, J. Warner. Combined-cycle Gas&Steam turbine power plants. Second edition – 298 pp.
5. А.Г. Костюк. Динамика и прочность турбомашин. Издательский дом МЭИ 3-е издание, 2007.
6. Claire M. Soares. Gas turbines in simple cycle & combined cycle applications. McGraw Hill. 2005. — 549 pp.
7. Патент РФ № 2013106097/06, 12.02.2013. Газотурбинная установка на твердом топливе // Патент России № 139134/ Черезов С.Г., Петухов Д.В.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Расчет части высокого давления одноцилиндровой паровой турбины

Наименование величины	Номер ступени																														
	1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		14		15		
	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	
Расход пара G, кг/с	43,6		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9
Параметры давление p ₀ , МПа	6,305		5,525		4,848		4,238		3,690		3,199		2,760		2,369		2,022		1,716		1,446		1,210		1,005		0,827		0,674		
пара перед температурой t ₀ /сухость x ₀ , °C/-	539,2		518,8		501,5		483,4		464,8		445,8		426,3		406,3		385,8		364,9		343,5		321,7		299,5		276,9		253,8		
ступеню энтальпия h ₀ , кДж/кг	3512,6		3472,7		3439,7		3404,9		3369,2		3332,4		3294,7		3256,1		3216,6		3176,2		3135,1		3093,2		3050,5		3007,1		2963,1		
Кинетическая энергия на входе в ступень c ₀ ² /2, кДж/кг	0,00		0,92		0,94		0,95		0,97		0,95		0,97		0,99		1,02		1,02		1,04		1,07		1,08		1,02		1,12		
Давление торможения перед ступеню p̄ ₀ , МПа	6,305		5,540		4,861		4,250		3,701		3,208		2,769		2,377		2,029		1,722		1,452		1,215		1,009		0,831		0,678		
Располагаемый теплоперепад ступени Н ₀ , кДж/кг	46,9		46,2		46,6		46,9		47,3		47,6		47,9		48,3		48,7		49,0		49,4		49,8		50,2		50,5		50,9		
Изэнтропийный теплоперепад ступени Н ₀ , кДж/кг	46,87		45,29		45,62		45,95		46,28		46,62		46,96		47,30		47,65		48,00		48,36		48,72		49,08		49,45		49,82		
Средний диаметр ступени d ₁ , d ₂ , м	1,300	1,301	1,302	1,302	1,303	1,304	1,305	1,306	1,308	1,309	1,310	1,312	1,313	1,315	1,317	1,318	1,321	1,323	1,326	1,328	1,332	1,334	1,339	1,341	1,348	1,354	1,357	1,360	1,365	1,370	
Окружная скорость u ₁ , u ₂ , м/с	204,2	204,4	204,4	204,5	204,7	204,8	205,0	205,1	205,5	205,6	205,8	206,1	206,2	206,6	206,9	207,0	207,5	207,8	208,3	208,6	209,2	209,5	210,3	210,6	211,7	212,7	213,2	213,6	214,4	215,2	
Отношение скоростей (u/c ₀)	0,668		0,673		0,671		0,670		0,669		0,668		0,667		0,666		0,666		0,666		0,667		0,668		0,672		0,672		0,674		
корневая ρ _к	0,490		0,489		0,488		0,486		0,485		0,483		0,481		0,478		0,475		0,472		0,468		0,464		0,459		0,453		0,448		
Степень реакции средняя ρ _{ср}	0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		
периферийная ρ _н	0,510		0,511		0,512		0,514		0,516		0,516		0,518		0,521		0,524		0,526		0,531		0,535		0,540		0,544		0,553		
Изэнтропийный теплоперепад в решетках Н _{0с} , Н _{0р} , кДж/кг	23,4	23,4	23,1	23,1	23,3	23,3	23,4	23,4	23,6	23,6	23,8	23,8	24,0	24,0	24,1	24,1	24,3	24,3	24,5	24,5	24,7	24,7	24,9	24,9	25,1	25,1	25,2	25,2	25,5	25,5	
Теоретическая скорость выхода из решеток с _{1т} , w _{2т} , м/с	216,5	220,9	215,0	219,4	215,8	220,2	216,6	221,1	217,4	221,9	218,1	222,8	218,9	223,7	219,8	224,4	220,6	225,4	221,4	226,2	222,3	227,1	223,1	228,0	224,0	229,4	224,6	229,7	225,7	231,0	
Параметры давление p ₁ , p ₂ , МПа	5,905	5,525	5,185	4,848	4,541	4,238	3,962	3,690	3,443	3,199	2,977	2,760	2,563	2,369	2,194	2,022	1,867	1,716	1,579	1,446	1,327	1,210	1,106	1,005	0,915	0,827	0,749	0,674	0,608	0,5440	
пара за удельный объем v _{1т} , v _{2т} , м ³ /кг	0,060	0,063	0,067	0,071	0,075	0,079	0,084	0,089	0,094	0,100	0,106	0,113	0,120	0,128	0,136	0,145	0,155	0,166	0,178	0,191	0,205	0,220	0,237	0,255	0,276	0,298	0,323	0,351	0,38	0,42	
решетками температурой t _{1т} , t _{2т} /сухость x _{1т} , x _{2т} , °C/-	527,5	516,7	507,8	497,0	490,3	479,4	472,1	461,1	453,5	442,3	434,3	423,0	414,6	403,2	394,5	382,9	374,0	362,2	352,9	341,0	331,4	319,3	309,5	297,3	287,1	274,8	264,3	251,8	241,2	228,5	
Температура насыщения t _{1с} , t _{2с} , °C	274,5	270,3	266,2	262,0	258,0	253,8	249,8	245,6	241,6	237,4	233,4	229,3	225,3	221,1	217,1	212,9	208,9	204,8	200,8	196,6	192,6	188,4	184,3	180,1	176,0	171,8	167,7	163,5	159,3	155,0	
Действительная энтальпия пара за решетками h ₁ , h ₂ , кДж/кг	3491,1	3469,6	3452,3	3432,6	3419,1	3399,0	3384,1	3363,8	3348,1	3327,5	3311,1	3290,3	3273,2	3252,1	3234,4	3213,0	3194,6	3173,0	3154,1	3132,2	3112,7	3090,6	3070,6	3048,2	3027,7	3005,1	2984,1	2961,3	2939,9	2916,9	
Действительный удельный объем пара за решетками v ₁ , v ₂ , м ³ /кг	0,060	0,063	0,067	0,071	0,075	0,079	0,084	0,089	0,094	0,100	0,106	0,113	0,120	0,128	0,136	0,146	0,155	0,166	0,178	0,191	0,205	0,220	0,237	0,256	0,276	0,299	0,324	0,352	0,382	0,417	
Действительная сухость за ступеню x ₁ , x ₂	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	
Действительная энтропия пара за решетками s ₁ , s ₂ , кДж/(кгК)	6,976	6,978	6,985	6,989	7,000	7,005	7,015	7,019	7,029	7,033	7,042	7,046	7,055	7,059	7,067	7,071	7,079	7,083	7,090	7,094	7,101	7,106	7,112	7,116	7,123	7,127	7,133	7,138	7,143	7,148	
Энтальпия торможения перед решетками Н _{0т} , Н _{1т} , кДж/кг	3512,6	3492,1	3473,6	3453,2	3440,6	3420,0	3405,9	3385,1	3370,2	3349,1	3333,4	3312,1	3295,7	3274,2	3257,1	3235,3	3217,6	3195,6	3177,2	3155,1	3136,1	3113,7	3094,2	3071,6	3051,6	3028,8	3008,1	2985,2	2964,2	2941,0	
Энтальпия торможения Н _{2т} , кДж/кг		3492,1		3453,3		3420,0		3385,1		3349,1		3312,2		3274,2		3235,4		3195,7		3155,2		3113,8		3071,7		3029,0		2985,3		2941,2	
Давление торможения перед решетками p̄ _{0т} , p̄ _{1т} , МПа	6,305	5,920	5,540	5,199	4,861	4,554	4,250	3,974	3,701	3,453	3,208	2,987	2,769	2,571	2,377	2,201	2,029	1,874	1,722	1,585	1,452	1,332	1,215	1,111	1,009	0,918	0,831	0,753	0,678	0,611	
удельный объем торможения перед решетками v̄ _{0т} , v̄ _{1т} , м ³ /кг	0,057	0,060	0,063	0,067	0,071	0,075	0,079	0,084	0,089	0,094	0,100	0,106	0,113	0,120	0,128	0,136	0,146	0,155	0,166	0,178	0,191	0,204	0,220	0,236	0,256	0,275	0,299	0,322	0,351	0,381	
Показатель изэнтропии κ	1,275	1,276	1,277	1,277	1,278	1,279	1,280	1,281	1,281	1,282	1,283	1,284	1,285	1,286	1,287	1,288	1,289	1,291	1,292	1,293	1,294	1,295	1,296	1,297	1,299	1,300	1,301	1,302	1,303	1,304	
Критическое отношение давлений ε _{кр}	0,550	0,550	0,550	0,550	0,550	0,550	0,549	0,549	0,549	0,549	0,549	0,549	0,548	0,548	0,548	0,548	0,548	0,547	0,547	0,547	0,547	0,547	0,546	0,546	0,546	0,546	0,545	0,545	0,545	0,545	
Отношение давлений ε	0,937	0,933	0,936	0,933	0,934	0,931	0,932	0,929	0,930	0,926	0,928	0,924	0,926	0,922	0,923	0,919	0,920	0,916	0,917	0,912	0,914	0,909	0,910	0,905	0,906	0,901	0,902	0,896	0,897	0,891	
Критическое давление p _{кр1} , p _{кр2} , МПа	3,470	3,257	3,047	2,858	2,672	2,503	2,335	2,183	2,032	1,895	1,761	1,638	1,518	1,409	1,303	1,206	1,111	1,026	0,942	0,867	0,794	0,728	0,664	0,607	0,551	0,501	0,453	0,410	0,369	0,333	
Критический удельный объем v _{кр} , м ³ /кг	0,091	0,096	0,101	0,106	0,113	0,119	0,126	0,133	0,142	0,150	0,160	0,169	0,180	0,191	0,204	0,217	0,232	0,247	0,265	0,283	0,304	0,325	0,351	0,376	0,407	0,438	0,475	0,513	0,559	0,606	
Критическая скорость потока c _{кр} , м/с	635,0	631,2	627,8	623,9	621,6	617,6	614,9	610,9	608,0	603,8	600,7	596,4	593,1	588,7	585,2	580,6	576,9	572,2	568,2	563,4	559,2	554,2	549,7	544,5	539,9	534,5	529,5	523,9	518,8	513,0	
Скорость звука a ₁ , a ₂ , м/с	672,5	668,3	665,0	660,8	658,5	654,2	651,5	647,1	644,2	639,7	636,6	631,9	628,6	623,8	620,2	615,2	611,5	606,3	602,4	597,0	592,8	587,2	582,8	577,0	572,3	566,3	561,3	555,0	549,8	543,3	
Числа Маха M _{1т} , M _{2т}	0,322	0,331	0,323	0,332	0,328	0,337	0,332	0,342	0,337	0,347	0,343	0,353	0,348	0,359	0,354	0,365	0,361	0,372	0,368	0,379	0,375	0,387	0,383	0,395	0,391	0,405	0,400	0,414	0,411	0,425	
Число Маха M _{кр1}		0,065		0,065		0,066		0,067		0,068		0,069		0,070		0,072		0,073		0,075		0,076		0,078		0,079		0,081		0,083	
Кинематическая вязкость ν _{1т} , ν _{2т} , м ² /с	1,79E-06	1,85E-06	1,94E-06	2,00E-06	2,11E-06	2,18E-06	2,30E-06	2,38E-06	2,51E-06	2,60E-06	2,74E-06	2,84E-06	3,00E-06	3,12E-06	3,29E-06	3,42E-06	3,62E-06	3,77E-06	3,98E-06	4,15E-06	4,40E-06	4,60E-06	4,87E-06	5,10E-06	5,42E-06	5,68E-06	6,04E-06	6,35E-06	6,77E-06	7,13E-06	
Число Рейнольдса	4,83E+06	4,77E+06	4,44E+07	8,29E+06	1,33E+07	7,64E+06	1,22E+07	7,03E+06	1,13E+07	6,46E+06	1,03E+07	5,93E+06	9,48E+06	5,43E+06																	

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Расчет части низкого давления одноцилиндровой паровой турбины

Наименование величины	Номер ступени															
	1		2		3		4		5		6		7		8	
	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая
Расход пара G, кг/с	42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,9		42,0	
Параметры давление p_0 , МПа	0,528		0,393		0,286		0,199		0,130		0,078		0,042		0,019	
пара перед температурой t_0 /сухость x_0 , °C/-	230,7		199,3		169,2		136,5		99,4		0,971		0,947		0,920	
ступеню энтальпия h_0 , кДж/кг	2919,7		2859,9		2802,9		2741,1		2673,5		2597,8		2515,3		2418,2	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$, кДж/кг	0,00		2,29		2,42		2,64		2,80		4,39		5,98		9,06	
Давление торможения перед ступенью \bar{p}_0 , МПа	0,528		0,397		0,290		0,202		0,132		0,080		0,044		0,0206	
Располагаемый теплоперепад ступени H_0 , кДж/кг	64,8		67,5		72,1		78,3		87,8		99,4		120,5		184,1	
Изэнтропийный теплоперепад ступени H_0 , кДж/кг	64,76		65,19		69,68		75,64		85,00		95,00		114,50		175,00	
Средний диаметр ступени d_1, d_2 , м	1,518	1,522	1,534	1,539	1,554	1,562	1,584	1,604	1,621	1,641	1,698	1,718	1,831	1,856	2,071	2,100
Окружная скорость u_1, u_2 , м/с	238,4	239,1	241,0	241,7	244,1	245,4	248,8	252,0	254,6	257,8	266,7	269,9	287,6	291,5	325,3	329,9
Отношение скоростей (u/c_0)	0,664		0,658		0,646		0,637		0,615		0,605		0,594		0,544	
корневая ρ_k	0,459		0,451		0,440		0,424		0,405		0,333		0,239		0,249	
Степень реакции средняя ρ_{cp}	0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,500		0,600	
периферийная ρ_n	0,538		0,547		0,558		0,585		0,600		0,602		0,636		0,747	
Изэнтропийный теплоперепад в решетках H_{0c}, H_{0p} , кДж/кг	32,4	32,4	33,7	33,7	36,0	36,0	39,1	39,1	43,9	43,9	49,7	49,7	60,2	60,2	73,6	110,4
Теоретическая скорость выхода из решеток c_{1t}, w_{2t} , м/с	254,5	263,0	259,8	268,6	268,5	278,2	279,8	291,7	296,3	310,5	315,3	330,8	347,1	365,4	383,7	487,9
Параметры давление p_1, p_2 , МПа	0,457	0,393	0,338	0,286	0,241	0,199	0,163	0,130	0,102	0,078	0,059	0,042	0,029	0,019	0,012	0,0051
пара за удельный объем v_{1t}, v_{2t} , м ³ /кг	0,482	0,541	0,609	0,693	0,796	0,923	1,085	1,314	1,633	2,070	2,671	3,560	4,946	7,217	11,080	24,099
решетками температурой t_{1t}, t_{2t} /сухость x_{1t}, x_{2t} , °C/-	213,8	197,8	182,9	166,1	-1,0000	-1,0000	-1,0000	0,9914	0,9808	0,9677	0,9567	0,9424	0,9303	0,9135	0,9006	0,8700
Температура насыщения t_{1st}, t_{2st} , °C	148,4	143,0	137,7	132,0	126,3	120,1	113,8	107,1	100,1	92,8	85,3	77,3	68,7	59,3	49,5	33,2
Действительная энтальпия пара за решетками h_1, h_2 , кДж/кг	2889,1	2858,6	2830,2	2800,1	2771,1	2738,7	2706,5	2671,2	2634,4	2594,7	2554,8	2510,0	2463,8	2409,4	2356,9	2256,8
Действительный удельный объем пара за решетками v_1, v_2 , м ³ /кг	0,483	0,542	0,610	0,696	0,798	0,927	1,087	1,317	1,634	2,074	2,674	3,567	4,952	7,236	11,097	24,217
Действительная сухость за ступенью x_1, x_2	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,000	-1,000	-1,0000	0,9931	0,9817	0,970	0,9577	0,9445	0,9315	0,9160	0,9020	0,8743
Действительная энтропия пара за решетками s_1, s_2 , кДж/(кгК)	7,171	7,175	7,182	7,190	7,200	7,209	7,220	7,230	7,242	7,253	7,268	7,282	7,305	7,323	7,360	7,393
Энтальпия торможения перед решетками h_{0t}, h_{1t} , кДж/кг	2919,7	2891,1	2862,2	2832,4	2805,3	2773,4	2743,7	2709,1	2676,3	2637,9	2602,2	2559,0	2521,3	2469,1	2427,3	2364,0
Энтальпия торможения h_{2w} , кДж/кг		2891,3		2832,6		2773,7		2709,9		2638,7		2559,8		2470,3		2365,5
Давление торможения перед решетками \bar{p}_0, \bar{p}_{1w} , МПа	0,528	0,461	0,397	0,342	0,290	0,244	0,202	0,165	0,132	0,104	0,080	0,060	0,044	0,031	0,021	0,013
удельный объем торможения перед решетками \bar{v}_0, \bar{v}_{1w} , м ³ /кг	0,431	0,479	0,539	0,605	0,692	0,790	0,920	1,075	1,299	1,604	2,028	2,612	3,454	4,793	6,860	10,582
Показатель изэнтропии k	1,306	1,307	1,309	1,310	1,311	1,312	1,313	1,318	1,335	1,333	1,330	1,327	1,323	1,319	1,315	1,308
Критическое отношение давлений $\epsilon_{кр}$	0,545	0,544	0,544	0,544	0,544	0,543	0,543	0,577	0,577	0,578	0,578	0,579	0,580	0,581	0,582	0,583
Отношение давлений ϵ	0,865	0,853	0,852	0,838	0,832	0,816	0,806	0,786	0,771	0,749	0,732	0,705	0,668	0,632	0,585	0,401
Критическое давление $p_{кр1}, p_{кр2}$, МПа	0,287	0,251	0,216	0,186	0,158	0,133	0,110	0,095	0,076	0,060	0,046	0,035	0,026	0,018	0,012	0,007
Критический удельный объем $v_{кр}$, м ³ /кг	0,686	0,763	0,857	0,963	1,105	1,286	1,523	1,726	2,108	2,603	3,291	4,240	5,607	7,784	11,143	17,181
Критическая скорость потока $c_{кр}$, м/с	507,6	500,2	492,6	484,6	477,1	468,1	459,5	434,9	427,2	421,1	415,0	408,2	401,6	393,4	386,1	376,1
Скорость звука a_1, a_2 , м/с	535,9	527,4	519,3	510,0	501,9	491,3	481,6	440,8	434,6	427,4	420,6	412,6	404,6	395,0	386,0	368,7
Числа Маха M_{1t}, M_{2t}	0,475	0,499	0,500	0,527	0,535	0,566	0,581	0,662	0,682	0,726	0,749	0,802	0,858	0,925	0,994	1,323
Число Маха M_{w1}		0,119		0,126		0,136		0,150		0,193		0,217		0,256		0,309
Кинематическая вязкость ν_{1t}, ν_{2t} , м ² /с	8,01E-06	8,58E-06	9,38E-06	1,01E-05	1,13E-05	1,23E-05	1,40E-05	1,63E-05	2,00E-05	2,46E-05	3,15E-05	4,04E-05	5,55E-05	7,74E-05	1,18E-04	2,38E-04
Число Рейнольдса	2,22E+06	2,14E+06	3,60E+06	2,01E+06	3,09E+06	1,71E+06	2,60E+06	1,35E+06	1,92E+06	9,54E+05	1,30E+06	6,19E+05	8,13E+05	3,57E+05	4,25E+05	1,55E+05
Коэффициенты расхода μ_1, μ_2	0,973	0,973	0,975	0,957	0,976	0,958	0,976	0,959	0,986	0,972	0,997	0,979	1,010	0,987	1,025	0,996
Выходные площади решеток F_1, F_2 , м ²	0,084	0,091	0,104	0,116	0,132	0,149	0,172	0,202	0,240	0,295	0,364	0,472	0,605	0,860	1,182	2,082
Эффективные/выходные углы решеток $\alpha_{1ф}/\alpha_1, \beta_{2ф}/\beta_2$, град	15,00	15,23	15,00	15,69	15,00	15,68	15,00	15,13	16,00	17,43	16,00	19,06	16,00	21,28	17,00	29,03
Высоты решеток l_1, l_2 , м	0,0683	0,0723	0,0836	0,0886	0,1042	0,1122	0,1336	0,1536	0,1708	0,1908	0,248	0,268	0,381	0,406	0,621	0,650
Хорды b_1, b_2 , м	0,070	0,070	0,070	0,070	0,070	0,070	0,070	0,070	0,070	0,070	0,100	0,100	0,150	0,150	0,200	0,200
Корневой диаметр рабочей решетки $d_{2кр}$, м	—	1,450	—	1,450	—	1,450	—	1,450	—	1,450	—	1,450	—	1,450	—	1,450
Относительный диаметр лопатки d/l	—	21,05	—	17,38	—	13,92	—	10,45	—	8,60	—	6,42	—	4,57	—	3,23
Коэффициенты скорости ϕ, ψ	0,972	0,972	0,973	0,949	0,975	0,951	0,976	0,954	0,977	0,955	0,977	0,955	0,977	0,955	0,977	0,956
Скорость выхода потока из решеток c_1, w_2 , м/с	247,31	255,70	252,8	254,9	261,7	264,6	273,0	278,1	289,4	296,5	307,9	315,8	339,1	348,9	375,1	466,3
Относительная скорость входа в рабочую решетку w_1 и абсолютная скорость выхода из нее c_2 , м/с	64,06	67,64	65,6	69,6	68,3	72,6	72,2	74,8	83,8	93,7	91,3	109,4	103,6	134,6	119,2	246,8
Углы направления этих скоростей β_1, α_2 , град	89,62	83,5	87,2	87,1	82,7	82,7	78,1	77,3	73,8	74,7	71,6	75,3	68,8	76,3	74,6	72,9
Потери энергии в решетках $\Delta H_r, \Delta H_{rp}$, кДж/кг	1,80	1,89	1,78	3,59	1,81	3,68	1,87	3,85	2,02	4,25	2,28	4,84	2,76	5,89	3,29	10,31
Потеря выходной скорости $\Delta H_{вс}$, кДж/кг		2,29		2,4		2,6		2,8		4,4		6,0		9,1		30,4
Располагаемая энергия ступени E_0 , кДж/кг		62,5		65,1		69,5		75,5		83,4		93,4		111,4		184,1
Относительный лопаточный КПД $\eta_{лп}$		0,941		0,917		0,921		0,924		0,925		0,924		0,922		0,761
Эквивалентный зазор $\delta_{экв}$, м		0,0003		0,0003		0,0003		0,0003		0,0003		0,0003		0,0003		0,0003
Эквивалентные площади для подсчета утечек f_1, f_2 , м ²		0		0,0010		0,0018		0,0010		0,0019		0,0011		0,0022		0,0013
Потери от утечек $\xi_{ку}$ и $\xi_{пу}$	0,0000	0,0209	0,0258	0,0169	0,0207	0,0139	0,0161	0,0112	0,0116	0,0085	0,0078	0,0062	0,0048	0,0043	0,0021	0,0023
Потери от влажности $\xi_{вл}$		0,0		0,0		0,0		0,0031		0,0171		0,0429		0,0697		0,0959
Относительный внутренний КПД η_{oi}		0,920		0,875		0,886		0,894		0,888		0,867		0,844		0,660
Использованный теплоперепад H_i , кДж/кг		57,5		56,9		61,6		67,5		74,0		81,0		94,0		121,6
Внутренняя мощность N_i , кВт		2559		2535		2745		3005		3347		3700		4365		5105
Параметры энтальпия h_k , кДж/кг																2305,7
пара за удельный объем v_k , м ³ /кг																24,776
отсеком сухость x_k																0,894
Удельный расход																1040,6

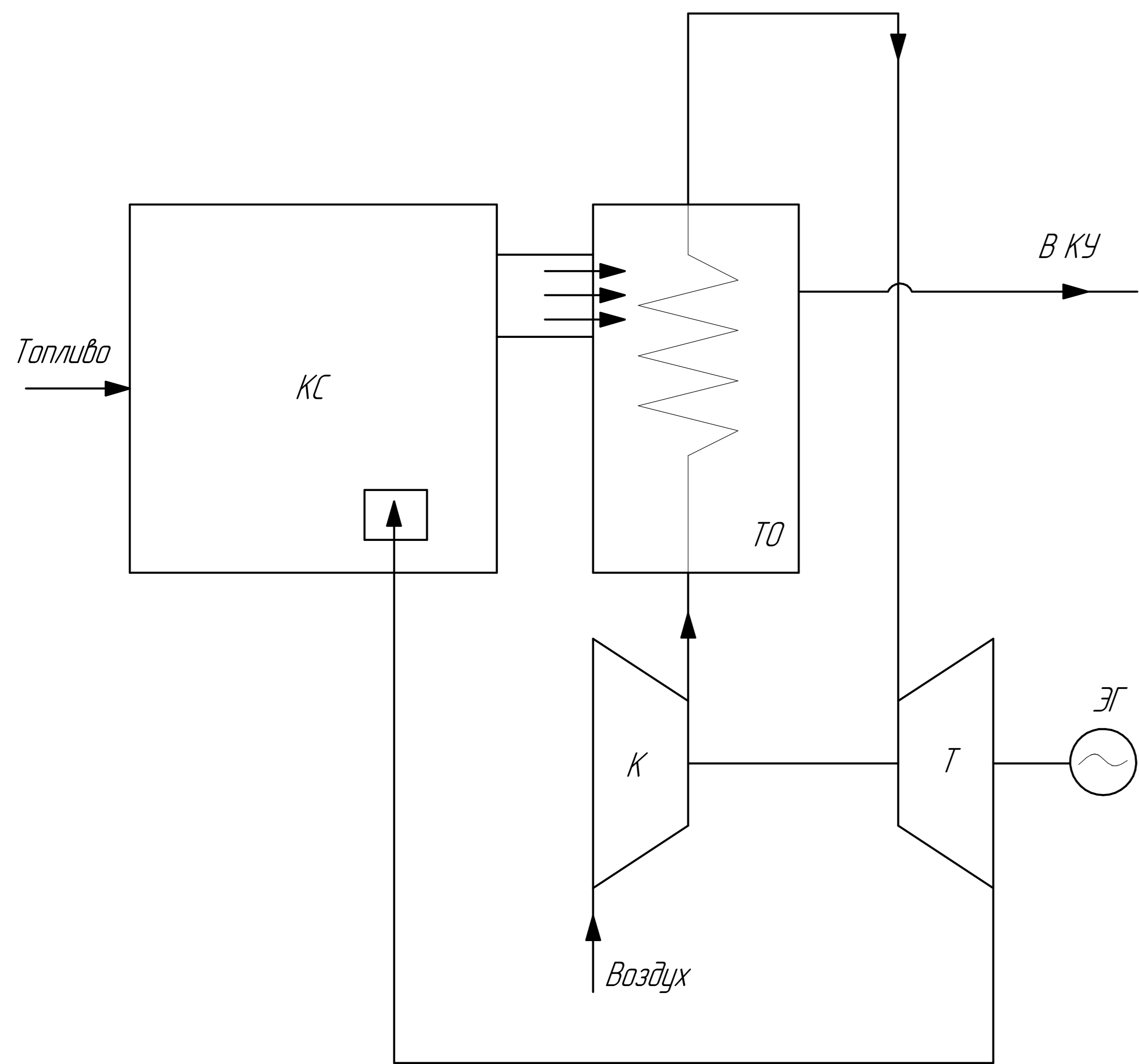


Схема 1. ГТУ с выносной камерой сгорания и теплообменником

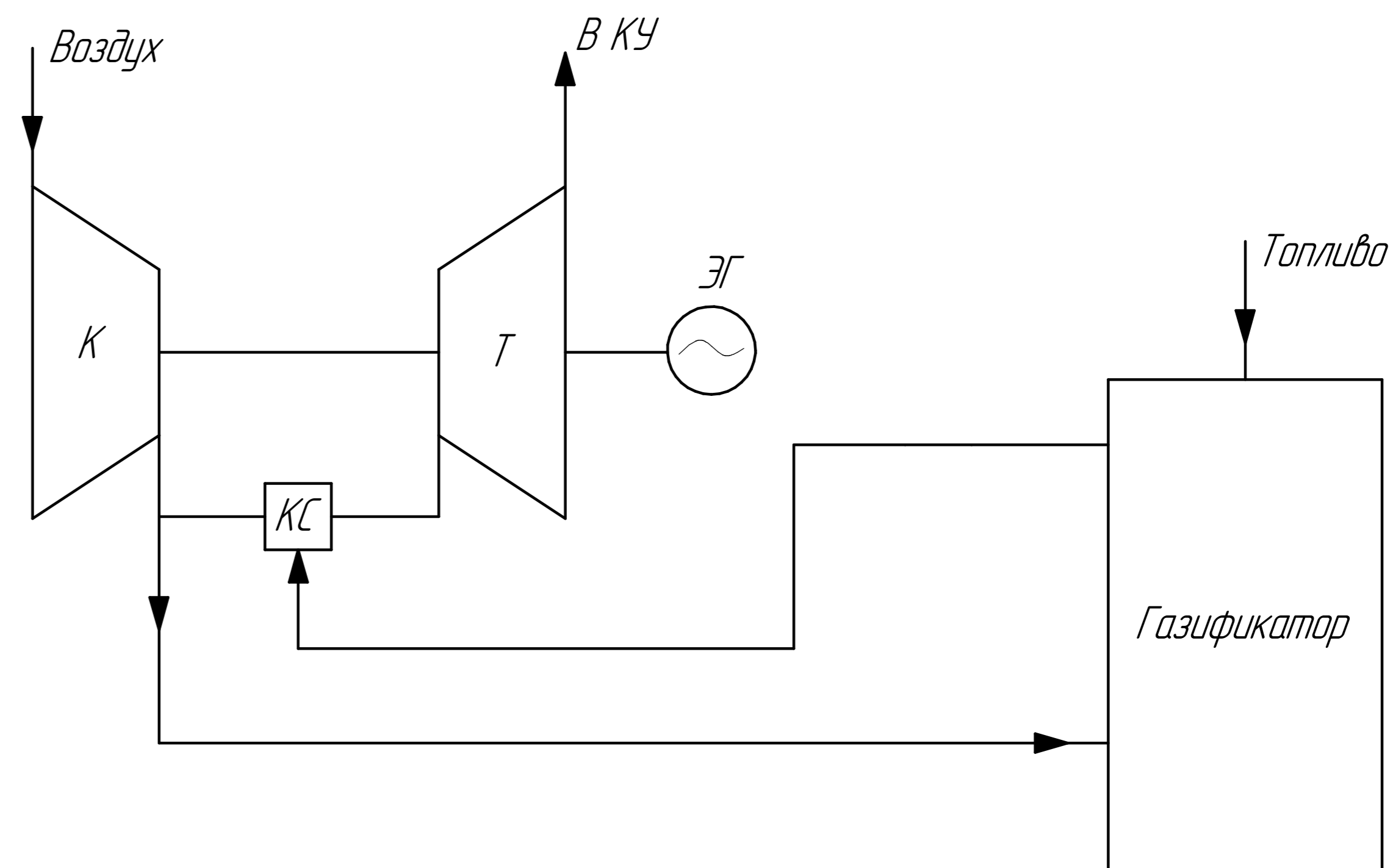


Схема 2. ГТУ с газификатором

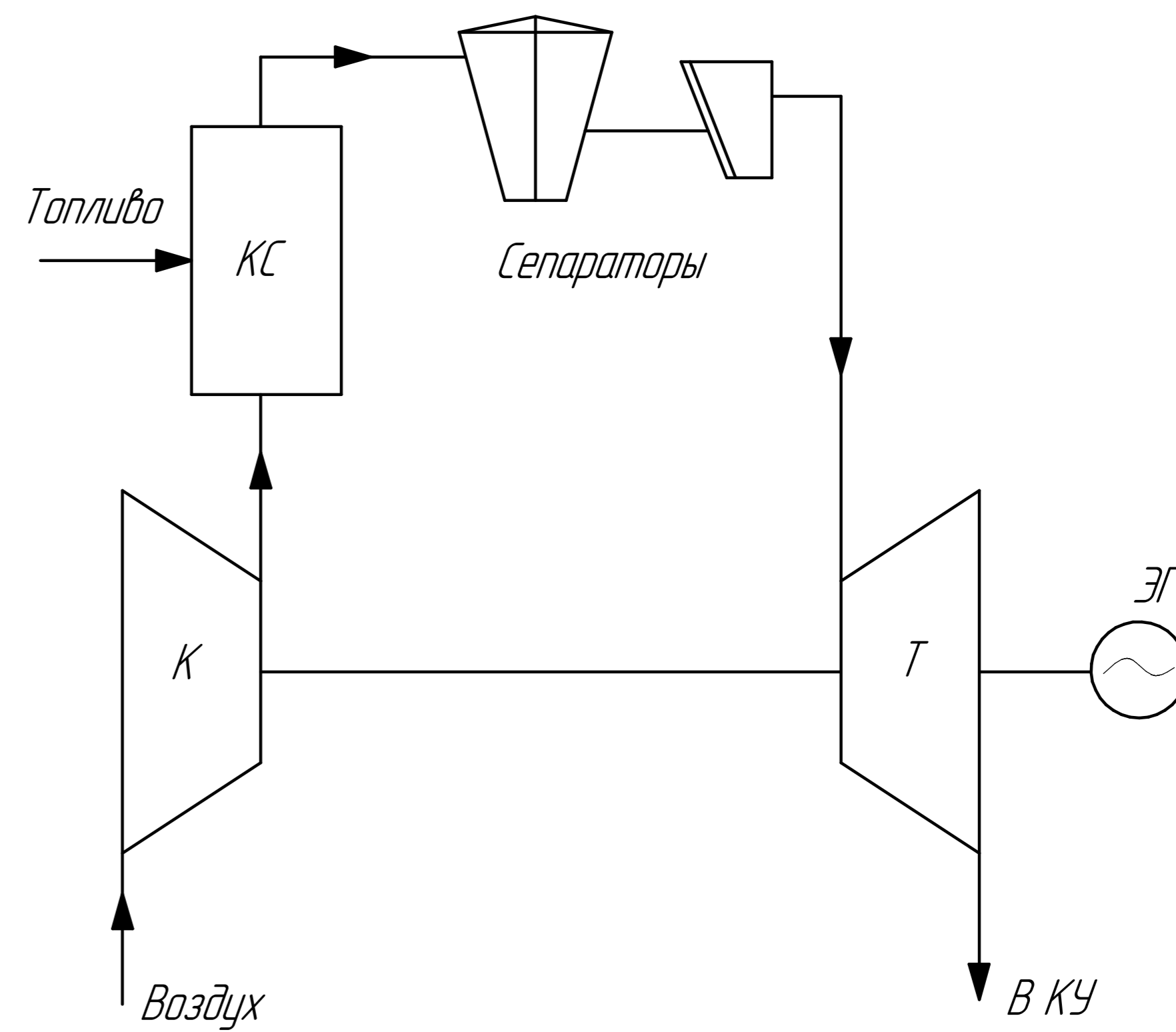
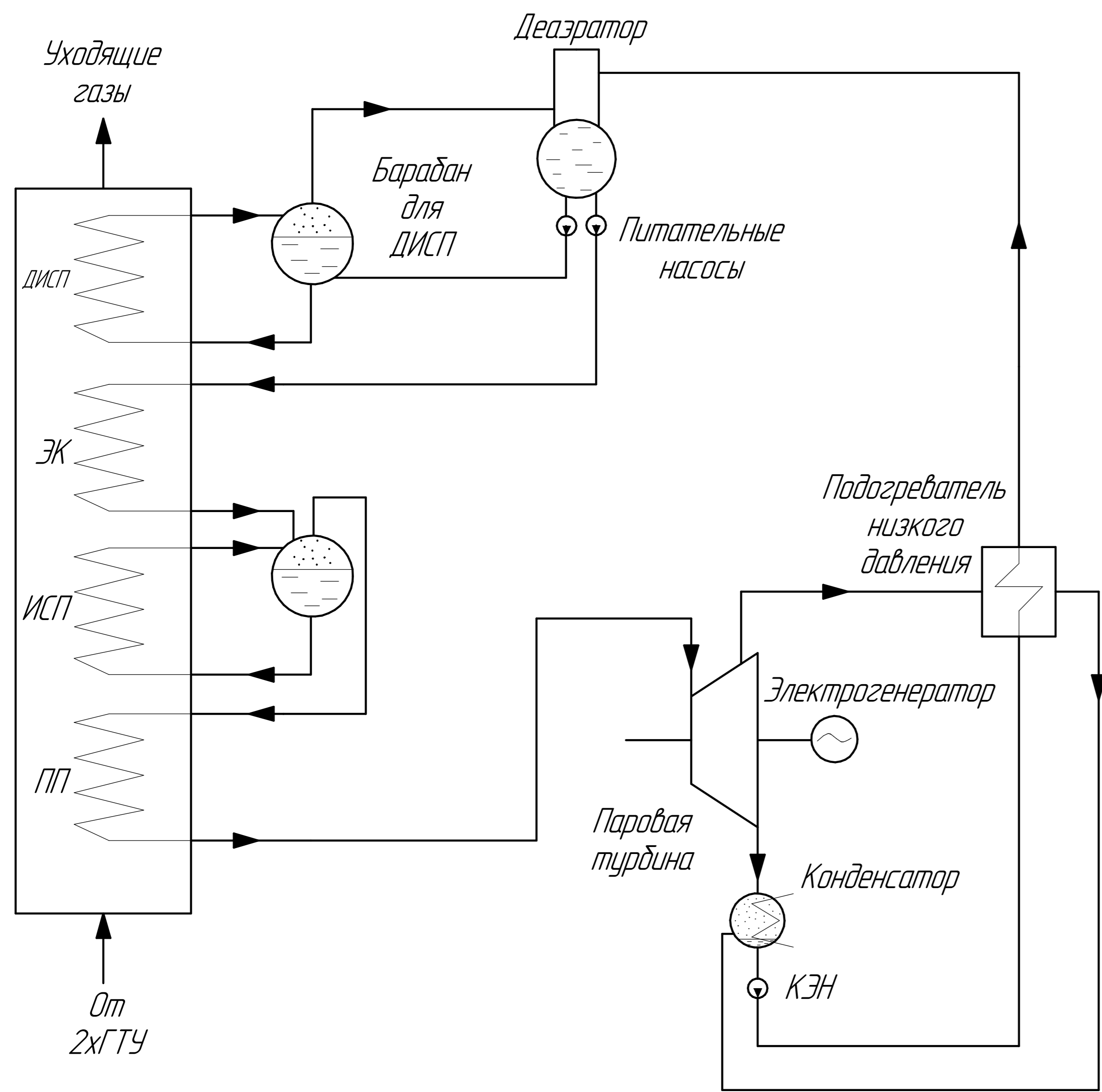


Схема 3. ГТУ с выносной камерой сгорания и сепараторами

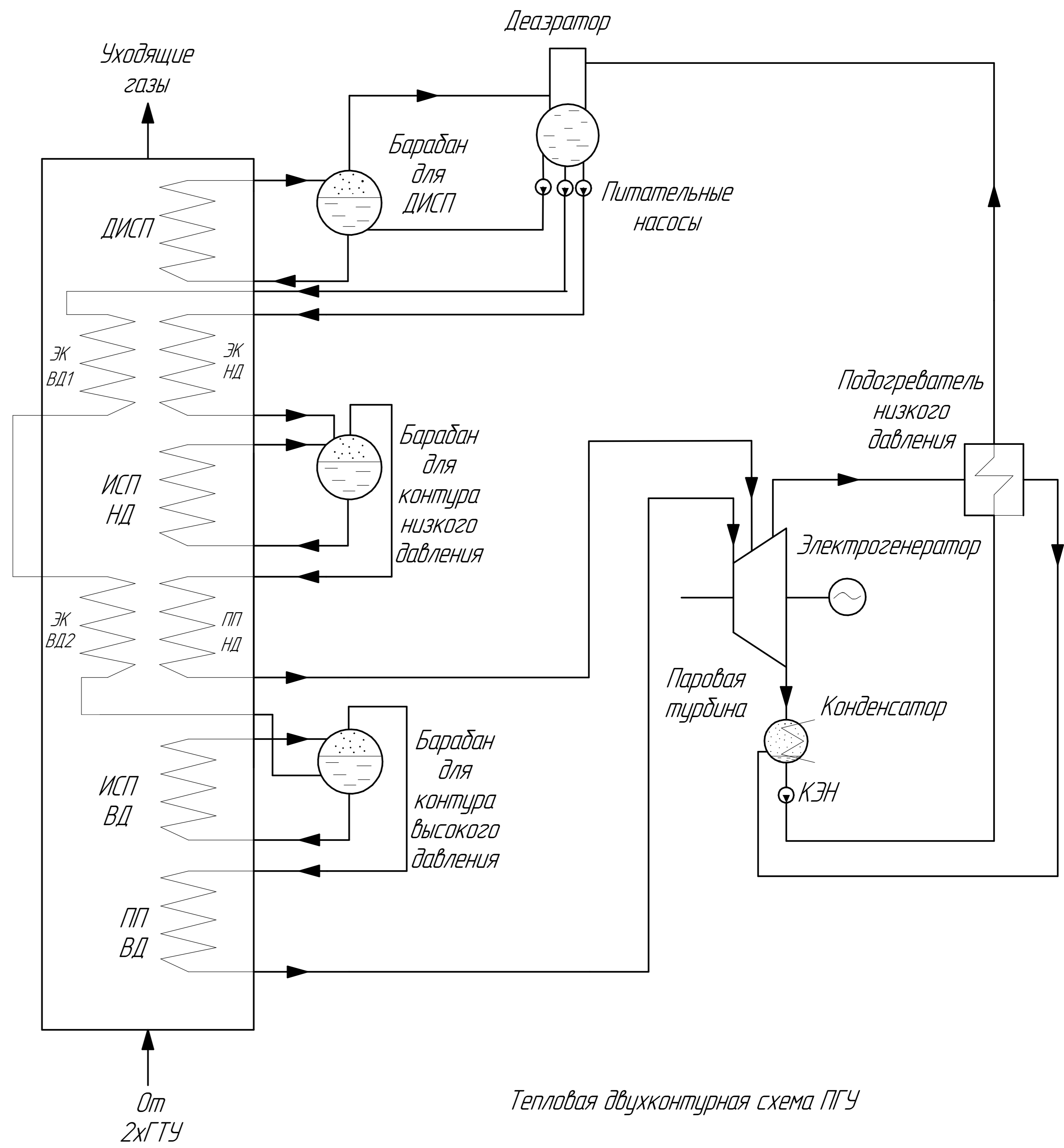
Изм. № 1
Изм. № 2
Изм. № 3
Изм. № 4
Изм. № 5
Изм. № 6
Изм. № 7
Изм. № 8
Изм. № 9
Изм. № 10
Изм. № 11
Изм. № 12
Изм. № 13
Изм. № 14
Изм. № 15
Изм. № 16
Изм. № 17
Изм. № 18
Изм. № 19
Изм. № 20
Изм. № 21
Изм. № 22
Изм. № 23
Изм. № 24
Изм. № 25
Изм. № 26
Изм. № 27
Изм. № 28
Изм. № 29
Изм. № 30
Изм. № 31
Изм. № 32
Изм. № 33
Изм. № 34
Изм. № 35
Изм. № 36
Изм. № 37
Изм. № 38
Изм. № 39
Изм. № 40
Изм. № 41
Изм. № 42
Изм. № 43
Изм. № 44
Изм. № 45
Изм. № 46
Изм. № 47
Изм. № 48
Изм. № 49
Изм. № 50

Изм. № 51
Изм. № 52
Изм. № 53
Изм. № 54
Изм. № 55
Изм. № 56
Изм. № 57
Изм. № 58
Изм. № 59
Изм. № 60
Изм. № 61
Изм. № 62
Изм. № 63
Изм. № 64
Изм. № 65
Изм. № 66
Изм. № 67
Изм. № 68
Изм. № 69
Изм. № 70
Изм. № 71
Изм. № 72
Изм. № 73
Изм. № 74
Изм. № 75
Изм. № 76
Изм. № 77
Изм. № 78
Изм. № 79
Изм. № 80
Изм. № 81
Изм. № 82
Изм. № 83
Изм. № 84
Изм. № 85
Изм. № 86
Изм. № 87
Изм. № 88
Изм. № 89
Изм. № 90
Изм. № 91
Изм. № 92
Изм. № 93
Изм. № 94
Изм. № 95
Изм. № 96
Изм. № 97
Изм. № 98
Изм. № 99
Изм. № 100

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Варианты тепловых схем ГТУ			Лит	Масса	Масштаб
Разраб.	у	Нектеров ГИМ			-	-				
Проб.		Митрохова ОМ								
Т.контр.										
Исполн.										
Удб.		Митрохова ОМ								
					Лист	Листов	1			
					Копирабан			Формат А1		



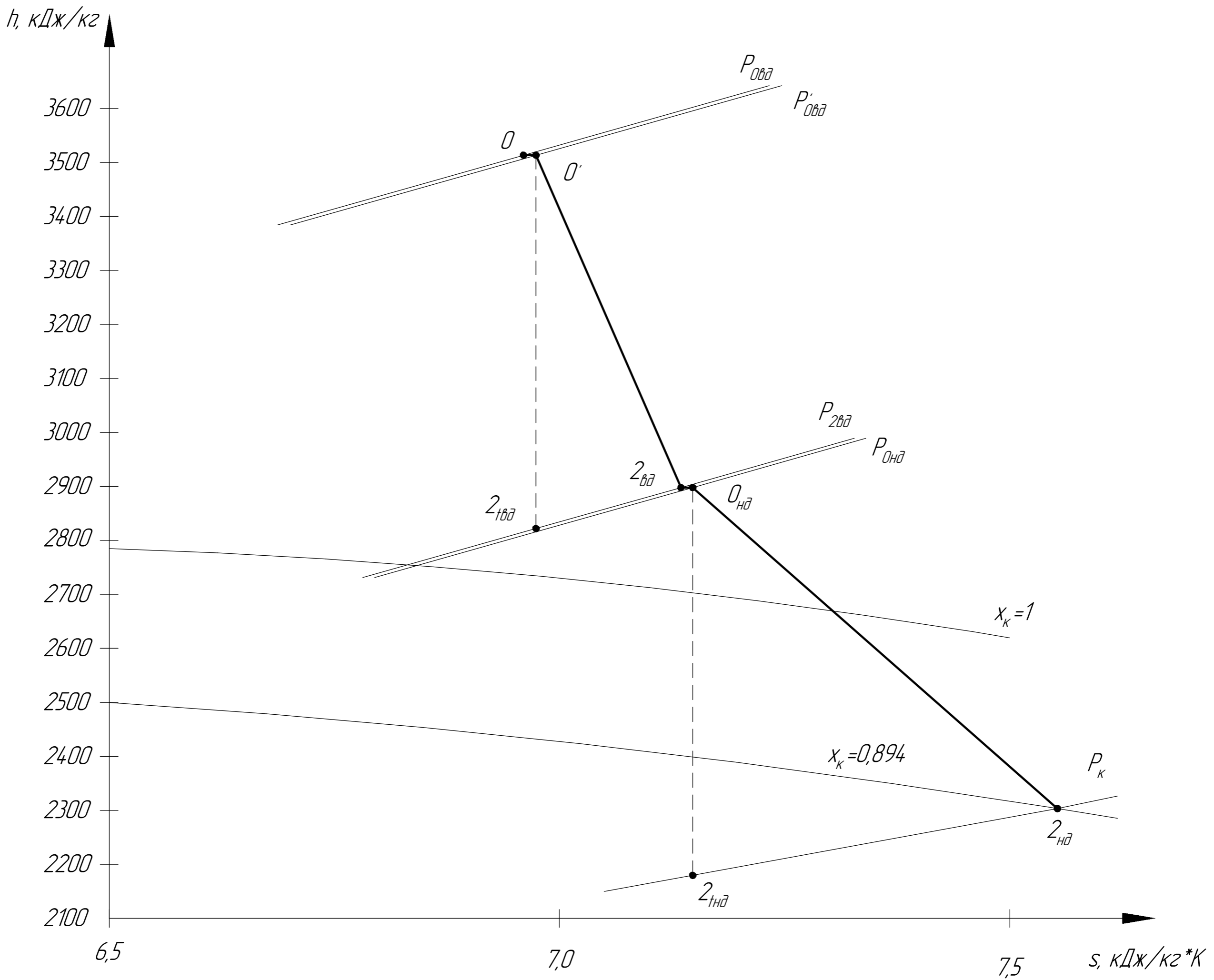
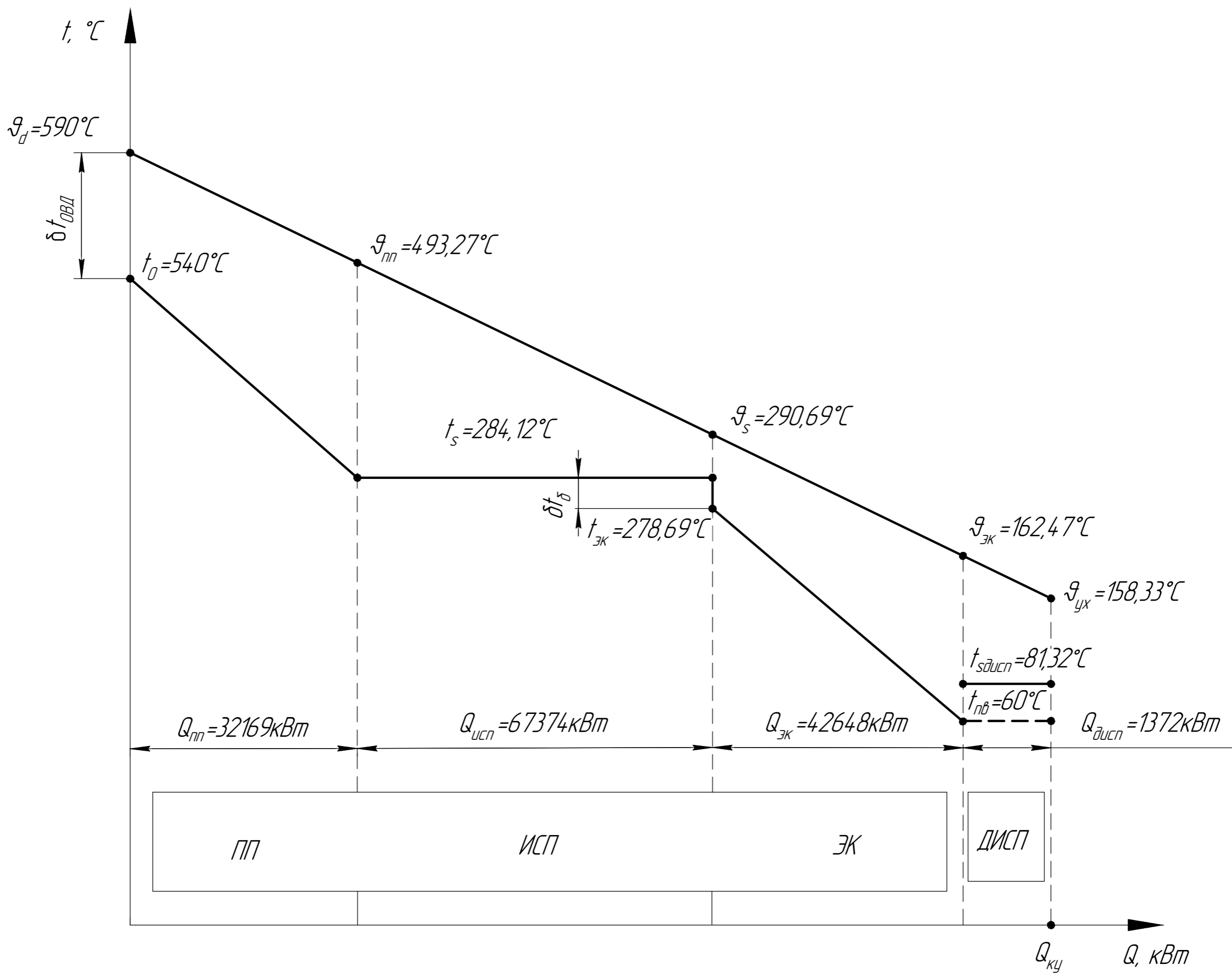
Тепловая одноконтурная схема ПГУ



Тепловая двухконтурная схема ПГУ

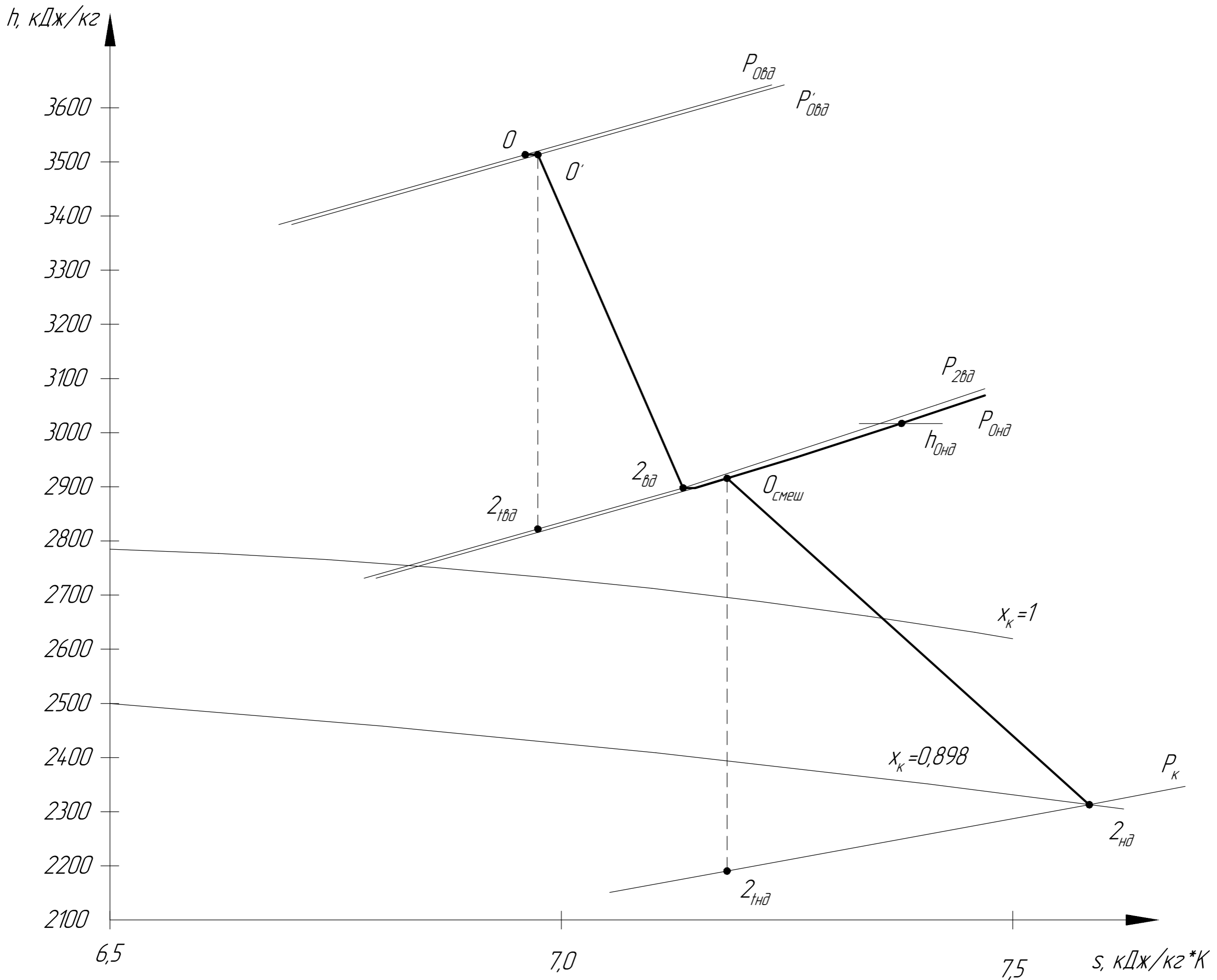
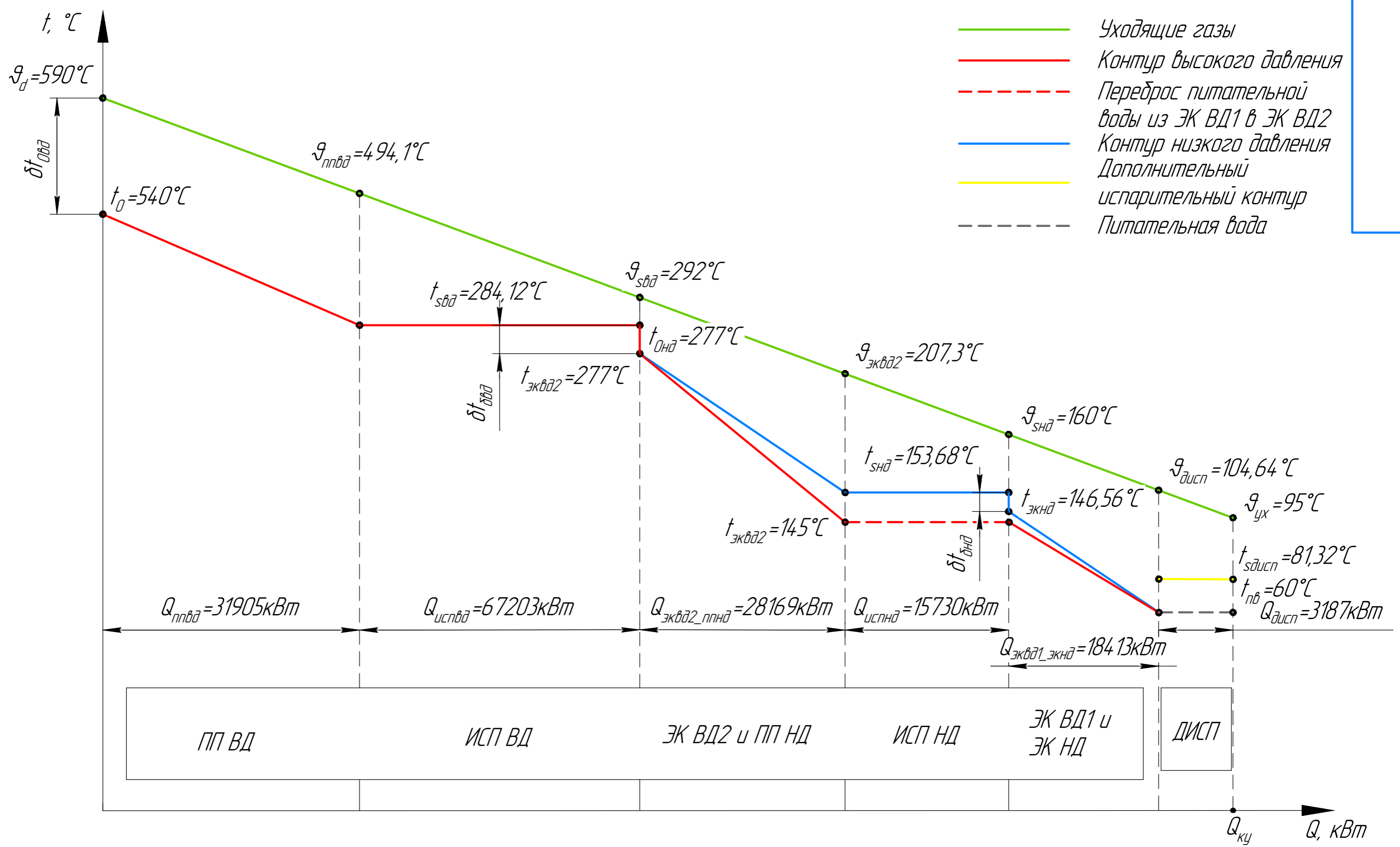
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Принципиальные тепловые схемы одноконтурной и двухконтурной ПГУ	Лит	Масса	Масштаб
Разраб.	Митрохова ОМ					У	-	-
Провер.	Митрохова ОМ					Лист	Листов	1
Исполн.	Утв.	Митрохова ОМ			МЭИ каф. ПГУ			Формат А1

КОМПАС-3D V11.11 © 2017 ООО "АСОС-Системы проектирования". Распространение без права копирования.
 Не для коммерческого использования.
 Лист № 001 / 001
 Дата: 2023.08.15



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Q-t и h-s диаграммы для одноконтурной тепловой схемы ПГУ	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Нестеров ПМ					У	-	-
Проб.	Митрохова ОМ					Лист	Листов	1
Т.контр.						МЭИ каф. ПГУ		
Н.контр.								
Утв.	Митрохова ОМ				Копировал	Формат А2		

КОМПАС-3D v17.1.11. © 2017 ООО "АКОН-Системы проектирования". Россия. Все права защищены.
 Инв. № подл. Подп. и дата. Взам. инв. № Инв. № дубл. Подп. и дата. Справ. № Перв. примен.



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Нестеров ПМ			
Пров.	Митрохова ОМ			
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.	Митрохова ОМ			

Q-t и h-s диаграммы для двухконтурной тепловой схемы ПГУ

Лит.	Масса	Масштаб
У	-	-
Лист	Листов	1

МЭИ каф. ПГУ

Распределение параметров по высоте лопатки

Профили сопловой и рабочей решеток

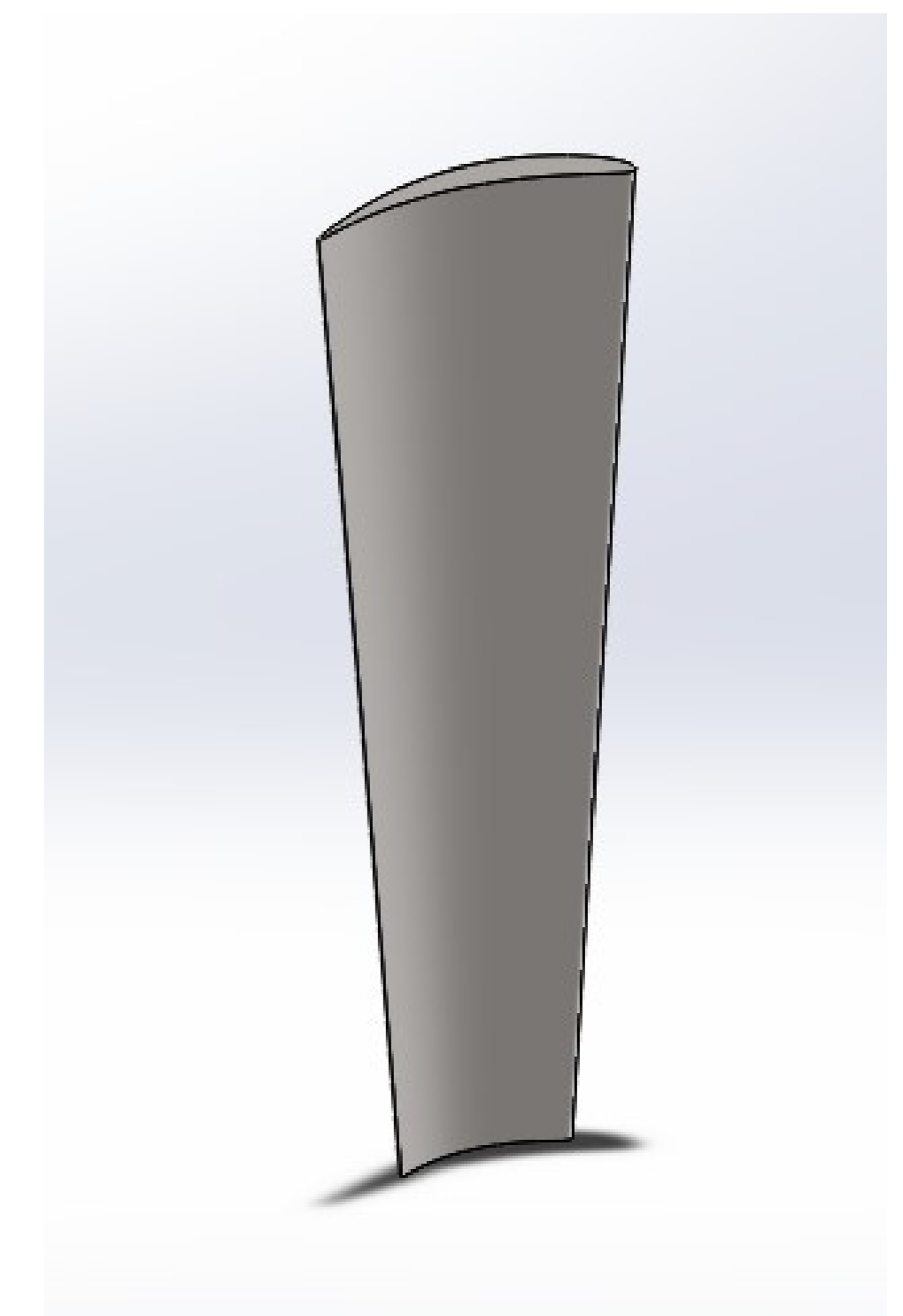
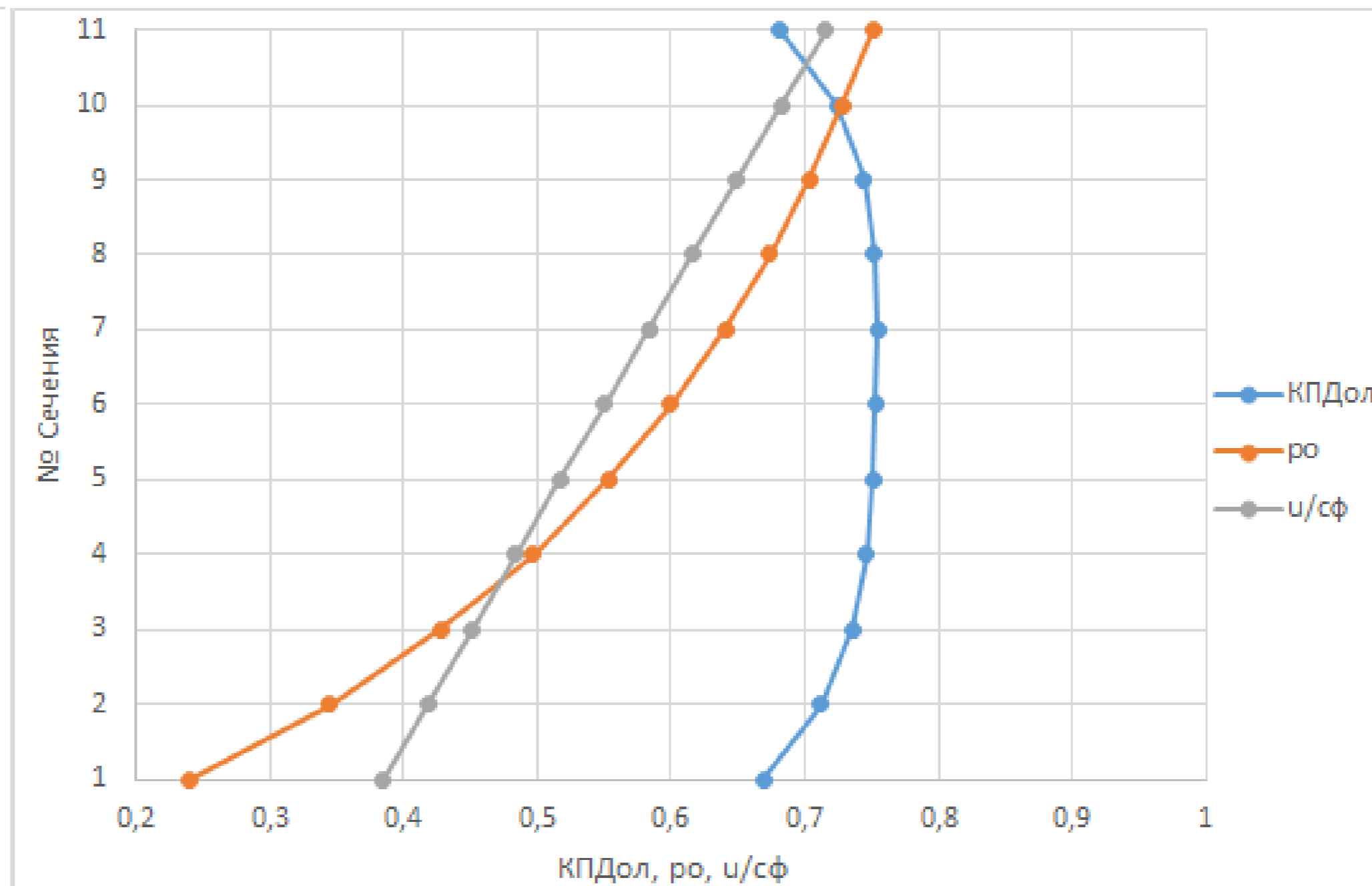
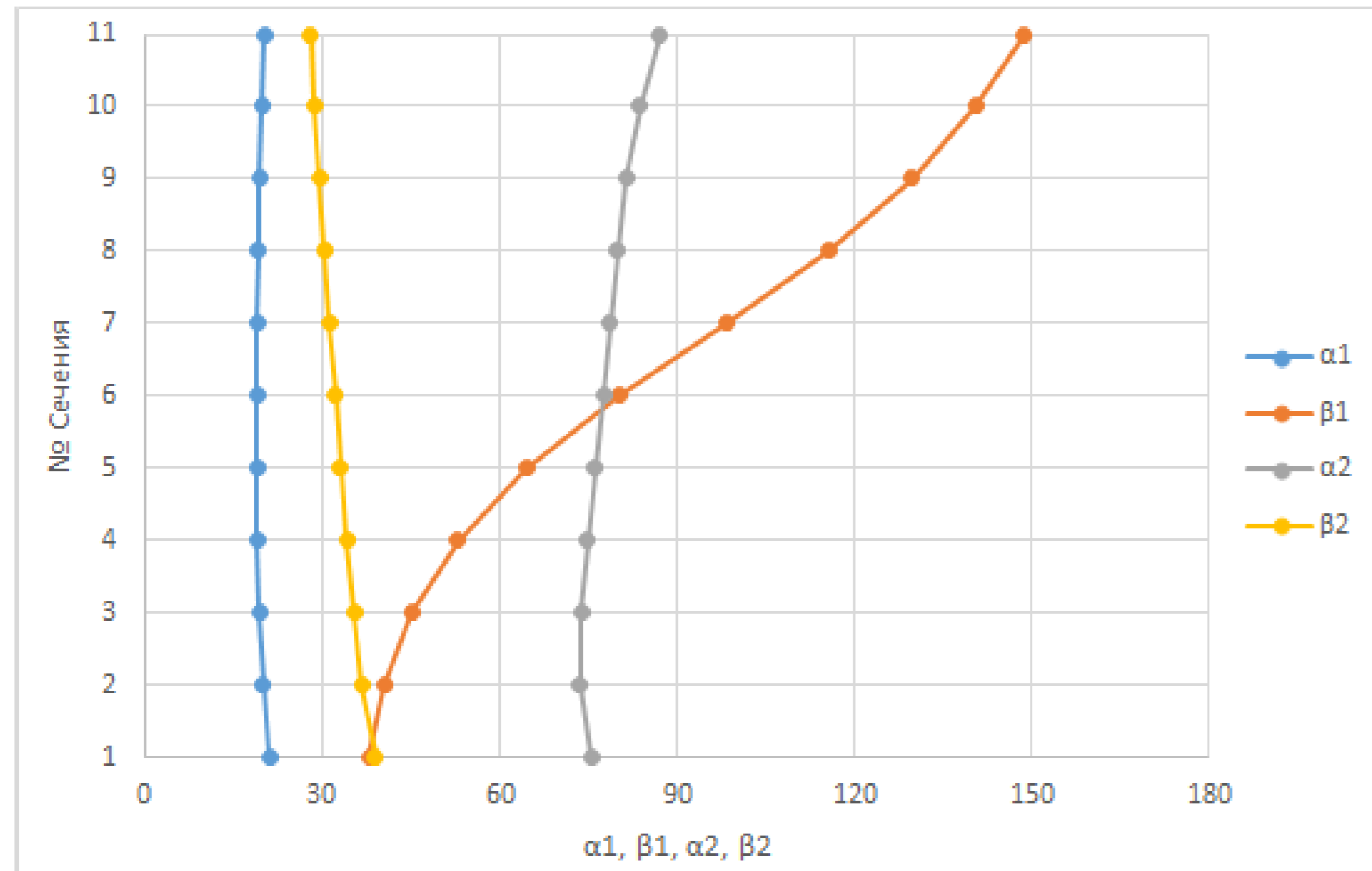


Рис.1 Зависимость углов входа и выхода потока от высоты лопатки

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

Рис.5 Профиль сопловой решетки

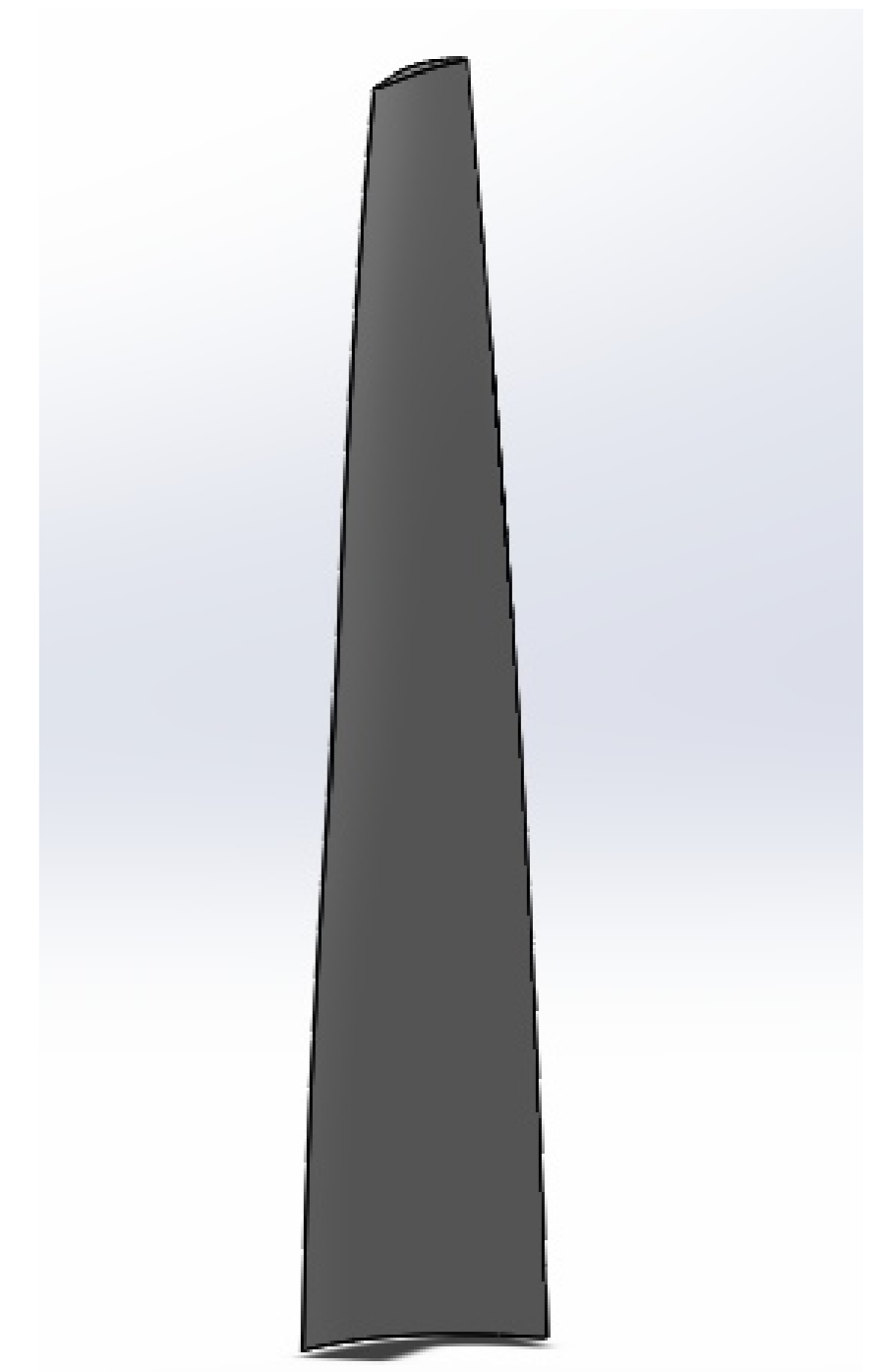
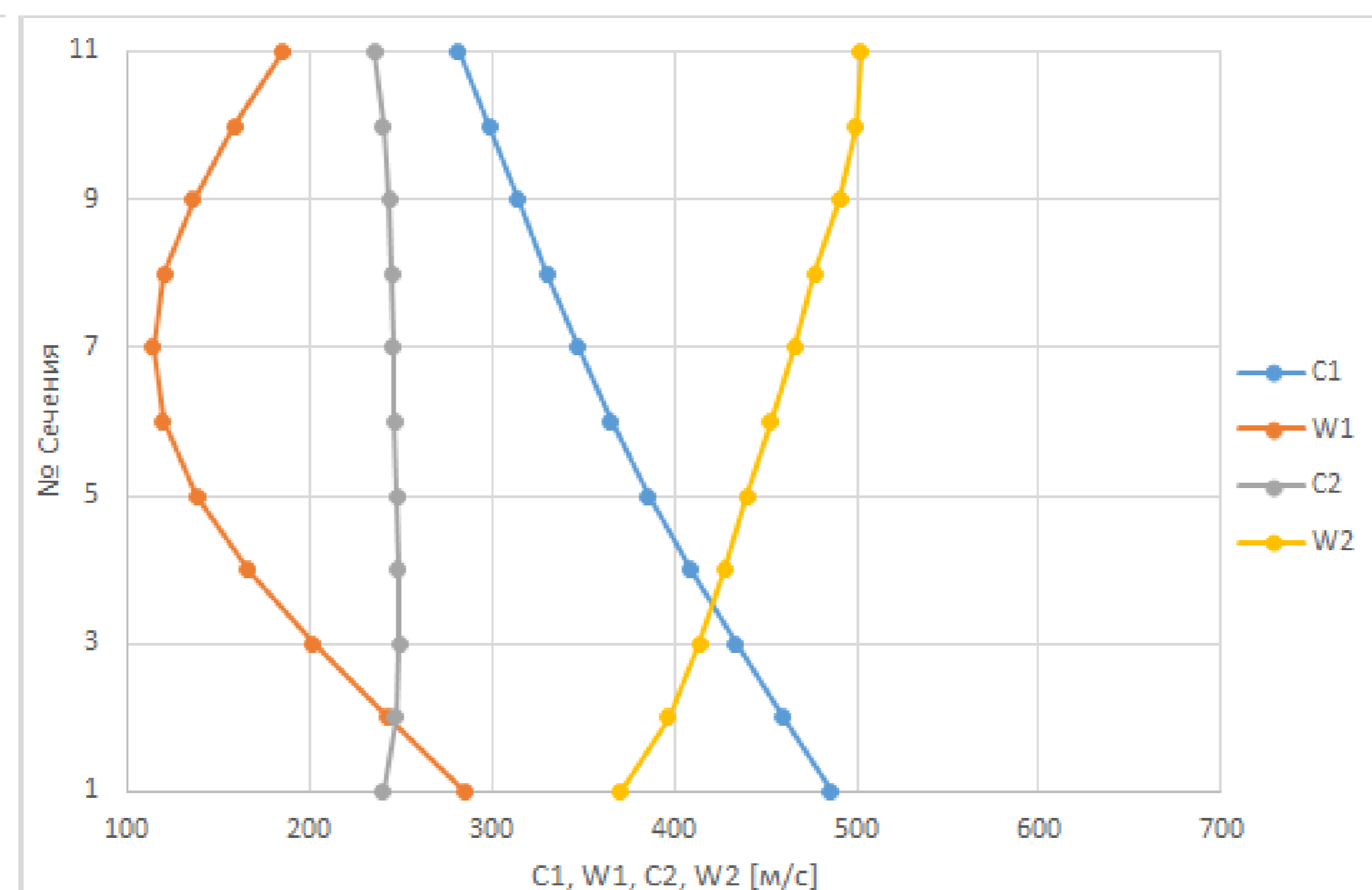
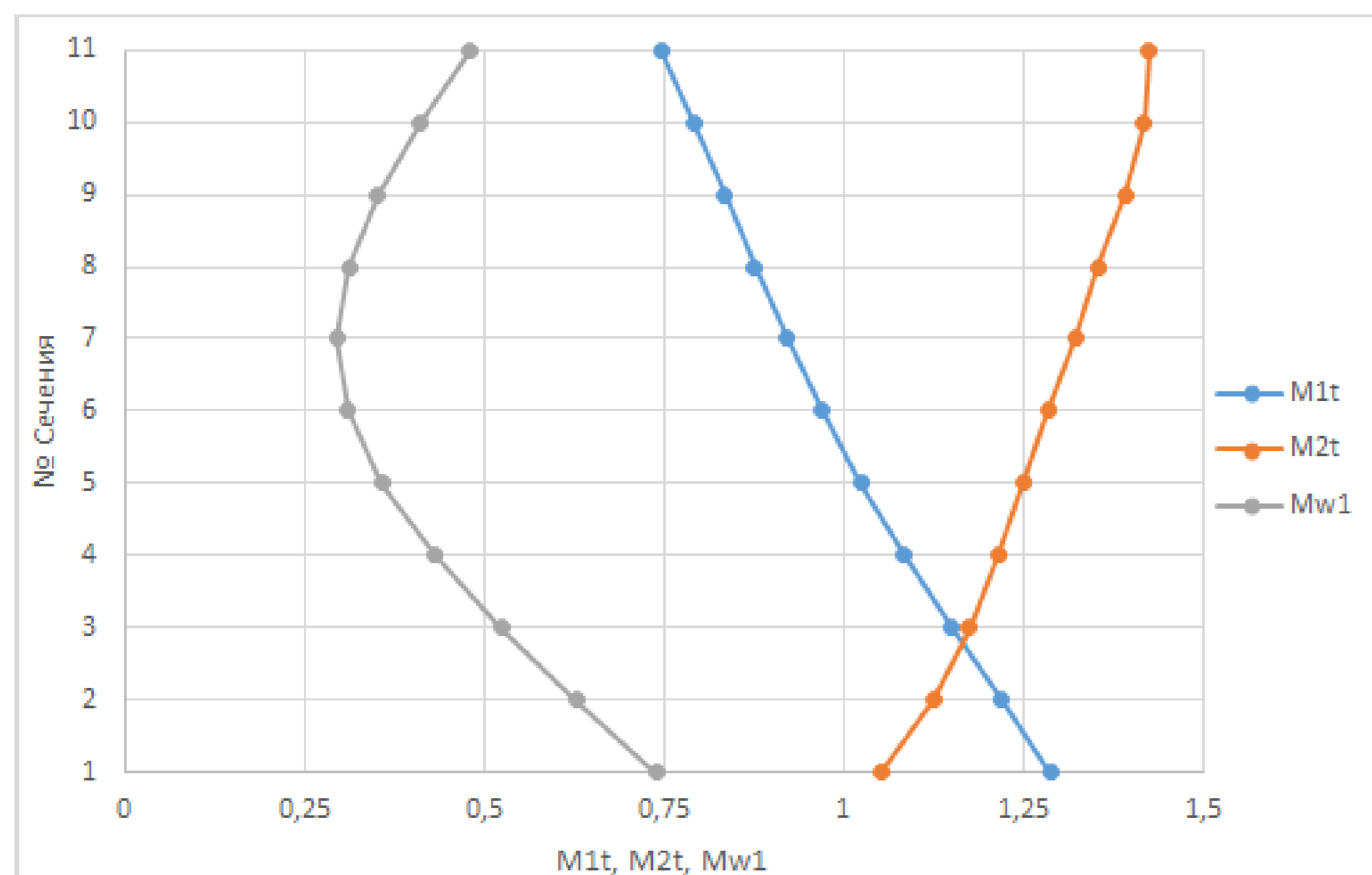


Рис.6 Профиль рабочей решетки

Рис.3 Зависимость чисел Маха от высоты лопатки

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Распределение параметров по высоте лопатки	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	у	Нестеров П.М.				-	-	
Проб.	Лист	Митрахова О.М.				Листов	1	
Т.контр.								
Н.контр.								
Удп.		Митрахова О.М.						

МЭИ каф. ПГТ

КОМПАС-3D v11.11 © 2017 ООО «КОМПАС-САЙТИНГ» Система прототипирования. Распространяется бесплатно. Все права защищены.
 Не для коммерческого использования

Перв. размещ. / Справ. № / Подп. и дата