Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Клочков Юрий Сергеевич
Должность: Ректор
Дата подписания: 15.10.2026 14:55:21
Уникальный программный ключ:
3beb265d5d589e7ff4c954946f3ad99a1e70ac12

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Тюменский государственный архитектурно - строительный университет»



Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

(учебно-методические указания для студентов специальности ПТ)

Тюмень, 2007г.

Степанов О.А. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК (*учебно-методические указания для студентов специальности ПТ по дисциплине «Тепловые двигатели и нагнетатели»*)
г.Тюмень, ТюмГАСУ, 2007 – 55с.

Рецензент: д.т.н., профессор Моисеев Б.В. _____

Учебно-методический материал обсужден и утвержден на заседании кафедры ПТ

Протокол № _____от 12 сентября 2007 г.

Тираж 50 экз.

Зав. кафедрой ПТ д.т.н., профессор Степанов О.А._____

Учебно-методический материал рассмотрен и утвержден на заседании УМС

Протокол № _____от_____2007 г.

Председатель УМС_____

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания по термодинамическим и конструктивным расчетам газотурбинных установок (ГТУ) и их элементов составлены в соответствии с основными положениями о курсовом и дипломном проектировании.

Курсовой проект по газотурбинным установкам выполняется после изучения следующих теоретических дисциплин: «Термодинамика», «Теплопередача», «Тепловые двигатели» - и в настоящем пособии теоретические положения указанных курсов не излагаются, основное внимание уделяется методам расчета циклов ГТУ с целью определения оптимальных параметров цикла, а также методам расчета отдельных конструктивных элементов ГТУ— газовой турбины, осевого компрессора и т. д.

Все положения методики расчетов иллюстрируются подробными примерами.

При составлении настоящего методического пособия использована следующая литература:

1. Белоконь Н. И. Термодинамические процессы газотурбинных двигателей, Недра, 1969. - 87 с.

2. Кириллов И. И. Газовые турбины и газотурбинные установки, т. I, Машгаз, 1956. - 356 с.

3. Черкасский В.М., Калинин Н.В., Кузнецов Ю.В. Нагнетатели и тепловые двигатели. - М.: Энергоатомиздат, 1997. - 383 с.

ЗАДАЧИ КУРСОВОГО И ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Курсовое проектирование

Курсовой проект способствует развитию самостоятельных навыков студента по применению основных теоретических положений курсов «Теоретические основы теплотехники», «Тепловые двигатели и нагнетатели» к задачам расчета важнейших параметров рабочего процесса и отдельных элементов конструкции газотурбинных установок.

Целью курсового проектирования является проведение поверочного

расчета газотурбинной установки с определением основных размеров собственно газовой турбины.

Исходными данными для разработки проекта являются: тип газотурбинной установки, эффективная мощность, температура наружного воздуха, температура продуктов сгорания перед турбиной и т. д. (см. задание на курсовой проект).

Расчетно-пояснительная записка по курсовому проектированию состоит из следующих разделов:

1. Исходные данные расчета.

2. Описание устройства и принципиальной тепловой схемы ГТУ.

3. Термодинамический расчет ГТУ (с определением оптимального соотношения граничных давлений цикла).

4. Газодинамический расчет проточной части турбины.

5. Список литературы, использованной при проектировании. Графическая часть проекта состоит из:

а) основные термодинамические характеристики ГТУ по выбору расчетного соотношения граничных давлений цикла (соотношение давлений сжатия С) и включает в себя удельное значение работы расширения, сжатия и эффективной работы, к. п. д. ГТУ, расход воздуха;

б) вспомогательные графики к расчету проточной части турбины;

в) треугольники скоростей входа и выхода последней ступени турбины;

г) продольный разрез осевого компрессора и газовой турбины.

При выполнении курсового проекта следует руководствоваться первым разделом настоящего пособия.

Дипломное проектирование

При дипломном проектировании возникает большой круг вопросов, связанных с термодинамическими расчетами и расчетами проточных частей осевого компрессора и газовой турбины. Учитывая это обстоятельство, в настоящем пособии наряду с методикой развернутых термодинамических расчетов циклов ГТУ (раздел первый) приводится методика расчета проточной части осевого компрессора ГТУ (раздел второй), а также дается методика расчетов показателей газотурбинные двигателей (ГТУ) на основании теории

эффективно-термодинамических циклов (раздел третий).

Основу теории эффективно-термодинамических циклов газотурбинных двигателей составляют точные соотношения термодинамики и система четырех основных коэффициентов $(\eta_{ic}, \eta_{iz}, \psi, m)$

При этом оказывается возможным заменить традиционный метод развернутого исследования вариантов точным аналитическим решением задач о выборе параметров двигателей в условиях энергетически наивыгоднейшего режима и режима наибольшей удельной работы.

Таким образом, все три раздела настоящего пособия могут быть достаточно широко использованы при выполнении дипломных проектов.

Однако задачи дипломного проектирования при разработке конструкций проточных частей компрессоров и турбин в ряде случаев выходят за рамки настоящего пособия и могут быть решены с привлечением специальной литературы (список рекомендуемой литературы приведен в конце пособия).

Основное содержание дипломного проекта по газотурбинным установкам составляют термодинамические и конструктивные расчеты ГТУ. В каждом отдельном случае оно конкретизируется заданием на дипломный проект.

При дипломном проектировании на основе результатов исследования энергетически наивыгоднейшего режима выполняются заключительные технико-экономические расчеты по выбору оптимальной степени сжатия и поверхностей регенераторов с учетом отпускных цен на топливный газ и стоимости элементов ГТУ, главным образом экономических характеристик регенераторов, в ряде случаев целесообразно выбирать энергетически наивыгоднейший режим по теории эффективных термодинамических циклов (раздел III) и затем непосредственно переходить к вариантным технико-экономическим расчетам и выбору соотношения давлений сжатия (С), степени регенерации (φ) и поверхности регенератора (H_{φ}).

Р а з д е л I ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ЦИКЛА ГТУ И РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

I ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Студенту_____гр._____

Произвести поверочный расчет газотурбинной установки типа _____ по следующим данным:

№ п/п	Наименование величин	Обозначение	Размерность	Расчетные данные
1	*2*	*3*	*4*	*5*
1	Эффективная мощность	N_e	кВт	6000
2	Температура наружного воздуха	t_a	°С	+15
3	Давление наружного воздуха	$P_{нар}$	*ата*	1,01
4	Степень регенерации теплоты	φ	—	0,70
5	Температура газов перед турбиной	t_z	*°С*	750
6	Относительный адиабатический к. п. д. компрессора	η_{ic}	–	0,89
7	Механический к. п. д. компрессора	$\eta_{мех, c}$	—	0,98
8	Относительный адиабатический к. п. д. турбины	η_{iz}	—	0,85
9	Механический к. п. д. турбины	$\eta_{мех, z}$	—	0,98
10	Частота вращения вала турбины	n_1 n_2	*об/мин*	5200 5600
11	Число ступеней давления	Z	—	3
12	Гидравлические потери давления на входе в компрессор	Δp_a	*мм вод. ст.*	100
13	Гидравлические потери давления в камере сгорания	Δp_{kc}	*мм вод. ст.*	1000
14	К. п. д. камеры сгорания	η_{kc}	—	0,96
15	Потери давления в регенераторе: по газу по воздуху	 $\Delta p_{\varphi 1}$ $\Delta p_{\varphi 2}$	 *мм вод. ст.* *мм вод. ст.*	 320 650
16	Гидравлические потери давления в выхлопном патрубе	Δp_s	*мм вод. ст.*	80
17	Относительный коэффициент служебных расходов	$\xi_{сл}$		0,005
18	Топливный газ (месторождение)	*ставропольский*		

II КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ И ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА

Газотурбинная установка типа ГТ-750-6 конструкции Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина предназначена для привода центробежного нагнетателя природного газа. Область применения установок типа ГТ-750-6—компрессорные станции магистральных газопроводов. Топливом для ГТУ служит природный газ.

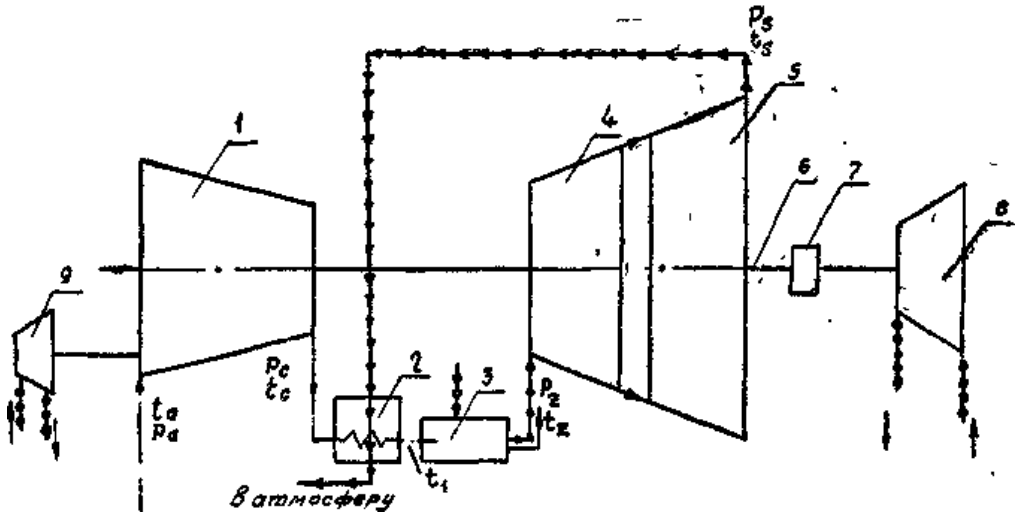


Рисунок 1 - Принципиальная схема газотурбинной установки ГТ-750-6: 1-осевой компрессор; 2-регенератор; 3-камера сгорания; 4-турбина высокого давления; 5-турбина назкого давления; 6-силовой вал; 7-муфта; 8-нагнетатель; 9-турбодетандер пусковой

Установка работает по простейшему термодинамическому циклу с регенерацией теплоты уходящих газов и состоит (рисунок 1) из газовой турбины 4, 5, осевого компрессора 1, камеры сгорания 3, регенератора 2, пускового турбодетандера 9 и систем: смазки, регулирования, защиты и автоматического управления.

Турбина и компрессор смонтированы на общей раме и могут транспортироваться одним блоком. Рама служит одновременно и маслобаком.

Турбина трехступенчатая. Первые два ряда рабочих лопаток установлены на диске ротора турбокомпрессора 4, последний ряд - на диске силового ротора - 5. Силовой вал 6 связан муфтой 7 с ротором нагнетатели 8. Компрессор-осевой,

двенадцатиступенчатый, корпус компрессора литой, жестко соединен с корпусом турбины через корпус подшипника. К переднему блоку компрессора крепится пусковой турбодетандер 9. Включение и выключение турбодетандера производится автоматически. Пуск, загрузка и остановка ГТУ осуществляется автоматически.

При курсовом проектировании необходимо подробно познакомиться с конструкцией агрегата, расчет которого выполняется. Краткое описание устройства ГТУ и принципиальная схема составляются по материалам заводов-изготовителей турбин, опубликованным в атласах конструкций ГТУ и в книгах по газотурбинным установкам.

После окончания расчетов на тепловой схеме должны быть указаны основные расчетные параметры цикла.

Термодинамический расчет ГТУ

Термодинамический расчет ГТУ проводится с целью определения наивыгоднейшего соотношения абсолютных давлений цикла (наивыгоднейшее значение соотношений давлений сжатия— $C = C_{ex}$), а также для определения параметров и характеристик рабочего процесса ГТУ, соответствующих оптимальной величине C. Исходными материалами термодинамического расчета служат данные задания на курсовое или дипломное проектирование.

III ПРИНЯТЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА [1]

а) Все расчеты ведутся по удельным величинам, отнесённым к одному килограмму сухого воздуха, поступившего на сжатие в компрессор ГТУ и на 1 *кг* продуктов сгорания (расчет проточной части турбины). В связи с этим, в расчеты вводятся две характеристики: приведенная молекулярная масса продуктов сгорания (μ_o) и удельный водяной эквивалент продуктов сгорания топлива C_P^o

Приведенная молекулярная масса продуктов сгорания есть отношение массы сухого воздуха (M_A) к количеству молей продуктов сгорания $(\overline{M})$. Удельный водяной эквивалент продуктов сгорания C_P^o есть величина отношения

водяного эквивалента продуктов сгорания *(M* C_p) к расходу сухого воздуха (M_A).

б) Для получения значений μ_0 и C_P^o необходимо выполнить подробные расчеты характеристик топлива.

в) Для нахождения оптимального соотношения давлений сжатия в цикле следует выполнить вариантные расчеты при различных значениях С. Для регенеративных схем необходимо принять следующие значения С=3, 4, 5, 6, 7; для безрегенеративных схем С =3, 4, 5, 6, 7,. 8 и т. д. до получения явно выраженного оптимума $\eta_e = f(C)$, причем чем больше мощность установки тем больше значение относительного соотношения С.

г) Отыскание оптимального значения С осуществляется графически, путем построения зависимости $\eta_e = f(C)$.

IV РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

В дальнейшем все расчеты иллюстрируются на примере расчета газотурбинной установки ГТ-750-6 НЗЛ, исходные данные приняты в соответствии с заданием.

1. Молярный (объемный) состав топливного газа.

В качестве топливного газа, в соответствии с заданием, принимается ставропольский природный газ.

Исходные данные по молярному составу газа в процентах берутся из справочной литературы.

r_{CH_4}	$r_{C_2H_6}$	$r_{C_3H_8}$	$r_{C_mH_m}$	r_{CO_2}	r_{H_2S}	r_{N_2}
98,0	0, 4	0, 2	—	0, 1	—	1,3

2. Молекулярная масса газа:

$$\mu_m = \frac{1}{100}\sum r_i \mu_i = \frac{98,0}{100}\cdot 16,042 + \frac{0,4}{100}\cdot 30,070 + \frac{0,2}{100}\cdot 44,094 + \frac{0,1}{100}\cdot 44,01 + \frac{1,3}{100}\cdot 28,0 = 16,34$$

где μ_i — молекулярная масса компонентов газообразного топлива.

3. Элементарный массовый состав топлива в процентах:

$$C^p = \frac{12,01}{\mu_m}\left(r_{CH_4} + 2r_{C_2H_6} + 3r_{C_3H_8} + mr_{C_mH_m} + r_{CO_2}\right) = \frac{12,01}{16,34}\left(98,0 + 2\cdot 0,4 + 3\cdot 0,2 + 0,1\right) = 73,2\%$$

$$H^p = \frac{1{,}008}{\mu_m}\left(4r_{CH_4} + 6r_{C_2H_6} + 8r_{C_2H_8} + nr_{C_mH_n} + 2r_{C_2S}\right) = \frac{1{,}008}{16{,}34}\left(4 \cdot 98{,}0 + 6 \cdot 0{,}4 + 8 \cdot 0{,}2\right) = 24{,}4\%$$

$$S^p = \frac{32{,}06}{\mu_m} r_{H_2S} = 0$$

$$N^p = \frac{28{,}016}{\mu_m} r_{N_2} = \frac{28{,}016}{16{,}34} \cdot 1{,}3 = 2{,}2\%$$

$$O^p = \frac{32}{\mu_m} r_{CO_2} = \frac{32}{16{,}34} \cdot 0{,}1 = 0{,}2\%$$

Итого: 100%

4. Характеристика элементарного состава топлива:

$$E = \frac{12{,}01H^P - 0{,}126O^P}{4{,}032C^P - 0{,}3755S^P} = \frac{12{,}01 \cdot 24{,}4 - 0{,}126 \cdot 0{,}2}{4{,}032 \cdot 73{,}2 - 0{,}3755 \cdot 0} = 0{,}993$$

5.Теоретически необходимый расход сухого воздуха в *кг* на 1*кг* топлива:

$$L_0 = 0{,}1151(1+E)(C^P + 0{,}375S_л^P) = 0{,}1151(1+0{,}993)(73{,}2 + 0{,}375 \cdot 0) = 16{,}8\,кг/кг$$

6.Теплота сгорания газообразного топлива (таблица А.3)

$$\overline{Q_{HP}} = \frac{\sum r_i \overline{Q_i}}{100} = \frac{98 \cdot 8028949 + 0{,}4 \cdot 14288635 + 0{,}2 \cdot 2045000}{100} = 79664374\,кДж/кг \cdot моль$$

$$Q_{HP} = \frac{\overline{Q_{HP}}}{\mu_m} = \frac{79664374}{16{,}34} = 48754\,кДж/кг \ ,$$

где $\overline{Q_{HP}}$ и Q_{HP} - низшая молярная теплота сгорания в *кДж/моль* и низшая теплота сгорания в *кДж/кг*;

r_i—молярные концентрации компонентов в *%;*

μ_m — средняя молекулярная масса газообразного топлива;

$\overline{Q_i}$ и Q_i —низшая теплота сгорания компонентов в *кДж/кмоль* и в *кДж/кг*.

7. Характеристика Вельтера-Бертье-Коновалова:

$$\lambda^p = \frac{L_0}{Q_{нр}} = \frac{16{,}79}{48{,}75 \cdot 10^3} = 0{,}345 \cdot 10^{-3}\, кг / кДж$$

8. Приведенная молекулярная масса влажного воздуха

$$\frac{1}{\mu_x} = \frac{1}{\mu_A} + \psi x_s \frac{1}{\mu_{H_2O}} = \frac{1}{28{,}966} + 0{,}6 \cdot 0{,}0115 \frac{1}{18{,}016} = 0{,}034906,$$

$$\mu_x = \frac{1}{0{,}034906} = 28{,}65$$

где ψ — асчетное значение относительной влажности воздуха (принятое расчетное значение ψ = 0,6);

x_s —содержание влаги в воздухе при полном насыщении при $t=t_a$= + 15°С, Рнар=740 *мм* рт. ст. (таблица А.4).

9. Начальное значение приведенного водяного эквивалента влажного воздуха (t=t_a= + 15°С)

$$Cp_1x = C_{pA} + \psi x_s\, C_pн_2o = 1{,}005 + 0{,}6 \cdot 0{,}0115 \cdot 1{,}863 = 1{,}018 \text{ кДж/кг}^\circ\text{С}$$

где C_{pA}, $C_pн_2o$—истинные теплоемкости сухого воздуха (C_{pA}) и водяного пара (Cp_{H_2O}) при t_a= + 15°С. Теплофизические характеристики сухого воздуха берутся из таблицы 1.

Таблица 1. Теплофизические характеристики сухого воздуха

t, °С	ρ, кг/м^3	C_{pA},кДж/кг°С	v,10^{-4}м/с	Pr
-40	1,515	1,013	10,04	0,728
-20	1,395	1,009	12,79	0,716
-10	1,324	1,009	12,43	0,712
0	1,293	1,005	13,28	0,707
20	1,205	1,005	15,06	0,703
40	1,128	1,005	16,98	0,699
60	1,060	1,005	18,97	0,696
80	1,000	1,009	21,09	0,692

10. Начальное абсолютное давление сжатия:

$$P_a = P_{нар} - \Delta P_a = 0{,}099 - 0{,}001 = 0{,}098 МПа$$

Удельная теплоемкость водяных паров берется из таблицы 2.

Таблица 2. Удельная теплоемкость водяных паров

t, °C	C_p, *Дж/кг*°C	t, °C	C_p, *Дж/кг*°C
-40	1792,0	40	2413,5
-20	1909,0	60	2577,8
0	2101,1	80	2726,6
20	2257,0		

11.Абсолютное давление в выхлапном патрубке турбины:

$$P_S = P_{нар} + \Delta P_S + \Delta P_{\varphi 1} = 0{,}098 + 0{,}0008 + 0{,}0032 = 0{,}102 МПа$$

В дальнейшем, для удобства оформления материалов проекта все основные уравнения термодинамического расчета и результаты вычислений должны быть сведены в табл. 1

В примечаниях этой таблицы даны ссылки на текст настоящих методических указаний, включая специальные таблицы и графики приложений, а также на таблицы наиболее важных промежуточных вычислений.

В пункте 2 табл. 1 приведены ссылки на результаты предыдущего расчета

$A\bar{R}$ = 8,314*кДж/кмоль* °C; μ_x = 28,65; $C_{px}(T_a)$= 1,018 *кДж/кг* °C.

В пункте 3 табл. 1 вспомогательная показательная функция $E(x_1,_c)$ определяется путем интерполирования данных, приведенных в прил. II, табл. 1.

В пункте 11 табл. 1 предварительное значение коэффициента избытка воздуха (α_0), без учета влияния регенеративного подогрева,($t_1=t_c$) определяется по формуле:

$$\alpha_0 = \left(\frac{0.98\eta_{кс}}{\lambda^P (t_z - t_1)} - \Delta C'_P \right) \frac{1}{C_{pm,A} + \psi \chi_S C_{pm,H_2O}}$$

Целесообразно вычисление α_0 выполнять по этапам и результаты привести в таблице промежуточных вычислений.

Пункт 12, табл. 1. Вычисление приведенной молекулярной массы продуктов сгорания (μ_0) производится по формуле:

$$\frac{1}{\mu_0} = \left(\frac{E}{1+E} r_0 \frac{1}{\alpha_0} + 1 \right) \frac{1}{\mu_a},$$

где r_0 = 0,2095 молярная концентрация кислорода в сухом воздухе.

Целесообразно величину μ_o вычислять по отдельным этапам, результаты привести в таблице промежуточных вычислений:

Вспомогательная таблица *а*

Величина	Размер-ность	Соотношение давлений сжатия				
		3	4	5	6	7
$t_{mA} = \frac{1}{2}(t_z + t_c)$	°C	442,0	464,7	490,4	490,4	502,6
$C_{pm,A(прил.IV,таб.1)}$	*Дж/кг° С*	1,062	1,067	1,069	1,070	1,072
$C_{pm,H2O(прил.IV,таб.2)}$	*Дж/кг° С*	1,685	2,089	2,376	2,608	2,837
$\Delta C'_p$	*Дж/кг° С*	0,2127	0,214	0,216	0,217	0,219
$C_{pm,A} + \psi x_s C_{pm,H20}$	*Дж/кг° С*	1,074	1,081	1,085	1,088	1,092
$\eta_{rc} / \lambda^p (t_z - t_1)$	*Дж/кг° С*	4,612	4,939	5,198	5,471	5,741
α_0	—	4,013	4,281	4,499	4,732	4,954
$1/\alpha_0$	—	0,2492	0,2336	0,2223	0,2113	0,2019

Вспомогательная таблица *б*

Величины	Соотношения давлений сжатия				
	3	4	5	6	7
$\frac{E}{1+E}$	0,4985	0,4985	0,4985	0,4985	0,4985
$\frac{E}{1+E} r_0 \frac{1}{\alpha_0}$	0,0260	0,0244	0,0232	0,0221	0,0211
$\frac{1}{\mu_0}$	0,0354	0,0354	0,0353	0,0353	0,0353
μ_0	28,25	28,28	28,30	28,34	28,38

Пункт 19, табл. 1. Температура за турбиной *(t_s)* выбирается в первом приближении. При t_z= 750-800°С, $t_s \cong$ 450 -500°С (грубое приближение независимо от *C_z)*.

Величина C^0_{pm} определяется по графику при $t_{ma} = 0{,}5(t_z + t_s)$

и переменном значении α_0 рис. 8 приложения.

Пункт 23 табл. 1. Уточненное значение коэффициента избытка воздуха определяется по формуле:

$$\alpha = \left(\frac{1000\eta_{кс}}{\lambda^p (t_z - t_1)} - \Delta C'_p \right) \frac{1}{C_{pm,A} + \psi x_s C_{pm,H_2O}},$$

где $t_1 = t_v$ — температура воздуха за регенератором.

Величины ($C_{pm.A}$ + ψx_s $C_{pm,H2O}$) и ($\Delta C'_p$) определяются в зависимости от средней температуры $t_{maA} = 0{,}5(t_z + t_s)$.

Конечные результаты термодинамического расчета ГТУ—удельная работа сжатия (h_{iC}) и расширения (h_{iz}), удельная эффективная работа ГТУ (h_e) и эффективный к. п. д. ГТД (η_e) представляются графически (рис. 2) в функции соотношения граничных давлений^ цикла *(C=P_C/P_a).*

При курсовом проектировании рекомендуется полученное оптимальное значение *C,* соответствующее η_e =*max,* округлить до ближайшего меньшего целого значения.

Это объясняется тем, что практически ГТУ работают всегда при значениях С, меньших оптимальных расчетных значений.

При дипломном проектировании сохраняются те же принципы выбора С. Однако в ряде случаев возникает необходимость принять величину *C,* не равную целому числу. Тогда термодинамический расчет дополняется расчетами всех параметров (табл. 1) при выбранном *C.*

В рассматриваемом примере оптимальное значение соотношений давлений сжатия выбрано равным *C =5.* Все последующие расчеты ведутся из условия соотношения давлений сжатия в осевом компрессоре *C=5.*

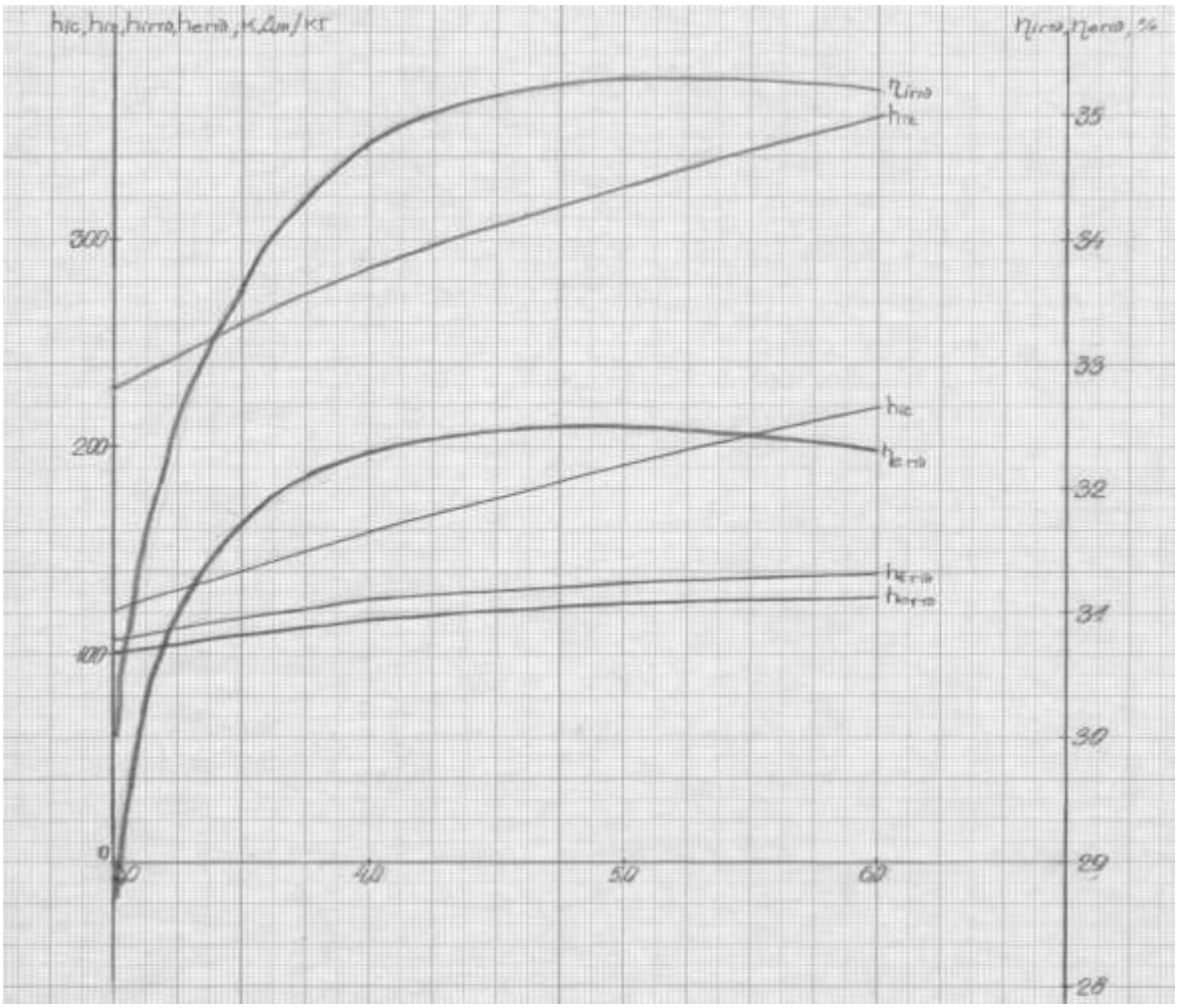


Рис. 2. Зависимость удельной работы ($h_{iz,} h_{ic}, h_{igtm}, h_{egtm}$) и коэффициентов полезного действия (η_{igtm}, η_{egtm}) от соотношения давления сжатия (C)

V. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ГТУ

При курсовом проектировании расчет осевого компрессора ГТУ не производится, однако, в связи с необходимостью распределения мощности между компрессорной (ТВД) и силовой (ТНД) турбинами в установках с разрезным валом (или двухвальных ГТУ) необходимо выполнить предварительный расчет, мощности осевого компрессора.

При расчетах и проектировании одновальных ГТУ предварительный расчет мощности осевого компрессора не производится.

Таблица 3. Термодинамический расчет газотурбинной установки ГТ-750-6 Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина

№ п/п	Наименование соотношений или характеристик	Расчетное уравнение	Размер-ность	Соотношение давлений сжатия					Примечание
				3	4	5	6	7	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	$\ln C = 2{,}3026 \lg C$	—		1,099	1,386	1,609	1,792	1,946	AR = 8314
2	Начальное расчетное значение аргумента (показателя) процесса сжатия	$x_{1,c} = \dfrac{A\bar{R}}{\mu_x C_{px}(T_a)} \ln C$	—	0,313	0,395	0,459	0,511	0,555	μ_0 =28,65 $C_{px}(T_a)$=1,018 *кДж/кгК*
3	Вспомогательная показательная функция	$E(x_{1,c})$		1,174	1,226	1,269	1.305	1,337	Прил. II, табл. 1
4	Удельная адиабатическая работа сжатия	$h_c = \dfrac{A\bar{R}}{\mu_x} T_a E(x_1) \ln C$	*кДж/кг*	107,86	142,11	170,8	195,5	217,5	
5	Удельная индикаторная работа сжатия	$h_{ic}=h_c/\eta_{ic}$	*кДж/кг*	121,2	159,7	191,9	219,7	244,4	η_{ic} – из задания
6	Температура воздуха в конце сжатия (индикаторный процесс)	$t_c = t_a + \dfrac{h_{ic}}{C_{pm}(T_a)}$	°С °К	134,1 407,3	174,9 448,1	203.5 476,7	230,8 504,0	255,2 528,4	
7	Конечное давление сжатия	$P_c=cP_a$	МПа	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	
8	Давление на входе в турбину	$P_z = P_c - \Delta P_{кс} - \Delta P_{\varphi 2}$	*ата*	2,894	3,912	4,932	5,951	6,971	$\Delta P_{кс} \Delta P_{\varphi 1}$ По заданию
9	Соотношение давлений расширения	$C_z = P_z IPs$,	—	2,783	3,762	4,742	5,722	6,703	
10	$\ln C_z = 2{,}3026 \lg C_z$	$\lg c_z$ $\ln C_z$	— —	0,4445 1,024	0,57754 1,325	0,6759 1,556	0,7575 1,744	0,8263 1,903	
11	Коэффициент избытка воздуха (α_0)	—	—	4.013	4.281	4.499	4.732	4.954	Вспомогательная таблица, *а*
12	Приведенная молекулярная масса продуктов сгорания	μ_0	—	28,25	28,28	28,30	28,34	28,38	Вспомогательная таблица, *б*
13	Молекулярная масса продуктов сгорания	$\mu = (1 + \psi x_s)\mu_0$	—	28,44	28,48	28,49	28.53	28,57	

14	Удельный водяной эквивалент продуктов сгорания	$C_{pm}{}^{0}(t_z)$	$\frac{кДж}{кг^{o}C}$	1.206	1,203	1,202	1,197	1,193	Определяется по графику (рис.6)
15	Начальное расчетное значение аргумента (показателя) процента расширения	$x_{1,z}=\frac{A\bar{R}}{\mu_0 C_p{}^{0}(T_z)}\ln C_z$	—	0,2466	0,3196	0,3753	0,4207	0,4590	
16	Вспомогательная показательная функция	$E(x_{1,z})$	—	0,8869	0,85581	0,83194	0,81656	0,80156	Прил. II табл. 2
17	Удельная адиабатическая работа расширения	$h_z=\frac{A\bar{R}}{\mu_0}T_z E(x_1)\ln C_z$	$\frac{кДж}{кг}$	269.6	336.6	384.3	422.8	452,9	
18	Удельная индикаторная работа расширения	$h_{iz}=h_z\cdot\eta_{iz}$	$\frac{кДж}{кг}$	229,16	286,11	326.7	359.4	384..9	
19	Предварительное значение приведенного эквивалента продуктов сгорания при расширении	$C_{pm}{}^{0}=f(t_{mA1}\alpha_0)$ $t_{mA}=\frac{1}{2}(t_z+t_s)$	$\frac{кДж}{кг^{o}C}$	1,172	1,171	1,168	1,163	1,160	(первое приближение)
20	Температура продуктов сгорания в конце расширения (индикаторный процесс)	$t_s{}^{i}=t_z-\frac{h_{iz}}{C_{pm}{}^{0}}$	^{0}C	554.5	505.7	470.3	440.9	418.9	
21	Температура воздуха после регенератора	$t_v=t_c+\varphi(t_s^{i}-t_c)$	°C	428.4	406.5	390.3	377.9	369.3	
22	Средняя температура в камере сгорания с учетом повышения температуры воздуха в регенераторе	$t_{mA}=\frac{1}{2}(t_z+t_v)$	℃	589.2	578.3	570.2	563.95	559.7	
23	Уточненное значение коэффициента избыт-ка воздуха	$\alpha=f(t_{mA},C_{pm}{}^{0})$	—	8.241	7.981	7.593	7.319	7.127	
24	Удельная индикаторная работа газотурбинного двигателя (ГТД)	$h_i=h_{iz}-h_{ic}$	$\frac{кДж}{кг}$	107.96	126,41	134,8	139,7	140,5	

25	Эффективная удельная работа расширения	$h_{ez} = h_{iz} \cdot \eta_{мех,z}$	$\frac{кДж}{кг}$	224,6	280,4	320,2	352,2	377,2	
26	Эффективная удельная работа сжатия	$h_{ec} = \frac{1}{\eta_{мех,c}} h_{ic}$	$\frac{кДж}{кг}$	123,7	163,0	195,8	224,2	249,4	
27	Удельная эффективная работа ГТД	$h_e = h_{ez} - h_{ec}$	$\frac{кДж}{кг}$	100,9	117,4	124,4	128,0	127,8	
28	Удельный расход теплоты	$q = \frac{1000}{\alpha \lambda^p}$	$\frac{кДж}{кг}$	351,7	363,2	381,7	396,0	406,7	
29	Индикаторный к.п.д. ГТД	$\eta_i = h_i / q$	—	0,3069	0,348	0,353	0,3527	0,3455	
30	Эффективный к. п.д ГТД	$\eta_e = h_e / q$	—	0,2869	0,3232	0,3259	0,3232	0,3142	
31	Эффективный к.п.д. ГТУ	$\eta_{eгт} = (1 - \xi_{сл})\eta_e$	—	0,2855	0,3216	0,3243	0,3216	0,3126	
32	Секундный расход сухого воздуха	$M_A = \frac{N_e}{h_e(1 - \xi_{сл})}$	кг\сек	59,76	51,36	48,47	47,11	47,18	
33	Часовой расход топлива	$B = \frac{M_A q}{Q_{нр}}$	кг\час	1552	1377	1366	1368	1417	

Для расчета мощности компрессора двухзальных ГТУ используются данные задания и результаты термодинамического расчета.

Удельная индикаторная работа сжатия воздуха в осевом компрессоре h_{ic} =191,9кДж/кг(термодинамический расчет— п. 5).

Расход сухого воздуха через осевой компрессор M_A=48,93 кг/сек (из термодинамического расчета п. 32, без учета утечек воздуха через уплотнения компрессора и расхода воздуха на охлаждение лопаток и дисков турбины).

Расход сухого воздуха через осевой компрессор с учетом утечек и охлаждения турбины

$$M_{ac} = M_A(1 + \alpha_{ут} + \alpha_{охл})$$

$$\alpha_{ут} = 0{,}01$$

$$\alpha_{охл} = 0{,}005$$

M_{ac}= M_A (1 + 0,01+0,005) = M_A* 1,015 =48,47*1,015 = 49,20*кг/сек*.

Механический к. п. д. осевого компрессора $\eta_{мех,c}$ = 0,98. Индикаторная мощность осевого компрессора:

$$N_{ic} = M_{AC} \cdot h_{ic} = 49{,}20 \cdot 191{,}9 = 9441{,}5 кВт$$

Эффективная мощность осевого компрессора

$$N_{e,c} = \frac{N_{ic}}{\eta_{мех,c}} = \frac{9441{,}5}{0{,}98} = 9938{,}4 квт$$

РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Расчет проточной части турбины выполняется с целью определения геометрических размеров отдельных деталей турбины: диаметр ротора, высота рабочих и направляющих лопаток, радиальные зазоры проточной части. Кроме того, определяются характеристики ступеней турбины: скорости, степень реактивности, углы потока и т. д.

Исходными материалами для расчета турбины являются данные, приведенные в задании на проектирование, а также некоторые результаты термодинамического расчета, табл. 2.

VI. ПРИНЯТЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ РАСЧЕТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН [3]

а) Применены ступени постоянной циркуляции. Соответственно, проточная часть турбины выполнена из однотипных закрученных лопаток, отличающихся только высотой.

Следовательно, характеристики профиля лопаток (треугольники скоростей и соответствующие углы) подсчитаны лишь для последней ступени в определяющих сечениях— в корневом, на среднем диаметре и в периферийном.

Таблица 2

Исходные данные расчета проточной части турбины

№№ п/п	Наименование величин	Обозна-чение	Размер-ность	Расчетное значение
1	2	3	4	5
1	Начальные параметры газа перед турбиной давление абсолютная температура	 *Pz* T_z	 *МПа* °К	 0,5027 1023
2	Конечное состояние газа после расширения в газовой турбине (индикаторный процесс) Давление абсолютная температура	 P_s *Ts*	 *МПа* ^{o}К	 0,1060 743,3
3	Молекулярная масса продуктов сгорания приведенная истинная	 μ_0 μ	 ~~ —	 28,30 28,49

4	Удельная работа газа в турбине, отнесенная к 1 *кг* сухого воздуха: адиабатический процесс индикаторный процесс эффективный процесс	 h_z h_{iz} h_{ez}	 *кДж/кг* *кДж/кг* *кДж/кг*	 384,3 326,7 320,2
5	Эффективная удельная работа газа в ГТД	$h_e = h_{ez} - h_{ec}$	*кДж/кг*	124,2
6	Эффективная мощность ГТУ	N_e	*квт*	6000
7	Секундный расход сухого воздуха	M_A	*кг/сек*	48,47
8	Частота вращения вала турбины высокого давления	n_1	об/мин	5200
9	Частота вращения вала турбины низкого давления	n_2	об/мин	5600
10	Число ступеней давления	Z	—	3
11	Индикаторная мощность	N_{Ic}	*квт*	9441,5
12	Эффективная мощность осевого компрессора	N_{ec}	*квт*	9938,4

б) Длины лопаток подсчитаны лишь для последней (l_z) и первой (l_1) ступеней. Длины лопаток промежуточных ступеней (l_i) получены по линейному закону:

$$l_i = l_1 + \frac{i-1}{z-1}\left(l_z - l_1\right)$$

где i—номер ступени;

z—общее число ступеней;

l_1 и l_z—длины лопаток первой (l_1) и последней (l_z) ступеней.

в) Для сокращения размеров ротора, в переферийном сечении лопаток выбирается минимальная степень реактивности.

г) Перепад теплоты в направляющем аппарате первой ступени, определяется из условия достижения заданной для всех ступеней скорости C_1.

д) Площадь, сметаемая лопатками последней ступени турбины, определяется по величине расчетного напряжения в корневом сечении (σ).

е) К. п. д. турбины (η_z) характеризует изменение состояния газа от C_0=0 (при входе) в турбину до $C_a \neq O$ на выходе из турбины, причем C_a—абсолютная скорость на выходе из диффузора (турбина с диффузором) или на выходе из последней ступени (турбина без диффузора). Термодинамические параметры газа на выходе (P_s, t_s)

соответствуют именно этой конечной скорости (C_a).

ж) Предполагается, что осевая составляющая абсолютной скорости газа (C_z) есть величина постоянная для всей турбины в целом, причем эта величина не подвергается необратимым потерям, т. е. на образование ее затрачивается перепад давления лишь в первой ступени (ΔH_1).

VII. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

1. Показатель адиабаты процесса расширения в турбине k (μ_0 и $C_{pm}{}^0$ см. термодинамический расчет п. п. 12 и 19)

$$k = \frac{\mu_0 C_{pm}{}^0}{\mu_0 C_{pm}{}^0 - A\bar{R}} = \frac{28{,}30 \cdot 1{,}168}{28{,}30 \cdot 1{,}168 - 8{,}314} = 1{,}336$$

$$m = \frac{k-1}{k} = \frac{1{,}336-1}{1{,}336} = 0{,}251$$

2. Соотношение граничных давлений по турбине (термодинамический расчет п. 9):

$$C_z = \frac{P_z}{P_s} = \frac{0{,}5027}{0{,}106} = 4.742$$

$$C_z{}^{-m} = \frac{1}{C_z{}^m} = \frac{1}{4{,}742^{0{,}251}} = 0{,}68$$

3.Политропический к. п. д. турбины ($\eta_{пол}$) определяется в зависимости от заданного внутреннего относительного к. п. д. и соотношения давлений сжатия (приложение III, табл. 1)

$$\eta_{пол} = f(\eta_{iz}, C_z, k) = 0{,}825$$

4. Коэффициент возврата теплоты для бесконечно большого числа ступеней:

$$\alpha_\infty \cong 1 + (1-\eta_{пол})\left(1 - \sqrt{C_z{}^{-m}}\right) = 1 + (1-0{,}825)\left(1 - \sqrt{0{,}68}\right) = 1{,}031$$

5. Коэффициент возврата теплоты при заданном числе ступеней *(z=3);*

$$\alpha_z = \frac{z-1}{z}(\alpha_\infty - 1) + 1 = \frac{3-1}{3}(1{,}031-1) + 1 = 1{,}02$$

6. Секундный массовый расход продуктов сгорания через турбину:

$$\mathrm{M_z} = \frac{\mu}{\mu_0} M_A = \frac{28{,}49}{28{,}3} 48{,}47 = 48{,}80 \; кг/сек.$$

7. Полный изоэнтропийный (адиабатический) перепад теплоты в турбине с учетом коэффициента возврата теплоты:

$$\alpha_z H'^{1}_{on} = \alpha_z h_z \cdot \frac{M_A}{M_z} = \alpha_z h_z \frac{\mu_0}{\mu} = 1{,}02 \cdot 384{,}3 \cdot \frac{28{,}3}{28{,}49} = 391{,}32 кДж/кг$$

8. Площадь, сметаемая рабочими лопатками последней ступени,

$$S' = \bar{S} \frac{2\pi\sigma}{\rho\omega^2}$$

где $\bar{S}$ — коэффициент прочности лопатки, определяемый в зависимости от соотношения сечения лопатки у корня к сечению той же лопатки на периферии (принято $F_1/F_2 = 3{,}7$)

$$\bar{S} = f\frac{(F_1)}{F_2} = f(3{,}7) = 1{,}85$$

(по графику рис. 9 приложения);

ρ —плотность материала лопатки (сталь)

$$\rho = 8 \cdot 10^3 кг/м^3;$$

ω —окружная скорость лопаток (ротора).

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi 5600}{30} = 586 рад/сек$$

σ —допустимое напряжение материала лопаток, которое зависит от марки стали и температуры продуктов сгорания в зоне работы лопатки, $\sigma_{доп}$ рекомендуется определять для широко распространенной лопаточной высоколегированной стали марки ЭИ-893 (приложение III табл. 2, а также примечание к табл. 2).

$$\sigma = 15{,}5 \cdot 10^3 Па/см^2$$

$$S' = 1{,}85\frac{2\pi \cdot 15.5 \cdot 10^3 10^4}{8 \cdot 10^3 \cdot 586^2} = 6556 см^2 = 0{,}656 м^2$$

9. За последней* ступенью расположен диффузор с прямолинейной осью к. п. д. диффузора $\eta_{диф} = 0{,}70$.

Удельный объем газа за диффузором при давлении P_s и температуре T_s (табл. 2):

$$\upsilon_s = \frac{AR \cdot T_s}{\mu P_s} = \frac{8314 \cdot 743{,}3}{28{,}49 \cdot 0.106 \cdot 10^6} = 2{,}05 м^3 / кг$$

10. Значение осевой скорости (проекции абсолютной скорости потока в треугольнике скоростей на ось):

$$C_z = \frac{M_z \upsilon_s}{S'} = \frac{48{,}80 \cdot 2{,}05}{0{,}656} = 152{,}5 м / сек$$

Здесь в первом приближении принято значение удельного объема за турбиной (υ_s'), равное удельному объему за диффузором (υ_s).

11. Выходная скорость за диффузором (C_a) в целях снижения выходных потерь энергии принимается равной 0,6 осевой скорости (C_z):

$$C_a = 0{,}6 \cdot 152{,}5 = 91{,}5 \text{ м/сек.}$$

В диффузоре будет достигнут изоэнтропийный (адиабатический) перепад теплоты, характеризующий соответствующее увеличение адиабатического перепада турбины в целом (от $P_z, t_z до P_s', t_s'$)

g_n =1 (в системе СИ)

$$H_{диф} = \eta_{диф} \cdot \frac{C_z^{\ 2} - C_a^{\ 2}}{2g_n} = 0{,}7 \cdot \frac{152{,}5^2 - 91{,}5^2}{2 \cdot 1} = 5{,}209 кДж / кг$$

12. Потери в диффузоре составят:

$$q^{**}_{диф} = \Delta H_{диф} = (1 - \eta_{диф}) \frac{C_z^{\ 2} - C_a^{\ 2}}{2g_n} = \left(1 / \eta_{диф} - 1 \right) H_{диф} =$$

$$= \left(\frac{1}{0{,}7} - 1 \right) 5{,}209 = 2{,}232 кДж / кг$$

13. Потери энергии с выходной скоростью после диффузора:

$$\Delta H'_{диф} = \frac{C_a^{\,2}}{2g_n} = \frac{91{,}5^2}{2} = 4{,}186 кДж/кг$$

14. Полный (расчетный) адиабатический перепад теплоты в турбине, соответствующий изменению давления от $P_1 = P_z$ до $P_2 = P'_s = P_{диф}$ и $C_o = 0$

$$H_z = \alpha_z H'_{оп} + H_{диф} = 389{,}37 + 5{,}209 = 394{,}6 кДж/кг$$

15. Теплоперепад, соответствующий осевой скорости потока:

$$\Delta H_1 = \frac{C_z^{\,2}}{2g_n} = \frac{152{,}5^2}{2} = 11{,}628 кДж/кг$$

16. Распределению между ступенями подлежит теплоперепад (располагаемый теплоперепад):

$$H' = H_z - \Delta H_1 = 394{,}6\text{-}11{,}628 = 382{,}97 \ кДж/кг.$$

Теплоперепад ΔH_1 затрачивается на создание осевой скорости потока C_z.

17. Как указано в задании, установка ГТ-750-6 является газотурбинной установкой с разрезным валом, поэтому после определения располагаемого теплоперепада этот теплоперепад следует распределить между компрессорной турбиной (турбина высокого давления — ТВД) и силовой турбиной (турбина низкого давления — ТНД).

Уравнение баланса мощности осевого компрессора и мощности ТВД

$$N_{ec} = N_{ez,1}, \qquad N_{ez,1} = M_z \cdot h_{z1} \cdot \eta_{iz} \cdot \eta_{мех,z}$$

Численное значение величины N_{ec} (см. предварительный расчет осевого компрессора п. 5, все остальные величины берутся из предыдущих расчетов и задания). Следовательно,

$$h_{z1} = \frac{N_{ec}}{M_z \cdot \eta_{iz} \cdot \eta_{мех,z}} = 244{,}5 кДж/кг$$

Полученная величина h_{z1}, = 244,5 кДж/кг, является тепловым перепадом турбины высокого давления без учета затраты перепада на создание осевой скорости потока.

Распределим величину h_{zI} между первой и второй ступенью турбины высокого давления. Теплоперепад, соответствующий снижению давления (ΔP) в первой ступени давления (H_1), принимается большим, чем соответственно равнораспределенный теплоперепад в каждой из последующих ступеней H_i (вторые ступени i=2, 3, 4, 5), на величину теплоперепада, эквивалентного осевой скорости потока ΔH_1. Тем самым определяется величина теплоперепада в каждой из вторых

ступеней (i=2, 3, 4, 5) -за счет изменения давления

$$H_1 = h_{оп,1} = \frac{244{,}5}{2} = 122{,}24 кДж/кг$$

Т.е.

$$H_i = h_{оп} = \frac{P_z - \Delta H_1}{z}$$

Расчетный полный перепад в первой ступени турбины высокого давления

$$H_1' = h_{оп,1}{}^1 = H_1 + \Delta H_1 = 122{,}24 + 11{,}628 = 133{,}87 \text{ кДж/кг}$$

Расчетный п о л н ы и перепад теплоты во второй ступени турбины высокого давления (ТВД):

$$H_2' = h_{оп,2}' = H_2 + \Delta H_1 = 122{,}24 + 11{,}628 = 133{,}87 кДж/кг$$

Теплоперепад в турбине низкого давления (ТНД) затрачивается на создание работы, передаваемой приводному механизму (центробежный нагнетатель газа, электрический генератор и т. д.)

$h_{zII} = H' - h_{zI} = 382{,}97 — 244{,}5 = 138{,}47$ *кДж/кг* .

Мощность силовой турбины (ТНД)— контроль:

$$N_{e,ГТУ} = N_{ezII} = M_z \cdot h_{zII} \cdot \eta_{iz} \cdot \eta_{мехz} = 48{,}80 \cdot 138{,}47 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}98 = 5629 КВт$$

При распределении мощностей между ТВД и ТНД в двухвальных ГТУ может иметь место некоторое отличие эффективной мощности, указанной в задании и полученной в результате расчетов. В рассматриваемом примере $N_{e\ ГТУ}$=6000кВт, а после перераспределения получено значение $N_{e\ ГТУ}$=5629кВт

Точное балансирование мощности ТНД с величиной заданной мощности составляет специальную задачу и на стадии курсового проектирования не производится.

18. Конечное состояние газа за турбиной (перед диффузором) определяется из выражения потенциальной работы в условиях малых теплоперепадов:

$$H_{диф} = Aw_{1,2} = A\upsilon_m \left(P_s - P_s'\right) = \eta_{диф} \cdot C_{pm} \left(T_s - T_s'\right)$$

Отсюда :

$$T_s' \cong T_s - \frac{H_{диф}}{C^o{}_{pm} \cdot \eta_{диф}} = 743{,}3 - \frac{5{,}209}{1{,}168 \cdot 0{,}7} = 736{,}9^o K$$

$$P_s' = P_s - \frac{H_{диф}}{\upsilon_m} = 0{,}106 - \frac{5{,}209 \cdot 10^{-3}}{2{,}05} = 0{,}1035 МПа$$

$$\upsilon_s = \upsilon_m (принимаем)$$

A=1 н·м/Дж – термический эквивалент работы.

19. Удельный объем газа за последней ступенью турбины перед диффузором:

$$\upsilon'_s = \frac{AR}{\mu} \cdot \frac{T'_s}{P'_s} = \frac{8314 \cdot 736{,}9}{28{,}49 \cdot 0{,}1035 \cdot 10^6} = 2{,}078 м^3 / кг$$

20. Внутренний (индикаторный) процесс газовой турбины в дальнейшем рассматривается как политропический;

n — постоянный показатель политропы;

T_z, T'_s — действительные значения температуры;

P_z, P'_s—действительные значения давления в пределах проточной части турбины— от входа в первую ступень до выхода из последней ступени.

Уравнение политропы для турбины в целом:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\lg \frac{P_z}{P'_s}}{\lg \frac{T_z}{T'_s}} = \frac{\lg \frac{0{,}50{,}27}{0{,}1035}}{\lg \frac{1023}{736{,}9}} = 4{,}82$$

В дальнейшем принимается, что значение температуры в действительном процессе проточной части турбины является линейной функцией текущего значения адиабатического перепада.

Соответственно находится текущее значение давления:

$$P = P_z \left(\frac{T}{T_z} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

Опорные точки для построения диаграммы состояния газа в пределах проточной части турбины должны быть представлены в табличной форме (табл. 3).

Таблица 3

Опорные точки диаграммы физического состояния рабочего тела в пределах проточной части турбины

Соотношения \ H	0	80	160	240	320	394,6
H/H_z	0	0,202	0,404	0,606	0,808	1,0
$H/H_Z(T_Z\text{-}T'_S)$	0	59,02	118,05	177,07	236,10	286,1

$T=T_z-\frac{H}{H_z}(T_z-T'_s)$	1023	963,98	904,95	845,93	786,9	736,9
T/Tz	1,0	0,942	0,885	0,827	0,769	0,720
$\ln T/T_Z$	0	-0,059	- 0,122	- 0,190	- 0,263	- 0,3285
$\ln P/P_z=\frac{n}{n-1}\ln\frac{T}{T_z}$	0	-0,270	- 0,559	- 0,870	- 1,205	- 1,583
P/Pz	1	0,761	0,571	0,419	0,300	0,205
$P=P_z\left(\frac{T}{T_z}\right)^{\frac{n}{n-1}}$	0,4838	0,368	0,276	0,203	0,145	0,1031
υ	0,617	0,764	1,018	1,303	1,720	2,086

На основании данных табл. 3 строится диаграмма физического состояния рабочего тела в пределах проточной части турбины (рис. 3).

21. Расчет проточной части турбины начинается с определения диаметра барабана (или диска) и высоты лопаток последней ступени.

Расчетный полный тепловой перепад в последней ступени турбины (см. также пункт 17).

$$h'_{on}=h_{zII}+A\frac{C^2{}_z}{2}=138{,}47+11{,}628=150{,}1 кДж/кг$$

(A=1 в системе СИ)

В корневом сечении ступени принимается малая степень реактивности или чисто активный принцип. В этом случае может быть принято следующее соотношение скоростей:

$$U'_0/C_0=0{,}5$$

где U'_0 — окружная скорость в корневом сечении (первое приближение).

C'_0 — абсолютная скорость, соответствующая работе на окружности ступени в целом ($h_u=\eta'_u\ h'_{on}$). $C'_o=\sqrt{2h_u}=\sqrt{2\eta'_u\cdot h'_{on}}$

η'_u — к. п. д. на окружности, определяемый по балансу потерь без учета концевых потерь и потерь от трения диска:

$$\eta'_u\cong\eta_{iz}+\Delta\eta_u=0{,}85+0{,}02=0{,}87.$$

$$U'_o=\frac{1}{2}C_o=\sqrt{\frac{1}{2}\eta'_u\cdot h'_{on}}=\sqrt{\frac{1}{2}\cdot 0{,}87\cdot 150{,}1\cdot 10^3}=255{,}5 м/сек$$

Диаметр диска (а в одновальных многоступенчатых турбинах диаметр барабана) у корня лопаток:

$$d'=\frac{60U'_o}{\pi\cdot n_2}=\frac{60\cdot 255{,}5}{3{,}14\cdot 5600}=0{,}872 м=872 мм$$

Поковка такого диаметра может быть осуществлена.

Переферийный диаметр последнего рабочего колеса (d_z'') находится в зависимости от площади, ометаемой лопатками ,(S'):

$$S' = \frac{\pi}{4}\left(d_z''^2 - d'^2\right)$$

Отсюда

$$d_z'' = \sqrt{\frac{4S'}{\pi} + d'^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}656}{3{,}14} + 0{,}872^2} = 1{,}268м = 1268мм$$

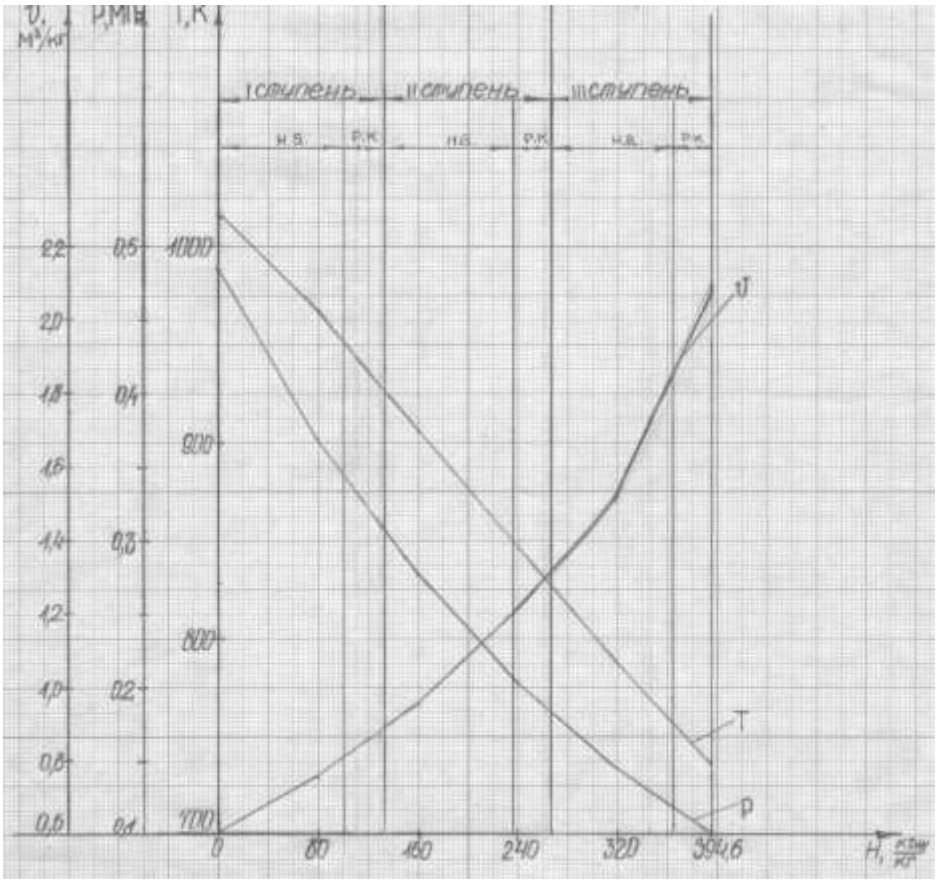


Рис. 3. Параметры состояния продуктов сгорания в пределах проточной части турбины

Средний диаметр рабочего колеса

$$d_m = \frac{d' + d_z''}{2} = \frac{872 + 1268}{2} = 1070мм$$

Высота лопатки последней ступени:

$$l_z = \frac{d_z'' - d'}{2} = \frac{1268 - 872}{2} = 198мм$$

Втулочное отношение

$$\nu = \frac{d'}{d_z''} = \frac{872}{1268} \cong 0{,}69$$

$$\frac{d_m}{l_z} = \frac{1070}{198} = 5{,}40$$

При отношении $\frac{d_m}{l_z} > 0{,}82$ лопатка должна быть закрученной.

22. Расчет корневого сечения последней ступени выполняем по условию осевого выхода потока, т. е. $C_{2u}=0$.

Из уравнения баланса работ на окружности колеса ступени находим

$$\omega_{1,2} = \eta_u' \cdot h_{on}' = U_0' C_{1u} - C_{2u} = U_0' C_{1u}'$$

Отсюда

$$C_{1u}' = \frac{\eta' h_{ou\,u}'}{U_o'} = \frac{0{,}87 \cdot 150{,}1 \cdot 10^3}{255{,}5} = 511{,}1 м/сек$$

Абсолютная скорость потока на выходе из направляющего аппарата:

$$C_1 = \sqrt{C_{1u}'^{\,2} + C_{1z}^{\,2}} = \sqrt{511{,}1^2 + 152{,}5^2} = 533{,}4 м/сек$$

Местная скорость звука в потоке за рабочим колесом:

$$a = \sqrt{kRT_s'} = \sqrt{1{,}336 \cdot 291{,}8 \cdot 736{,}9} = 535{,}98 м/сек$$

Скорость C_1 меньше скорости звука в газе (a), следовательно, режим истечения— докритический и сопло должно быть суживающееся.

Полный тепловой перепад в направляющем аппарате (коэффициент потерь энергии $\xi_1 = 1 - \varphi^2 = 0{,}04$):

$$h_1 = \frac{1}{2}\frac{C_1^{\,2}}{\varphi^2} = \frac{1}{2}\frac{C_1^{\,2}}{1-\xi_1} = \frac{533{,}4^2}{2 \cdot 0{,}96} = 148{,}2 кДж/кг$$

Тепловой перепад в рабочем колесе:

$$h_2 = 150{,}1 - 148{,}2 = 1{,}9 кДж/кг$$

Степень реактивности в корневом сечении:

$$\rho_T = \frac{h_2}{h_{on}'} = \frac{1{,}9}{150{,}1} = 0{,}013$$

Следовательно, диаметр барабана, подсчитанный с помощью приближенной формулы (пункт 21), обеспечил небольшую степень реактивности в корневом сечении ступени. Если бы у корня лопаток получилась отрицательная степень реактивности, то диаметр барабана следовало бы немного увеличить, чтобы

достигнуть положительной степени реактивности.

Угол выхода потока из направляющего аппарата:

$$\alpha_1 = arc\sin\frac{C_{1z}}{C_1} = arc \quad \sin\frac{152{,}5}{533{,}4} = 16^0 36'$$

Относительная скорость газа:

$$W_1 = \sqrt{\left(C'_{1u} - U'_o\right)^2 + C_{1z}{}^2} = \sqrt{\left(511{,}1 - 255{,}5\right)^2 + 152{,}5^2} = 297{,}6 м/сек$$

Угол входа потока в рабочее колесо:

Относительная скорость выхода газа из рабочего колеса:

$$\beta_1 = arc\sin\frac{C_{1z}}{W_1} = arc\sin\frac{152{,}5}{297{,}6} = 30\ 49'$$

$$W_2 = \psi\sqrt{W_1{}^2 + h_2} = 0{,}97\sqrt{297{,}6^2 + 1{,}9\cdot 10^3} = 291{,}8 м/сек$$

Коэффициент скорости принимается равным $\psi \cong$ 0,97 ÷ 0,98 (по результатам испытаний натурных ступеней).

Угол выхода потока из рабочего колеса ($C_2 = C_{lz}=C_{2z}$ = 152,5 м /сек, по условию, см. п. 10)

$$\beta_2{}^* = 180 - \beta_2 = \text{arcsin}\frac{C_{2z}}{W_2} = \text{arcsin}\frac{152.5}{291{,}8} = 31\ 30'$$

$$\beta_2 = 180\ - \beta_2^* = 180 - 31\ 30' = 148\ 30'$$

Отношение

$$\frac{U'_0}{C_1} = \frac{255.5}{533{,}4} = 0{,}479$$

23. Расчет ступеней в среднем сечении выполняем в предположении закрутки по закону $C_{1u}d$=const - практически по условию постоянства удельной работы в любом сечении лопаток *(d*—диаметр окружности, на котором расположены лопатки, а C_{1u}— проекция абсолютной скорости потока на направление окружной скорости *U).*

Окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса d_m=1070 мм = 1,070 м:

$$U = \frac{\pi d_m n}{60} = \frac{\pi\cdot 1{,}070\cdot 5600}{60} = 313{,}6 м/сек$$

Окружная составляющая скорости потока (по закону закрутки C_{lud}=const) на

среднем диаметре рабочего колеса:

$$C_{1u} = C'_{1u} \cdot \frac{d'}{d_m} = 511.1 \frac{872}{1070} = 416.52 м/сек$$

Скорость истечения газа из направляющего аппарата:

$$C_1 = \sqrt{C_{1u}{}^2 + C_{1z}{}^2} = \sqrt{416.52^2 + 152.5^2} = 443.6 м/сек$$

Полный изоэнтропийный (адиабатический) перепад тепла в направляющем аппарате на уровне среднего диаметра (ξ_1=0,04):

$$h_{1n} = \frac{A}{2g_n} \frac{C_1{}^2}{(1-\xi_1)} = \frac{443,6^2}{2 \cdot 0,96} = 102,5 кДж/кг$$

Тепловой перепад в рабочем колесе

$$h_2 = h'_{on} - h_{1n} = 150,1 - 102,5 = 47,6 кДж/кг$$

Степень реактивности на среднем диаметре ступени (по среднему- диаметру рабочего класса):

$$\rho = \frac{h_2}{h'_{on}} = \frac{47,6}{150,1} = 0,317$$

Из диаграммы состояния (рис. 3) находим параметры газа в зазоре между направляющим аппаратом и рабочим колесом последней ступени (ступень турбины низкого давления— ТНД).

Для этого используем условие—теплоперепад в зазоре между рабочим колесом и направляющим аппаратом последней ступени

$$H = H_z - h_2 = 396,23 - 47,6 = 346,9 кДж/кг$$

Величины P_1, T_1, υ_1 соответствующие перепаду теплоты H = 346,9 *кДж/кг,* определяем графически: P_1=0,14 *МПа;* T_1=772°К; υ_1=1,74 *кг/м*^{3}.

Найденному удельному объему соответствует площадь кольца, занятого направляющими лопатками (v_2—удельный объем газа за последней ступенью — табл. 3).

$$S_1 = S' \frac{\upsilon_1}{\upsilon_2} = 0,656 \frac{1,74}{2,086} = 0,547 м^2$$

По величине площади S_1 вычисляется внешний диаметр направляющего аппарата(d' – диаметр диска -барабана)

$$d_1'' = \sqrt{\frac{4}{\pi} S_1 + d'^2} = \sqrt{\frac{4}{\pi} 0{,}547 + 0{,}872^2} = 1{,}207 м = 1207 мм$$

Средний диаметр направляющего аппарата последней ступени:

$$d_1 = \frac{d' + d_1''}{2} = \frac{872 + 1207}{2} = 1040 мм = 1{,}040 м$$

Высота лопатки направляющего аппарата последней ступени:

$$l_1 = \frac{d_1'' - d'}{2} = \frac{1207 - 872}{2} = 167{,}5 мм$$

Для полученного среднего диаметра направляющего аппаратура уточним расчет среднего сечения ступени.

Окружная скорость на среднем диаметре направляющего аппарата:

$$U_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 1{,}040 \cdot 5600}{60} = 304{,}8 м / сек$$

Окружная составляющая скорости пбтока на среднем диаметре (закон закрутки C_{lu} d — const):

$$C_{1u}^{\ *} = C_{1u}' \frac{d'}{d_1} = 511{,}1 \cdot \frac{872}{1040} = 428{,}5 м / сек$$

Скорость истечения из направляющего аппарата:

$$C_1^{\ *} = \sqrt{C_{1u}^{*2} + C_{1z}^2} = \sqrt{428{,}5^2 + 152{,}5^2} = 454{,}8 м / сек$$

Угол выхода потока из направляющего аппарата:

$$\alpha_1 = arc \sin \frac{C_{1z}}{C_1} = arc \quad \sin \frac{152{,}5}{454{,}8} = 19\ 35'$$

Полный тепловой перепад в направляющем

аппарате (коэффициент потерь ($\xi = 1 - \varphi^2 = 0{,}04$));

Тепловой перепад в рабочем колесе: $h_{1n} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_1^{\ 2}}{1-\xi_1} = \frac{454{,}8^2}{2 \cdot 0{,}96} = 107{,}7 кДж/кг$

$$h_2 = h'_{on} - h_{1n} = 150{,}1 - 107{,}7 = 42{,}4 кДж/кг$$

Степень реактивности на среднем диаметре:

$$\rho_T = \frac{42{,}4}{150{,}1} = 0{,}28$$

Относительная скорость газа на входе

$$W_1 = \sqrt{(C_{1u} - U_1)^2 + C_{1z}^2} = \sqrt{(428{,}5 - 304{,}8)^2 + 152{,}5^2} = 196{,}4 м/сек$$

Относительная скорость на выходе из рабочего колеса:

$$W_2 = \psi \sqrt{W_1^2 + h_2} = 0{,}97 \sqrt{196{,}4^2 + 42{,}4 \cdot 10^3} = 276 м/сек$$

Угол входа газа в рабочее колесо:

$$\beta_1 = arc\sin \frac{C_{1z}}{W_1} = \arcsin \frac{152{,}5}{196{,}4} = 50\ 56'$$

Угол выхода потока из рабочего колеса:

$$\beta_2^* = 180 - \beta_2 = arc\sin \frac{C_{2z}}{W_2} = arc\sin \frac{152{,}5}{276} = 33\ 32'$$

$$\beta_2 = 180 - 33\ 32' = 146\ 27'$$

Скорость адиабатического истечения из ступени в целом:

$$C_0 = \sqrt{2 \cdot 150{,}1} = 547{,}9 м/сек.$$

Характеристическое число:

$$\frac{U_1}{C_0} = \frac{304{,}8}{547{,}9} = 0{,}556$$

24. Расчет внешнего сечения ступени выполняется аналогично расчету среднего сечения.

Внешний диаметр направляющего аппарата d_1'' = 1207 *мм.* Внешний диаметр рабочего колеса d_z'' =1268 *мм.*

$$U_1'' = \frac{\pi d_1'' n}{60} = \frac{\pi \cdot 1{,}207 \cdot 5600}{60} = 353{,}7 м/сек$$

$$U_z'' = \frac{\pi d_z'' n}{60} = \frac{\pi \cdot 1{,}268 \cdot 5600}{60} = 371{,}6 м/сек$$

$$C_{1u}'' = C_{1u}' \frac{d'}{d_1''} = 511{,}1 \cdot \frac{872}{1207} = 369{,}2 м/сек$$

$$C_1 = \sqrt{C_{1г}''^2 + C_{1я}^2} = \sqrt{369{,}2^2 + 152{,}5^2} = 399{,}5 м/сек$$

$$h_{1n} = \frac{1}{2} \frac{C_1^2}{1-\xi_1} = \frac{399{,}5^2}{2 \cdot 0{,}96} = 83{,}1 кДж/кг$$

$$h_2 = h_{on}' - h_{1n} = 150{,}1 - 83{,}1 = 67 кДж/кг$$

$$\rho = \frac{67}{150{,}1} = 0{,}446$$

$$\alpha_1 = arc\sin\frac{C_{1z}}{C_1} = arc\sin\frac{152{,}5}{399{,}5} = 22\ 26'$$

$$W_1 = \sqrt{(C_{1u}'' - U_1'')^2 + C_{1z}^2} = \sqrt{(369{,}2 - 353{,}7)^2 + 152{,}5^2} = 153{,}3 м/сек$$

$$W_2 = \psi\sqrt{W_1^2 + h_2} = 0{,}97\sqrt{153{,}3^2 + 67 \cdot 10^3} = 291{,}8 м/сек$$

$$\beta_1 = \arcsin\frac{C_{1z}}{W_1} = \arcsin\frac{152{,}5}{153{,}3} = 84\ 8'$$

$$\beta_2^* = 180 - \beta_2 = \arcsin\frac{C_{1z}}{W_2} = \arcsin\frac{152{,}5}{291{,}8.} = 31\ 30'$$

$$\beta_2 = 180^0 - \beta_2^* = 180\ - 31\ 30' = 148\ 30'$$

$$\frac{U}{C_0} = \frac{353{,}7}{547{,}9} = 0{,}646$$

Таблица 4
Характеристика последней ступени турбины в трех различных сечениях

Обозначение	Размерность	Диаметр сечения *мм*		
		у корня 872	средний 1070	внешний 1268
1	2	3	4	5
u	*м/сек*	255,5	304,8	353,7
C_{1u}	*м/сек*	511,1	428,5	369,2
C_1	*м/сек*	533,4	454,8	399,5
h_1	*кДж/кг*	148,2	107,7	83,1
h_2	*кДж/кг*	1,9	42,43	67
h'_{on}	*кДж/кг*	150,1	150,1	150,1
ρ		0,013	0,317	0,446
W_1	*м!сек*	297,6	196,4	153,3
β_1	*град, мин*	30°49'	50°56'	84°8'
W_2		291,8	276	291,8
β_2	*м/сек*	148°30'	146°27'	148°3'
α_1	*град, мин*	16°36'	19°35'	22°26'
$\frac{U}{C_1}$		0,479	0,556	0,646

С целью получения уточненных данных по параметрам последней ступени, могут быть проведены дополнительные расчеты, например, еще при двух промежуточных диаметрах последней ступени. Однако на стадии курсового

проектирования достаточно ограничиться тремя сечениями (корневое сечение, средний диаметр, внешний диаметр).

Результаты расчетов сведены в табл. 4.

25. На основании нолученных данных (табл. 4) строится график изменения параметров по высоте лопатки (рис. 4) и треугольники скоростей (рис.5).

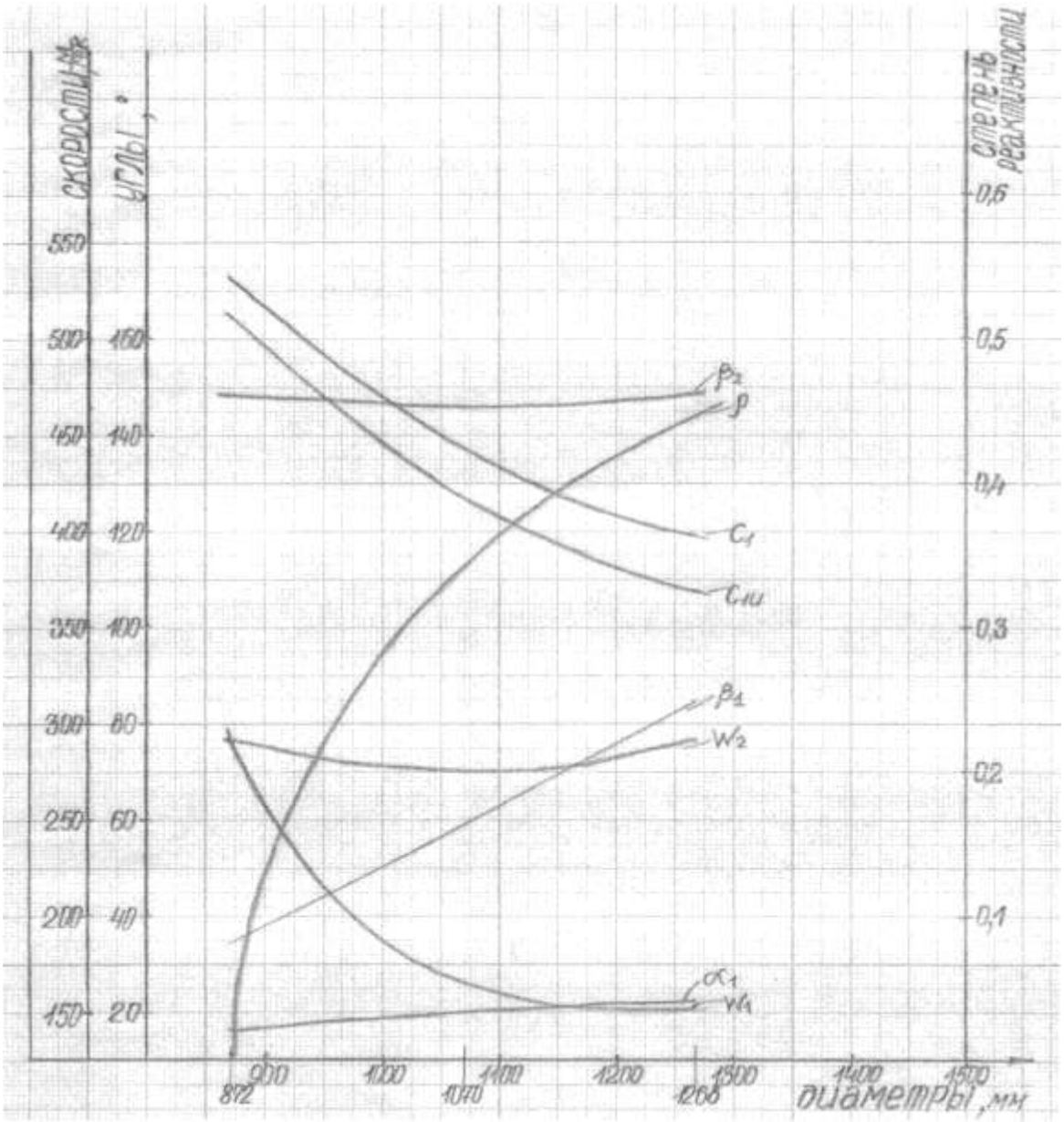


Рис. 4. Характеристики последней ступени в различных сечениях по высоте лопатки.

Параметры наносятся в функции от радиуса или диаметра, для которого выполнен расчет.

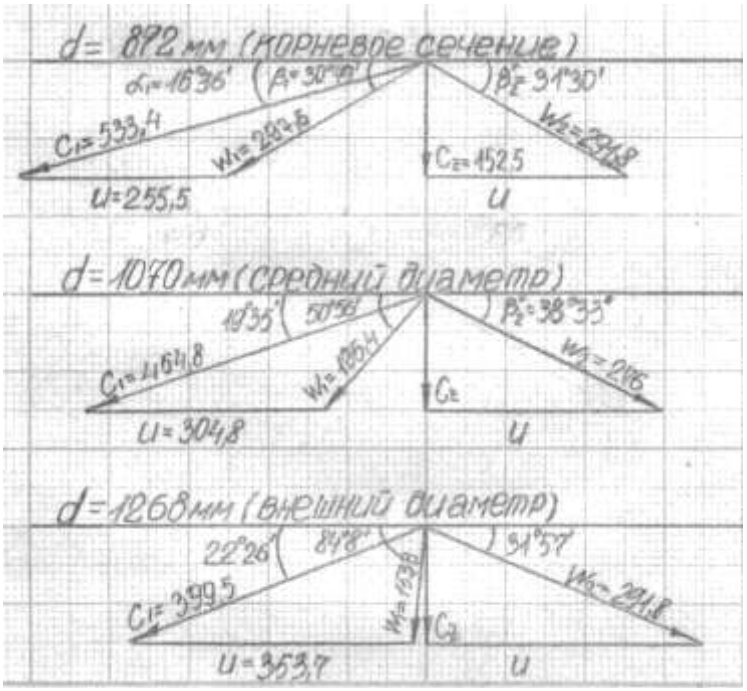


Рис. 5. Треугольники скоростей последней (третьей) ступени турбины к различных сечениях по высоте лопатки.

26. Как было отмечено выше (V_1, а), в расчетах в объеме курсового проекта принимают проточную часть турбины выполненной из однотипных лопаток, поэтому результатами расчета последней ступени можно воспользоваться для определения размеров других ступеней.

27. Расчеты всех первых ступеней (кроме последней ступени) могут быть осуществлены по методике, принятой при расчете последней ступени.

В соответствии с принятыми предпосылками (VI, а), характеристики промежуточных ступеней принимаются по закону линейного интерполирования по граничным опорным точкам, то есть по характеристикам первой и последней ступени при условии d'=const=872 *мм.*

28. Первая ступень характеризуется следующим» параметрами рабочего тела за рабочим колесом (определяем по диаграмме рис. 3.) Для полного перепада теплоты этой ступени H= 134 *кДж/кг,* P_2 = 0,306 *МПа,* v_2 = 0,898 $м^3/кг$, T_2=925°К. Ометаемая лопатками площадь первой ступени:

$$S_1' = S_z' \frac{\upsilon_2}{\upsilon_z} = 0{,}656 \frac{0{,}898}{2{,}086} = 0{,}282 м^2$$

Индексом z здесь обозначены параметры рабочего колеса последней ступени турбины.

Вне

шний диаметр рабочего колеса первой ступени

$$d'' = \sqrt{\frac{4}{\pi} S_1' + d_1'^2} = \sqrt{\frac{4}{\pi} 0{,}282 + 0{,}872^2} = 1{,}058\ м = 1058\ мм.$$

Средний диаметр рабочего колеса первой ступени

$$d = \frac{d'' + d'}{2} = \frac{1058 + 872}{2} = 965 мм = 0{,}965 м.$$

Высота рабочей лопатки первой ступени

$$l_2 = \frac{d'' - d'}{2} = \frac{1058 - 872}{2} = 93 мм$$

По диаграмме параметров ступени (рис. 4) для среднего диаметра $d_{ср}$=965 *мм* находим:

$\rho_T = 0{,}24$ $C_1 = 485 м/сек$ $C_{1u} = 462 м/сек$

$W_1 = 205 м/сек$ $W_2 = 280 м/сек$ $\alpha_1 = 18\ 0'$

$\beta_1 = 46\ 0'$ $\beta_2 = 147\ 0'$

Получив значение степени реактивности, вычислим перепад теплоты в рабочем колесе первой ступени

$$h_2 = H_1 \cdot \rho = 133{,}87 \cdot 0{,}24 = 32{,}13 кДж/кг$$

На диаграмме состояния (рис. 3) от перпендикуляра, соответствующего параметрам газа за первой ступенью, отложим влево тепловой перепад h_2=32,13 *кДж/кг* и восстановим перпендикуляр, который при пересечении с линиями на диаграмме состояния укажет параметры газа в осевом зазоре между рабочим колесом и направляющим аппаратом первой ступени:

P_1 = 0,334 МПа; v_1 = 0,81$м^3/кг$; T_1 = 950°К.

Площадь кольца, образованная направляющим аппаратом первой ступени:

$$S_1 = S_z \frac{\upsilon_1}{\upsilon_z} = 0{,}656 \frac{0{,}81}{2{,}086} = 0{,}255 м^2$$

Индексом z обозначены параметры последнего рабочего колеса,

Внешний диаметр направляющего аппарата

$$d'' = \sqrt{\frac{4}{\pi} S_1 + d'^2} = \sqrt{\frac{4}{\pi} 0{,}255 + 0{,}872^2} = 1{,}042 м = 1042 мм$$

Средний диаметр направляющего аппарата

$$d = \frac{d'' + d'}{2} = \frac{1042 + 872}{2} = 957 мм = 0{,}957 мм$$

Высота лопатки направляющего аппарата

$$l_2 = \frac{d'' - d'}{2} = \frac{1042 - 872}{2} = 85 мм$$

Условная скорость

$$C_0 = \sqrt{2h'_{on}} = \sqrt{2 \cdot 150{,}1 \cdot 10^3} = 547{,}9 м / сек$$

Окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса первой ступени d=0,984 *м*

$$U = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi 0{,}957 \cdot 5200}{60} = 260{,}4 м / сек$$

Отношение

$$\frac{U}{C_0} = \frac{260{,}4}{547{,}9} = 0{,}475$$

29. Размеры и параметры второй ступени определяются в такой последовательности:

длина рабочей лопатки второй ступени

$$l_2 = l_1 + \frac{i-1}{z-1}(l_z - l_1) = 85 + \frac{2-1}{3-1}(198 - 85) = 141{,}5 мм$$

внешний диаметр рабочего колеса

$$d'' = d' + 2l_2 = 872 + 2 \cdot 141{,}5 = 1155 мм$$

средний диаметр рабочего колеса

$$d_{ср} = \frac{d'' + d'}{2} = \frac{1155 + 872}{2} = 1013{,}5мм = 1{,}0135м$$

условная скорость

$$C_0 = \sqrt{2h'_{оп}} = \sqrt{2 \cdot 150{,}1 \cdot 10^3} = 547{,}9м/сек$$

окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса — d= 1,0135м

$$U = \frac{\pi dn}{60} = \frac{\pi \cdot 1{,}0135 \cdot 5200}{60} = 275{,}8м/сек$$

отношение

$$\frac{U}{C_0} = \frac{275{,}8}{547{,}9} = 0{,}5$$

Аналогичные вычисления производятся для получения размеров направляющих аппаратов второй ступени:

Высота направляющей лопатки второй ступени:

$$l_1 = 85 + \frac{2-1}{3-1}(167{,}5 - 85) = 125{,}25мм$$

Внешний диаметр направляющего аппарата:

$$d'' = d' + 2l_1 = 872 + 2 \cdot 125{,}25 = 1124{,}5мм$$

Средний диаметр направляющего аппарата:

$$d_{ср} = \frac{d'' + d'}{2} = \frac{1124{,}+872}{2} = 998{,}25мм$$

По значению среднего диаметра второй ступени (1004мм) из диаграммы рис.4 определяются величины:

$\rho_T = 0{,}237, C_1 = 465м/сек, C_{1u} = 440м/сек, \alpha_1 = 19\ 0', W_1 = 182м/сек, W_2 = 279м/сек,$

$\beta_2 = 146\ 0', \beta_1 = 52\ 0'$

Получив значение степени реактивности, вычислим перепад в рабочем колесе второй ступени:

$$h_2 = H_1\rho_T = 133{,}87 \cdot 0{,}237 = 31{,}73кДж/кг$$

Тепловые перепады в рабочем колесе и в направляющем аппарате второй ступени откладываются на диаграмме параметров состояния (рис.3), после чего определяются параметры рабочего тела за второй ступенью: P_2=0,1945 кГ/см$_2$, v_2=1,32м$_3$/кг, T_2=830^{o}К

и параметры в зазоре между направляющим аппаратом и рабочим колесом второй ступени;

P_1=0,209МПа , v_1=1,2м^3/кг, T_1=850^{o}К . Результаты расчета всех ступеней сведены в табл. 5

Для удобства сопоставления характеристик ступеней скорости и углы определены в этом случае в функции среднего диаметра рабочего колеса каждой ступени , для третьей ступени (ранее эти данные не определялись) вычислим по рис. 4

$d = 1070мм, C_1 = 442м/сек, C_{1u} = 416м/сек, W_1 = 165м/сек, W_2 = 278м/сек,$

$\alpha_1 = 20\ 0', \beta_1 = 59\ 0', \beta_2 = 146\ 0'$

30. Профильные потери принимаются по данным продувок решеток турбинных профилей.

При профилировании закрученных лопаток приходится несколько отступить от наивыгоднейшей формы профилей; в связи с этим расчетные значения коэффициентов потерь энергии принимаем несколько завышенными сравнительно с опытными данными: $\xi_1 = 0{,}04, \quad \xi_2 = 0{,}06;$

а) потери энергии в направляющем аппарате первой ступени

$$\Delta h_1 = \frac{\xi_1}{1-\xi_1} C_1^2 \frac{1}{2} = \frac{0{,}04}{1-0{,}04} \frac{485^2}{2} = 4{,}9кДж/кг$$

б) потери энергии в рабочем колесе первой ступени

$$\Delta h_2 = \frac{\xi_2}{1-\xi_2} \frac{W_2^2}{2} = \frac{0{,}06}{1-0{,}06} \frac{280^2}{2} = 2{,}5кДж/кг$$

Таблица 5.

Характеристики ступеней турбины (итоговые результаты)

№ № п/п	Наименование величин	Обозначение	Размерность	№ ступеней		
				1	2	3
1	2	3	4	5	6	7
1	Внутренний диаметр	d'	*мм*	872	872	872
2	Внешний диаметр	d''	*мм*	1058	1155	1268
3	Средний диаметр	d	*мм*	965	1013,5	1070
4	Высота направляющей лопатки	l_1	*мм*	85	126,25	167,5
5	Высота рабочей лопатки	l_2	*мм*	93	141,5	198
6	Окружная скорость на среднем диаметре	U	*м/сек*	260,4	275,8	304,8
7	Располагаемый перепад тепла	h_{on}	*кДж/кг*	122,24	122,24	138,47
8	Полный изоэнтропический Перепад ступени	h'_{on}	*кДж/кг*	133,87	133,87	150,1

9	Условная скорость $= \sqrt{2h'_{on}}$	C_o	*м/сек*	547,9	547,9	547,9
10	Характеристическое число	U/C_0	–	0,475	0,5	0,556
11	Степень реактивности	ρ	–	0,24	0,237	0,317
12	Тепловой перепад в рабочем колесе	h_2	*кДж/кг*	32,13	31,73	47,6
13	Тепловой перепад в направляющем аппарате	h_1	*кДж/кг*	122,5	112,6	101,8
14	Скорость (из графиков)	C_1 W_1 W_2 C_{1z}	*м/сек*	485 205 280 152,5	465 182 279 152,5	442 165 278 152,5
15	Угол потока (из графиков)	4	град, мин	$18^0 0'$ $46^0 0'$ $147^0 0'$	$19^0 0'$ $52^0 0'$ $146^0 0'$	$20^0 0'$ $59^0 0'$ $146^0 0'$
16	Давление перед ступенью	P_0	*МПа*	0,5027	0,306	0,01945
17	Давление в зазоре	P_1	*МПа*	0,334	0,209	0,14
18	Давление за ступенью	P_2	*МПа*	0,306	0,01945	0,1035
19	Удельный объем перед ступенью	υ_0	$м^3/кг$	0,613	0,898	1,32
20	Удельный объем за ступенью	υ_2	$м^3/кг$	0,898	1,32	2,086

Аналогично рассчитаны профильные потери во второй и третьей ступенях. Результаты расчета сведены в таб. 6.

Таблица 6

Потери энергии при различных радиальных зазорах

№ п/п	Наименование величин	Обозначение	Размерность	№ ступеней		
				1	2	3
1	2	3	4	5	6	7
1	Профильные потери в направляющем аппарате	Δh_1	*кДж/кг*	4,9	4,5	4,07
2	Профильные потери в рабочем колесе	Δh_2	*кДж/кг*	2,5	2,48	2,47
3	Средняя высота лопаток	l	*мм*	89	133,9	182,8
4	Концевые потери $\delta = 2,0мм$ $\delta = 2,5м$ $\delta = 3,0м$	Δh_e Δh_e Δh_e	*кДж/кг* *кДж/кг* *кДж/кг*	6,83 9,33 12,04	4,54 6,2 8,01	3,73 5,09 6,58
5	Теплоперепад	h'_{on}	*кДж/кг*	133,87	133,87	150,1

6	Сумма потерь энергии $\delta = 2{,}0мм$ $\delta = 2{,}5м$ $\delta = 3{,}0м$	 $\sum \Delta h$ $\sum \Delta h$ $\sum \Delta h$	 *кДж/кг* *кДж/кг* *кДж/кг*	 14,23 16,73 19,44	 11,52 13,18 14,99	 10,27 11,63 13,12
7	Использованный $\delta = 2{,}0мм$ теплоперепад $\delta = 2{,}5м$ $\delta = 3{,}0м$	h h h	*кДж/кг* *кДж/кг* *кДж/кг*	119,64 117,14 114,43	122,3 120,69 118,88	139,83 138,47 136,98

31. Концевые потери энергии определяются в предположении, что направляющие и рабочие лопатки выполнены без бандажей. Радиальный зазор выбирается из конструктивных соображений.

При выполнении поверочного расчета проточной части турбины целесообразно расчет выполнить при двух-трех размерах радиальных зазорах:

$$\delta = 2{,}0мм, \qquad \delta = 2{,}5мм, \qquad \delta = 3{,}0мм$$

Потери теплового перепада вычисляются по формуле:

$$\Delta h_e = 1{,}72 \frac{\delta^{1,4}}{l} h'_{on} \qquad кДж/кг$$

Где δ - величина радиального зазора, мм.

l- средняя высота лопатки, мм.

$$l = \frac{l_1 + l_2}{2}$$

l_1- высота лопатки направляющего аппарата, мм

l_2- высота лопатки рабочего колеса

h'_{on} - перепад тепла, кДж/кг

а) Концевые потери энергии в первой ступени при величине радиального зазора $\delta = 2{,}0мм$:

$$\Delta h_l = 1{,}72 \frac{2{,}0^{1,4}}{l} h'_{on} = 1{,}72 \frac{2{,}688}{89} \cdot 133{,}87 = 6{,}83 \qquad кДж/кг$$

б) Концевые потери энергии в первой ступени при величине радиального зазора $\delta = 2{,}5мм$:

$$\Delta h_l = 1{,}72 \frac{2{,}5^{1,4}}{l} h'_{on} = 1{,}72 \frac{3{,}594}{89} 133{,}87 = 9{,}33 \qquad кДж/кг$$

в) Концевые потери энергии в первой ступени при величине радиального зазора $\delta = 3{,}0 мм$:

$$\Delta h_l = 1{,}72 \frac{3{,}0^{1{,}4}}{l} h'_{on} = 1{,}72 \frac{4{,}670}{89} 133{,}87 = 12{,}04 \quad кДж/кг$$

Аналогично вычислим концевые потери энергии при трех значениях зазоров $\delta = 2{,}0 мм$, $\delta = 2{,}5 мм$, $\delta = 3{,}0 мм$, для второй и третьей ступеней. Результаты расчетов сведены в табл. 6.

32. Внутренний относительный К.П.Д. турбины определяется по формуле:

$$\eta_{iz} = \frac{h'_i}{h_z} = \frac{\alpha_z H'_{on} - \sum_{i=1}^{3} \Delta h - A \frac{C_z^2}{2g_n}}{h_z},$$

Где $\alpha_z H'_{on}$- полный изоэнтропический (адиабатический) перепад тепла в турбине, см. п. 7;

$\sum_{i=1}^{3} \Delta h$ - суммарное значение потерь энергии при выбранном зазоре для трех ступеней;

$A \frac{C_z^2}{2g_n}$ -перепад на создание осевой скорости потока, см. п. 15.

h_z -удельная работа в турбине (см. термодин-й расчет п. 17.)

Внутренний к.п.д. турбины вычислим для трех значений зазоров $\delta = 2{,}0 мм$, $\delta = 2{,}5 мм$, $\delta = 3{,}0 мм$:

а) при $\delta = 2{,}0 мм$,

$$\eta_{iz} = \frac{389{,}37 - 36{,}02 - 11{,}628}{384{,}3} = 0{,}889$$

б) при $\delta = 2{,}5 мм$,

$$\eta_{iz} = \frac{389{,}37 - 41{,}54 - 11{,}628}{384{,}3} = 0{,}874$$

в) при $\delta = 3{,}0 мм$,

$$\eta_{iz} = \frac{389{,}37 - 47{,}55 - 11{,}628}{384{,}3} = 0{,}85,$$

Следовательно, заданный внутренний адиабатический к.п.д. турбины($\eta_{iz} = 0{,}85$) может быть достигнут при величине зазора 2,5< η_{iz} <3,0 мм.

Принимаем величину радиального зазора $\delta = 2{,}7 мм$,

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ, РЕКОМЕНДУЕМОЙ ДЛЯ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1. Бармин С. Ф. и др. Компрессорные станции с газотурбинными установками. Недра. 1968.
2. Белоконь Н. И. Термодинамические процессы газотурбинных дигагелей. Недра, 1969.
3. Белоконь Н. И., Поршаков Б.П. Газотурбинные установки компрессорных станций магистральных газопроводов, Недра, 1969.
4. Зальф Г.А. Тепловой расчет стационарных газовых турбин. Машиностроение, 1964.
5. Кириллов И. И. Теория турбомашин, Машгиз, 1964.
6. Кузнецов Л. А., Камеры сгорания стационарных газотурбинных установок. Машгиз,1958.
7. Лебедев-Цветков Ю. Д. Конструкция, оборудование и рабочие процессы газотурбинных установок компрессорных станций. Гостоптехиздат, 1963.
8. Предтеченский.Г. П. Газотурбинные установки. Госэнергоиздат, 1957.
9. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Машиностроение, 1964.
10. Шерстюк А.Н. Компрессоры. Госэнергоиздат, 1959.

11. Шнеэ Я. И. Газовые турбины, Машгиз, 1960
12. Шубенко-Шубин Л.А. Особенности конструкций новейших паровых и газовых турбин большой мощности. Госэнергоиздат, 1962

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ I

Таблица 1

Характеристические постоянные идеальных газов *(R)*

Наименование газов	Водо-род	Ки-сло-род	Азот	Азот атмо-сфер-ный	Угле-кис-лый газ	Метан	Водяной пар	Воздух
Символ	H_2,	O_2	N_2		CO_2	CH_4	H_20	
Молекулярная масса	2,016	32,0	28,016	28,16	44,01	16,042	18,016	28,96
Дж/кгК	4124	259,8	296,8	295,2	188,9	518,3	461,5	287,1

Таблица 2

Значения относительной величины теплоемкости идеальных газов при постоянном давлении C_p/AR

^{0}К	H_2	O_2	2	CO	CO_2	H_2O	Воздух

100	2,714	3,5014	3,5004	3,500	3,5128	4,0058	3,4913
200	3,280	3,5032	3,5008	3,501	3,8916	4,0102	3,49,12
300	3,469	3,5344	3,5030	3,.505	4,4763	4,0394	3,5005
400	3,510	3,6212	3,5179	3,529	4,9704	4,1192	3,5305
500	3,519	3,7396	3,5578	3,583	5,3671	4,2345	3,5865
600	3,527	3,8599	3,6214	3,661	5,6915	4,3659	3,6615
700	3,541	3,9672	3,6990	3,749	5,9611	4,5059	3,7447
800	3,563	4,0577	3,7806	3,837	6,1860	4,6525	3,8275
900	3,584	4,1327	3,8596	3.918	6,3742	4,8638	3,9049
1000	3,633	4,1948	3,9326	3,991	6,5318	4,9569	3,9750
1100	3,678	4,2469	3,9982	4,054	6,664	5, 1084	4,0371
1200	3,727	4,2912	4,0562	4,110	6,776	5,2555	4, 0917
1300	3,780	4,3300	4,1072	4,158	6,872	5,.3960	4,1398
1400	3,833	4,3651	4,1518	4,199	6,952	5,5 86	4,1820
1500	3,855	4,3975	4,1909	4,236	7,021	5,6526	4,2193

Таблица 3

Теплота сгорания компонентов газообразного топлива

Компоненты	Молекулярная масса	Низшая теплота сгорания *КДж/кг* $Q_{нр} \cdot 10^3$	Низшая молярная теплота сгорания *КДж/кмоль* $Q_{нр} \cdot 10^3$
Окись углерода	28,01	10,12	282
Водород H_2	2,016	120,0	242
Сероводород H_2	34,08	14,98	510,4
Метан CH_4	16,04	50,05	802,9
Ацетилен C_2H_2	26,04	48,26	1260
Этилен C_2H_4	28,05	47,20	1324
Этан C_2H_6	30,07	47,52	1429
Пропилен C_3H_6	42,08	45,81	1928
Пропан C_3H_8	44,09	46,39	2045
Бутилен C_4H_8	56,10	45,35	2544

Пентилен C_5H_{10}	70,13	45,03	3158
Бутан C_4H_{10}	58,12	45,76	2660
п-пентан C_5H_{12}	72,15	45,39	3274

Таблица 4

Влагосодержание воздуха при полном насыщении в пересчете на I кг сухого воздуха (x_5кг/кг) **в зависимости от температуры (t) и давления (P) влажного воздуха**

t, ^{0}C / P, *мм рт. ст.*	-30	-20	10	0	10	20	30	40
700	0,00037	0,00088	0,00196	0,00410	0,00829	0,01599	0,02967	0,05351
720	0,00036	0,00085	0,00190	0,00398	0,00806	0,01554	0,02381	0,05190
740	0,00035	0,00083	0,00135	0,00388	0,00784	0,01511	0,02799	0,05039
760	0,00034	0,900081	0,00180	0,00377	0,00763	0,01470	0,02722	0,04896

ПРИЛОЖЕНИЕ II

Таблица 1

Вспомогательная показательная функция E(x) положительного аргумента (сжатие)

	00	01	02	03	04	05	06	07	08	0
	1,0	1 ,00502	1,01007	1,01515	1,02027	1,02542	1,03061	1,03583	1,04109	1,0463
	1,05159	1,05707	1,06247	1,06791	1,07338	1,07889	1,08444	1,09003	1,09565	1,1013
	1,10701	1,11275	1,11853	1,12435	1,13020	1,13610	1,14204	1,14802	1,15404	1,1600
	1,16620	1,17234	1,17852	1,18475	1,19702	1,19734	1,20369	1,21009	1,21654	1,2230
	1,22956	1,23614	1,24277	1,24941	1,25615	1,26292	1,26973	1,27658	1,28349	1,2904
	1,29744	1,30449	1,31159	1,31874	1,32594	1,33319	1,34049	1,34784	1,35524	1,3626
	1,37020	1,37776	1,38537	1,39303	1,40075	1,40852	1,41635	1,42423	1,43217	1,4401
	1,44822	1,45633	1,46449	1,47271	1,48099	1,48938	1,49773	1.50619	1,51471	1,5232
	1,53193	1,59063	1,54939	1,55822	1,56710	1,57606	1,58507	1,59415	1,60330	1,6125
	1,62178	1,63122	1,64053	1,65001	1,65955	1,66917	1,67885	1,68860	1,69842	1,708
	1,71828									

Таблица 2

Вспомогательная показательная функция E(x) отрицательного аргумента (расширение)

|x|	00	01	02	03	04	05	06	07	08	0
	1,0	0,99502	0,99007	0,98515	0,98026	0,97541	0,97059	0,96580	0,96105	0,95
1	0,95161	0,94696	0,94233	0,93773	0,93316	0,92861	0,92410	0,91962	0,91517	0,91
2	0,90635	0,90198	0,89761	0,89333	0,88905	0,88481	0,88057	0,87637	0,87220	0,86
3	0,86394	0,85985	0,85578	0,85175	0,84773	0,84375	0,83979	0,83585	0,83194	0,82

4	0,82420	0,82037	0,81656	0,81277	0,80901	0,80527	0.80156	0,79787	0,79420	0,79
5	0,78694	0,78334	0,77977	0,77622	0,77269	0,76918	0,76570	0,76224	0,75880	0,75
6	0,75198	0,74861	0,74525	0,74192	0,73861	0,73531	0,73504	0,72879	0,72556	0,72
7	0,71916	0,71599	0,71284	0,70971	0,70660	0,70351	0,70044	0,69739	0,69435	0,69
8	0,68834	0,68535	0,68240	0,67946	0,67654	0,67363	0,67074	0,66787	0,66502	0,66
9	0,65937	0,65657	0,65378	0,65102	0,64827	0,64554	0,64282	0,64012	0,63744	0,63
0	0,63212									

ПРИЛОЖЕНИЕ III

Зависимость политропического к. п. д. турбины ($\eta_{пол}$) от адиабатического к. п. д. турбины (η_{iz}) соотношения давлений расширения (C_z). Показатель адиабаты (k=1,33).

Таблица 1

$\eta_{ія}$ \ C_z	3	4	5	6	7	8
0,80	0,780	0,775	0,770	0,765	0,760	0,755
0,85	0,835	0,830	0,825	0,820	0,816	0, 814
0,90	0,888	0,884	0,880	0,878	0,875	0,872

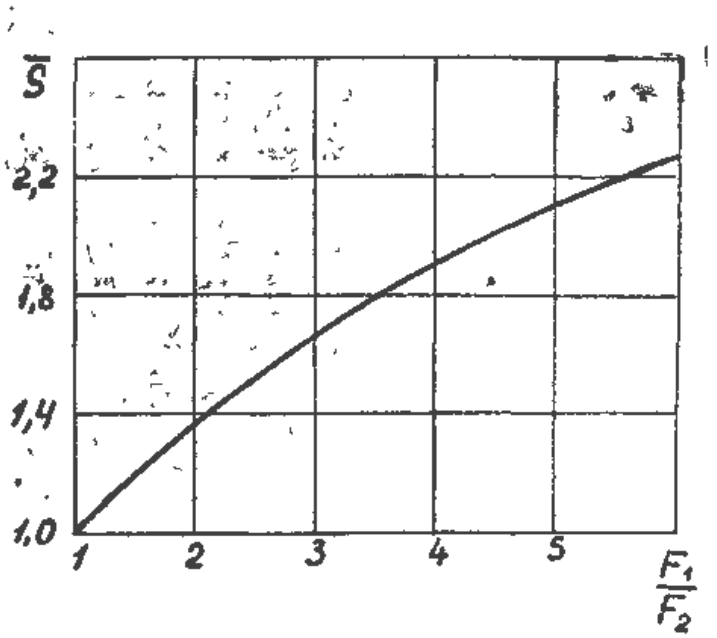


Рис. 9. Относительная ометаемая площадь для фрезерованных лопаток сложной формы [3].

Промежуточные значения определяются интерполированием.

Зависимость допустимого напряжения в рабочих лопатках турбины ($\sigma_{доп}$) от расчетной температуры продуктов сгорания на лопатках ($t_{расч}$).

Сталь ЭИ-893; срок эксплуатации облопачивания—100000 час (по данным НЗЛ).

Таблица 2.

Температура продуктов сгорания на лопатках, $t_{расч.}$ °C	1000	900	800	750	700	650	Ниже 650
Допустимое напряжение $\sigma_{доп.}$ *кГ/см²*	650	450	1450	1650	1950	2150	2450

Примечание к табл. 2. При выборе допустимого напряжения в лопатках необходимо иметь в виду, что в направляющем аппарате первой ступени срабатывается часть общего перепада тепла и в большинстве конструкций газовых, турбин применяется охлаждение воздухом направляющих аппаратов и дисков турбин, следовательно, температура продуктов сгорания на лопатках первой ступени будет несколько ниже заданной расчетной температуры *(t_z).*

Ориентировочно температуру на рабочих лопатках первой ступени можно принять:

$$t_{расч} \cong t_z - \Delta t_z$$

$$\Delta t_z \cong 40 \div 60^0 C$$

На второй, третьей и всех последующих ступенях расчетная температура будет меньше, чем температура на лопатках первой ступени, однако выбор ($\sigma_{доп}$)следует вести по $t_{расч}$ для рабочих лопаток первой ступени.

Если применяются охлаждаемые лопатки, то величину ($\sigma_{доп}$), необходимо выбирать с учетом снижения. температуры газов на лопатках за счет охлаждения.

Приложение IV

Таблица 1

Температура t, °C	Удельный вес - γ, *кг/м³*	Удельная теплоемкость C_p, *ккал/кг°C*	Коэф. Теплопроводности $10^2 \cdot \lambda$, *ккал/мчас °C*	Коэф.Температуропроводности $10^2 \cdot a$, *м²час*	Коэф. вязкости $10^6 \cdot \mu$, *кг·сек/ м²*	Коэф.кинематической вязкости $10^6 \cdot \upsilon$, *м²/сек*	Критерий Прандтля Pr
-180	3,685	0,250	0,65	0,705	0,66	1,76	0,900
-150	2,817	0,248	1,00	1,45	0,89	3,10	0,770
-100	1,984	0,244	1,39	2,88	1,20	5,94	0,742
-50	1,534	0,242	1,75	4,73	1,49	9,54	0,726
-20	1,365	0,241	1,94	5,94	1,66	11,93	0,724
0	1,252	0,241	2,04	6,75	1,75	13,70	0,723
10	1,206	0,241	2,11	7,24	1,81	14,70	0,722
20	1,164	0,242	2,17	7,66	1,86	15,70	0,722
30	1,127	0,242	2,22	8,14	1,91	16,61	0,722
40	1,092	0,242	2,28	8,65	1,96	17,60	0,722
50	1,056	0,243	2,35	9,14	2,00	18,60	0,722
60	1,025	0,243	2,41	9,65	2,05	19,60	0,722
70	0,996	0,243	2,46	10,18	2,08	20,45	0,722
80	0,968	0,244	2,52	10,65	2,14	21,70	0,722
90	0,942	0,244	2,58	11,25	2,20	22,90	0,722
100	0,916	0,244	2,64	11,80	2,22	23,78	0,722
120	0,870	0,245	2,75	12,90	2,32	26,20	0,722
140	0,827	0,245	2,86	14,10	2,40	28,45	0,722
160	0,789	0,246	2,96	15,25	2,46	30,60	0,722
180	0,755	0,247	3,07	16,50	2,55	33,17	0,722
200	0,723	0,247	3,18	17,80	2,64	35,82	0,722
250	0,653	0,249	3,42	21,2	2,85	42,8	0,722
300	0,596	0,250	3,69	24,8	3,03	49,9	0,722
350	0,549	0,252	3,93	28,4	3,21	57,5	0,722
400	0,508	0,253	4,17	32,4	3,36	64,9	0,722
500	0,450	0,256	4,64	40,0	3,69	80,4	0,722
600	0,400	0,260	5,00	49,1	4,00	98,1	0,723
800	0,325	0,266	5,75	68,0	4,54	137,0	0,725
1000	0,268	0,272	6,55	89,9	5,05	185,0	0,727
1200	0,238	0,278	7,27	113,0	5,50	232,5	0,730
1400	0,204	0,284	8,00	138,0	5,89	282,5	0,736
1600	0,182	0,291	8,70	165,0	6,28	338,0	0,740
1800	0,165	0,297	9,40	192,0	6,68	397,0	0,744

Таблица 2

Паровая таблица для водяного пара

Температура t, °C	Давление p, кг/см²	Объем, м³/кг: жидкости v'	Объем, м³/кг: пара v''	Энтропия ккал/кг° K: жидкости s'	Энтропия ккал/кг° K: пара s''	Теплосодержание, ккал/кг: жидкости i'	Теплосодержание, ккал/кг: пара i''	Скрытое тепло парообразования, r, ккал/кг	$\psi = Ap\,(v''-v')$
0	0,006228	0,0010002	206,3	0	2,1863	0	597,2	597,2	30,1
10	0,012513	0,0010004	106,4	0,0361	2,1253	10,04	601,6	591,6	31,2
20	0,02383	0,0010018	57,84	0,0708	2,0697	20,03	606,0	586,0	32,3
30	0,04325	0,0010044	32,93	0,1042	2,0187	30,0	610,4	580,4	33,4
40	0,07520	0,0010079	19,55	0,1366	1,9718	39,98	614,7	574,7	34,4
50	0,12578	0,0010121	12,05	0,1679	1,9287	49,95	619,0	569,0	35,5
60	0,2031	0,0010171	7,682	0,1984	1,8891	59,94	623,2	563,3	36,5
70	0,3177	0,0010228	5,049	0,2280	1,8522	69,93	627,3	557,4	37,6
80	0,47829	0,0010290	3,410	0,2567	1,8178	79,95	631,3	551,3	38,6
90	0,149	0,0010359	2,361	0,2848	1,7858	89,98	635,1	545,1	39,5
100	1,0332	0,0010435	1,673	0,3121	1,7561	100,04	638,9	538,9	40,5
110	1,4609	0,0010515	1,210	0,3387	1,7282	110,12	642,5	532,4	41,4
120	2,0245	0,0010603	0,8914	0,3647	1,7018	120,3	646,0	525,7	42,2
130	2,7544	0,0010697	0,6680	0,3901	1,6772	130,4	649,3	518,9	43,0
140	3,685	0,0010798	0,5084	0,4150	1,6539	140,6	652,5	511,9	43,8
150	4,854	0,0010906	0,3924	0,4395	1,6320	150,9	655,5	504,6	44,5
160	6,302	0,0011021	0,3068	0,4637	1,6112	161,3	658,3	497,0	45,1
170	8,076	0,0011144	0,2426	0,4874	1,5914	171,7	660,9	489,2	45,7
180	10,225	0,0011275	0,1939	0,5107	1,5721	182,2	663,2	481,0	46,2
190	12,800	0,0011415	0,1564	0,5336	1,5538	192,8	665,3	472,5	46,5
200	15,857	0,0011565	0,1273	0,5562	1,5358	203,5	667,0	463,5	46,8
210	19,456	0,0011726	0,1043	0,5788	1,5184	214,3	668,3	454,0	47,0
220	23,659	0,0011900	0,08614	0,6010	1,5012	225,3	669,3	443,9	47,1
230	28,531	0,0012088	0,07153	0,6229	1,4840	236,4	669,7	433,3	47,0
240	34,140	0,0012291	0,05970	0,6448	1,4669	247,7	669,6	421,9	46,7
250	40,56	0,0012512	0,05006	0,6667	1,4499	259,2	669,0	409,8	46,2
260	47,87	0,0012755	0,04213	0,6886	1,4327	271,0	667,8	396,8	45,8
270	56,14	0,0013023	0,03557	0,7103	1,4153	283,0	665,9	382,9	45,1
280	65,46	0,0013321	0,03010	0,7321	1,3978	295,3	663,5	368,2	44,1
290	75,92	0,0013655	0,02552	0,7542	1,3797	308,0	660,2	352,2	42,9
300	87,61	0,0014036	0,02163	0,7767	1,3613	321,0	656,1	335,1	41,5
310	100,64	0,001448	0,01830	0,7994	1,3415	334,6	650,8	316,2	39,7
320	115,13	0,001499	0,01544	0,8229	1,3206	349,0	644,2	295,2	37,6
330	131,18	0,001562	0,01295	0,8476	1,2982	364,2	636,0	271,8	35,0
340	148,96	0,001641	0,01076	0,8734	1,2728	380,7	625,6	244,9	31,8
350	168,63	0,001747	0,008803	0,9015	1,2433	398,9	611,9	213,0	27,9
360	190,42	0,001907	0,006963	0,9395	1,2072	420,9	592,8	171,9	22,5
370	214,68	0,00223	0,00500	0,9842	1,1506	452,3	559,3	107,0	13,9
374,2	225,0	0,00304	0,00304	1,06	1,06	505,0	505,0	0	0

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 2
Задачи курсового и дипломного проектирования
Курсовое проектирование 2
Дипломное проектирование 2
Раздел I. Термодинамические расчеты цикла ГТУ и расчет практичной части турбины 5
I. Задание на курсовое проетирование 5
II. Краткое описание установки и принципиальная схема 6
III. Принятые предпосылки термодинамического расчета [1] 7
IV. Результаты термодинамического расчета 8
V. Расчет мощности осевого компрессора ГТУ 13
VI. Принятые предпосылки расчета проточной части многоступенчатых газовых турбин [3] 18
VII. Результаты расчета проточной части турбины 20
Литература 45
Приложения 46