

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

П.Н.Коновалов, А.А.Верхоланцев, М.С.Липатов

НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВОЙ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ПРОТИВОДАВЛЕНЧЕСКОЙ ТУРБИНЫ

**Учебно-методическое пособие
к выполнению курсовой работы**

**Санкт-Петербург
2018**

УДК 621.43(075)

ББК 31.31я7

Н 641

Нагнетатели и тепловые двигатели. Тепловой расчет паровой многоступенчатой противодавленческой турбины: учебно - методическое пособие к выполнению курсовой работы/ сост. П. Н. Коновалов, А. А. Верхованцев, М. С. Липатов/ СПбГУПТД ВШТЭ.- СПб., 2018.- 68 с.

Приводятся обоснование выбора типа паровой турбины, исходные данные, алгоритмы и результаты теплового расчета паровой многоступенчатой противодавленческой турбины, включающей двухвенечную регулируемую ступень и две нерегулируемые одновенечные ступени, с рисунками, графиками и таблицами.

Предназначено для студентов ИЭиА и ИБФО, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника, профили «Промышленная теплоэнергетика» и «Энергетика теплотехнологий».

Рецензенты: зав. кафедрой промышленной теплоэнергетики ВШТЭ СПбГУПТД, канд. техн. наук доцент С.Н. Смородин; профессор кафедры энергетических установок (не ядерных) ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия», д-р техн. наук В.В. Барановский.

Подготовлено и рекомендовано к печати кафедрой теплосиловых установок и тепловых двигателей ВШТЭ СПбГУПТД (протокол №5 от 12.03.2018).

Утверждено к изданию методической комиссией института энергетики и автоматизации ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 4 от 14.03.2018).

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ в качестве учебно-методического пособия.

Редактор и корректор Т.А. Смирнова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2018 г., поз. 17

Подп. к печати 14.03.2018.

Формат 60x84/16.

Бумага тип. № 1.

Печать офсетная.

Объем 4,5 печ.л; 4,5 уч.-изд.л.

Тираж 200 экз.

Изд. № 17. Цена "С" . Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.

© Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД, 2018

© П.Н.Коновалов, А.А.Верхованцев, М.С.Липатов, 2018

ВВЕДЕНИЕ

Объектом курсовой работы является многоступенчатая паровая турбина с противодавлением без регулируемых отборов пара типа «Р».

Многоступенчатая противодавленческая паровая турбина – это двигатель, в котором тепловая энергия пара преобразуется в механическую работу на валу турбины. Данная турбина состоит из трех ступеней, отработавший пар в турбине поступает к потребителю теплоты с давлением p_T , вал турбины соединен жесткой муфтой с валом электрогенератора. Первой по ходу пара в проточной части турбины стоит ступень, которую называют регулирующей ступенью.

Паровые турбины как наиболее экономичные тепловые двигатели находят широкое применение на тепловых электростанциях (ТЭС), электроцентралях (ТЭЦ) и атомных электростанциях (АЭС). Многие промышленные предприятия России, например, металлургические, нефтегазоперерабатывающие заводы, целлюлозно-бумажные комбинаты и другие являются теплоэнергоемкими, которые обеспечиваются теплотой и электроэнергией в основном от собственных ТЭЦ. Потребности в электрической и особенно в тепловой энергии, идущей на производственные и отопительные цели с определенными параметрами пара, обуславливают тип и технические характеристики паровых турбин, которые эксплуатируются на ТЭЦ промышленных предприятий. Наиболее широкое распространение на таких ТЭЦ получили противодавленческие турбины типа «Р», «ПР» и теплофикационные конденсационные турбины типа «П» и «ПТ».

Курсовая работа является завершающим этапом изучения дисциплины «Нагнетатели и тепловые двигатели», на котором студенты применяют знания и умения, полученные в процессе освоения данной дисциплины.

Целью курсовой работы является формирование компетенций, связанных с изучением конструкции паровых турбин, методов математического моделирования рабочих процессов в турбинах, с получением навыков по тепловому расчету многоступенчатой паровой

турбины, в результате которого определяют геометрические характеристики турбины, ее относительные КПД и некоторые другие параметры.

Задача курсовой работы - научить студентов использовать знания по закономерностям рабочих процессов в турбине для ее теплового расчета, привить навыки к самостоятельному анализу полученных результатов.

Основой курсовой работы является тепловой расчет паровой турбины, который представляет собой установление связей между входной и выходной информацией посредством формул, уравнений, неравенств и логических условий. В результате теплового расчета паровой турбины определяются геометрические и кинематические характеристики проточной части, относительные КПД ступеней и турбины в целом, электрическая мощность турбины, которая должна соответствовать заданной. Расчет может производиться с использованием компьютерной техники (программы Excel, Mathcad и др.), а также калькулятора. При выполнении указанного расчета студенты должны уметь пользоваться h,s -диаграммой для водяного пара, программой САТТ2 или другой подобной ей.

Решение поставленной задачи можно осуществить, если воспользоваться одной из методик теплового расчета паровой турбины. В настоящем учебно-методическом пособии за основу взята методика расчета турбины, изложенная в [1].

В зависимости от назначения паровой турбины могут меняться требования, предъявляемые к данному типу турбины, параметры в задании для расчета и порядок расчета. Предлагаемая методика в первую очередь предназначена для целей проектирования турбин. В связи с тем, что рядом параметров в процессе расчета приходится задаваться, а затем их значения уточняются, в методике используется способ последовательных приближений.

Методика предполагает три этапа расчета:

- первый этап, на котором производится предварительный расчет, включающий выбор формы меридионального сечения проточной части

турбины, определение теплоперепадов, относительных КПД, секундного расхода пара;

- второй этап, где производится детальный повенечный расчет ступеней турбины на среднем диаметре;

- третий этап предназначен для определения характеристик многоступенчатой турбины на номинальном режиме (коэффициента возврата тепла, относительных КПД, электрической мощности).

В задании на курсовую работу должны содержаться следующие исходные данные:

- электрическая номинальная мощность турбины $N_э$, МВт;

- давление пара перед клапанами турбины p_0 , МПа;

- температура пара перед клапанами турбины t_0 , °С;

- давление пара за выхлопным патрубком p_T , МПа;

- скорость потока пара на входе в сопловый аппарат регулирующей ступени C_0 , м/с;

- частота вращения ротора турбины n , об/мин.

1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

По исходным данным приступают к предварительному расчету турбины при электрической номинальной мощности $N_э$. Исходные данные для расчета турбины представлены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
Электрическая номинальная мощность турбины	$N_э$	<i>МВт</i>	14
Давление пара перед клапанами турбины	p_0	<i>МПа</i>	1,5

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
Температура пара перед клапанами турбины	t_0	$^{\circ}C$	435
Давление пара за выхлопным патрубком	p_T	$МПа$	0,44
Скорость потока пара на входе в сопловый аппарат регулирующей ступени	C_0	$м/с$	70
Частота вращения ротора турбины	n	$об/мин$	3000

По начальным параметрам пара $p_0 = 1,5 МПа, t_0 = 435^{\circ}C$ с использованием h,s -диаграммы или программы САТТ2 определяются в точке 0 (рис.1) энтальпия пара $h_0 = 3331,6 \text{ кДж/кг}$, энтропия пара $s_0 = 7,3786 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Используя давление пара за выхлопным патрубком $p_T = 0,44 \text{ МПа}$ и энтропию пара $s_0 = 7,3786 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, находят энтальпию пара в конце изоэнтропного процесса его расширения $h_t = 2987 \text{ кДж/кг}$ в точке T_t . Располагаемый теплоперепад в турбине без учета потери давления в стопорном и регулирующих клапанах определяется по разности энтальпий в точках 0 и T_t .

В процессе предварительного расчета возникает необходимость обоснованного принятия некоторых величин. На основе данных тепловых расчетов паровых турбин, справочников, учебников и научно-технической литературы [2 - 6] по турбинам принимаются:

- коэффициент потери давления в стопорном и регулирующих клапанах $\kappa = 0,03 \div 0,05$;
- опытный коэффициент для выхлопных патрубков турбин с противодавлением $\lambda = 0,05 \div 0,10$;
- скорость пара в выхлопном патрубке турбины с противодавлением $C_n = 50 \div 80 \text{ м/с}$.

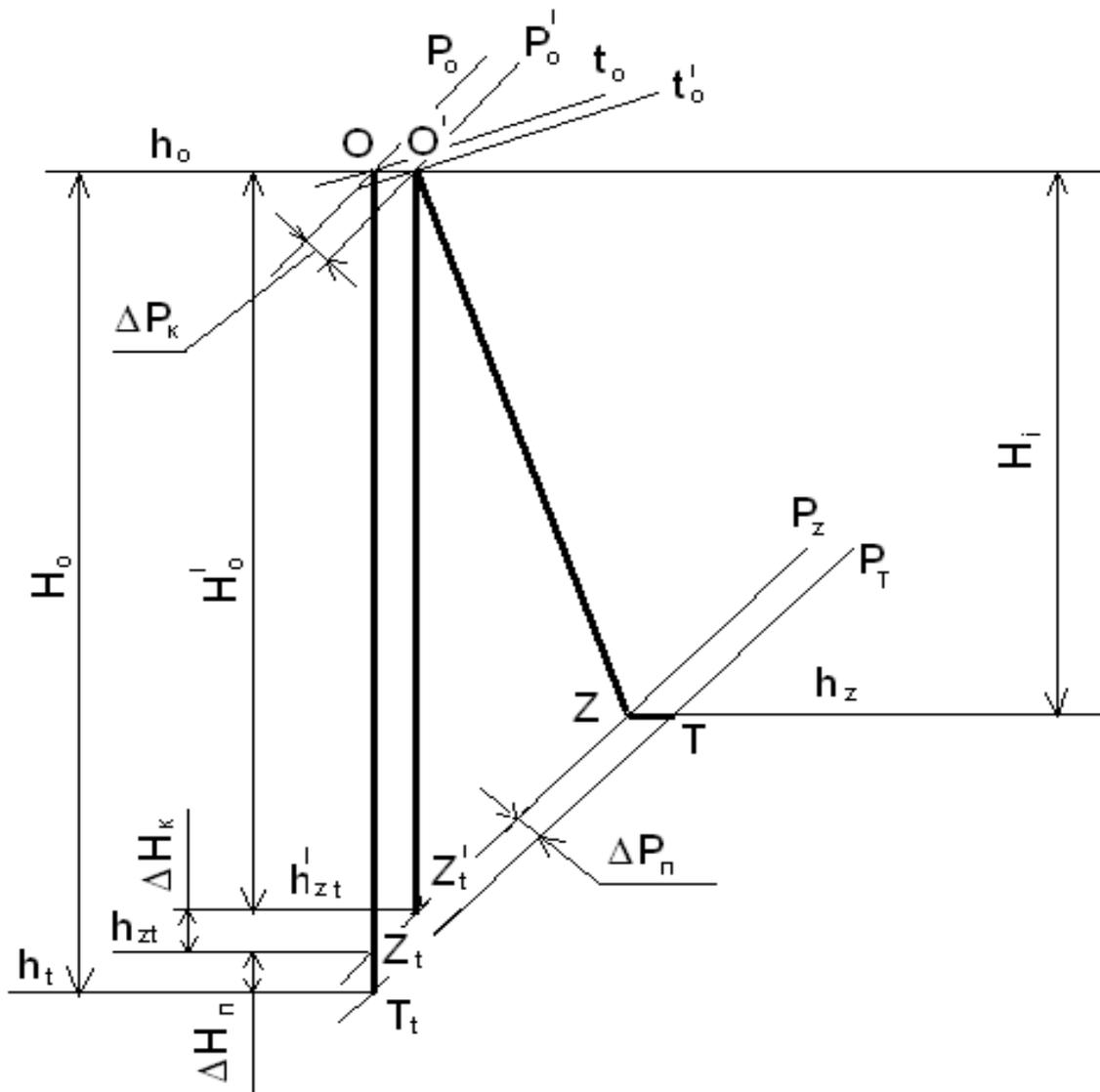


Рис.1. Предварительный процесс расширения пара в многоступенчатой турбине в h,s -диаграмме

Меридиональный профиль проточной части многоступенчатых турбин может быть выполнен по-разному. Общим является то, что площадь проходного сечения должна непременно увеличиваться по ходу пара, несмотря на некоторое увеличение осевых скоростей. Это объясняется тем, что приращение удельного объема по длине проточной части турбины оказывается больше соответственного приращения осевой скорости C_a пара.

Профили проточной части многоступенчатых турбин, наиболее часто встречающиеся в двигателях, показаны на рис.2. Если считать, что максимальный диаметр и окружные скорости на периферии (в точке А на

рис.2) в последней ступени во всех схемах одинаковы, то проточная часть с $d_H = const$ (рис.2, а) при заданной частоте вращения позволяет получить

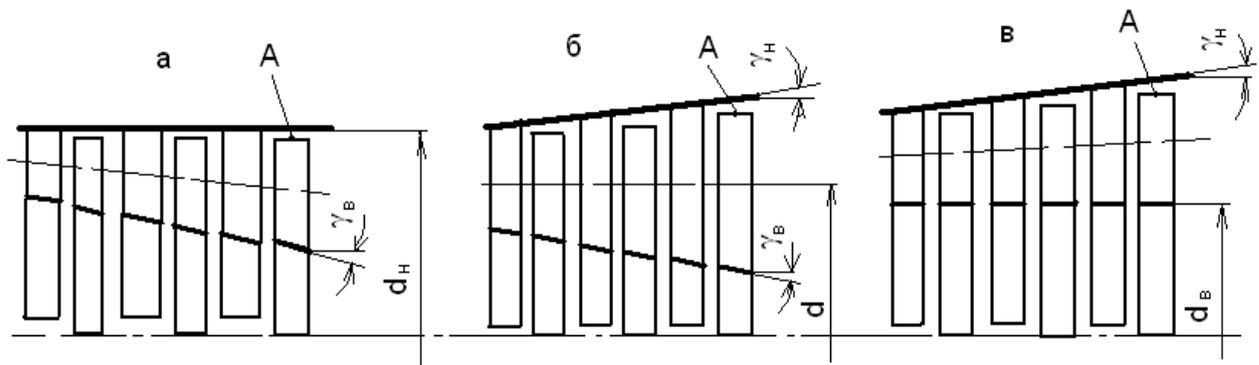


Рис.2. Схемы меридионального сечения проточной части турбины:
а – с постоянным наружным диаметром ($d_H = const$); б – с постоянным средним диаметром ($d = d_T = const$); в – с постоянным внутренним диаметром ($d_B = const$)

наибольшие окружные скорости во всех ступенях. Кроме того, она обуславливает относительно простую форму корпуса, радиальные зазоры остаются неизменными при осевых смещениях ротора. Коническая форма ротора усложняет технологию его изготовления. Недостатком этой схемы, как и схемы с постоянным внутренним диаметром $d_B = const$ (рис.2,в), является большой угол γ_B внутренней конической поверхности. Во избежание больших потерь энергии потока рабочего тела необходимо иметь $\gamma_B \leq (8 \div 12^\circ)$.

При углах раскрытия проточной части больше 12° поток не успевает приспособиться к резкому изменению геометрии проточной части турбины. Вероятность отрыва потока от внутренней конической поверхности особенно велика (рис.2,а), так как в корневых сечениях обычно мала степень реактивности, а крутизна наклона поверхности здесь наибольшая.

В случае, когда $d = const$ (рис.2,б), легче осуществлять плавные очертания меридионального сечения проточной части. Однако коническая форма ротора и статора при их относительном осевом смещении делает уплотнения

радиальных зазоров ненадежными. Это обстоятельство заставляет менять коническую форму на ступенчатую, что усложняет технологию изготовления турбины.

При $d_B = const$ (рис.2,в) ротор имеет простую форму, удобную для изготовления и обработки, диски и замки нескольких ступеней выполняются одинаковыми, проточная часть может формироваться из одинаковых ступеней, а производится только подрезка вершин лопаток. Недостаток этой схемы аналогичен недостатку схемы при $d_H = const$ (рис.2,а).

В связи с тем, что при схеме меридионального сечения проточной части турбины $d=const$ упрощается тепловой расчет нерегулируемых ступеней, выбирается проточная часть с $d=const$.

Алгоритм и результаты предварительного теплового расчета многоступенчатой паровой турбины представлены в табл.2.

Таблица 2. Алгоритм и результаты предварительного расчета турбины

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Энтальпия пара перед клапанами турбины, h_0	Определяется по p_0, t_0 в точке 0 (рис.1) с использованием h,s -диаграммы или программы САТТ2	кДж/кг	3331,6
Энтропия пара перед клапанами турбины, s_0	Определяется по p_0, t_0 в точке 0 (рис.1) с использованием h,s -диаграммы или программы САТТ2	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	7,3786
Энтальпия пара в конце изобарного процесса расширения в турбине, h_t	Определяется по p_T, s_0 в точке T_t (рис.1) с использованием h,s -диаграммы или программы САТТ2	кДж/кг	2987
Располагаемый теплоперепад в турбине без учета потери давления в клапанах, H_0	$h_0 - h_t$	кДж/кг	344,6

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Коэффициент потери давления в стопорном и регулирующих клапанах, κ	Принимается	-	0,045
Потеря давления в клапанах, Δp_κ	$0,045 \cdot p_0$	МПа	0,0675
Давление пара перед соплами регулирующей ступени, p_0'	$p_0 - \Delta p_\kappa$	МПа	1,4325
Опытный коэффициент, λ	Принимается	-	0,07
Скорость пара в выхлопном патрубке, C_n	Принимается	м/с	70
Потеря давления в выхлопном патрубке, Δp_n	$p_z - p_T = \lambda \cdot \left(\frac{C_n}{100}\right)^2 \cdot p_T$	МПа	0,0151
Давление пара за последней ступенью, p_z	$p_T + \Delta p_n$	МПа	0,455
Энтальпия пара в конце изобарного процесса расширения в турбине без учета потерь энергии в выхлопном патрубке, h_{zt}	Определяется по p_z, s_0 в точке Z_t (рис.1) с использованием h,s-диаграммы или программы САТТ2	кДж/кг	2995,4
Потеря энергии пара в выхлопном патрубке, ΔH_n	$h_{zt} - h_t$	кДж/кг	8,4
Энтальпия пара перед соплами регулирующей ступени, s_0'	Определяется по p_0', h_0 в точке $0'$ (рис.1) с использованием h,s-диаграммы или программы САТТ2	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	7,3996
Температура пара перед соплами регулирующей ступени, t_0'		°С	434,58
Удельный объем пара перед соплами регулирующей ступени, v_0'		м ³ /кг	0,2245
Энтальпия пара в конце изобарного процесса расширения в проточной части турбины без учета потерь энергии в клапанах и выхлопном патрубке, h_{zt}'	Определяется по p_z, s_0' в точке Z_t' (рис.1) с использованием h,s-диаграммы или программы САТТ2	кДж/кг	3006,5
Потеря энергии пара в клапанах турбины, ΔH_κ	$h_{zt}' - h_{zt}$	кДж/кг	11,1
Располагаемый теплоперепад в проточной части, H_0'		кДж/кг	325,1

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Располагаемый теплоперепад в проточной части турбины по заторможенным параметрам, H_0^*	$H_0' + C_0^2/2000$	кДж/кг	327,55
Относительный эффективный КПД турбины, η_{oe}	Определяется (рис.3)	-	0,80
Механический КПД турбины, η_m	Определяется (рис.4)	-	0,99
Относительный внутренний КПД турбины, η_{oi}	η_{oe}/η_m	-	0,808
КПД электрогенератора, $\eta_{эз}$	Определяется (рис.5)	-	0,97
Относительный электрический КПД турбины, $\eta_{оэ}$	$\eta_{oe} \cdot \eta_{эз}$	-	0,784
Внутренний (использованный) теплоперепад, H_i	$H_0 \cdot \eta_{oi}$	кДж/кг	278,4
Относительный внутренний КПД проточной части турбины, η_{oi}'	H_i/H_0^*	-	0,856
Энтальпия пара в конце действительного процесса расширения в проточной части турбины, h_z	$h_0 - H_i$	кДж/кг	3053,2
Удельный объем пара в конце действительного процесса расширения в проточной части турбины, v_z	Определяется по p_z, h_z в точке Z (рис.1) с использованием h,s-диаграммы или программы САТТ2	м ³ /кг	0,5687
Секундный расход пара, G_0	$\frac{N_g \cdot 1000}{\eta_{оэ} \cdot H_0}$	кг/с	52,0

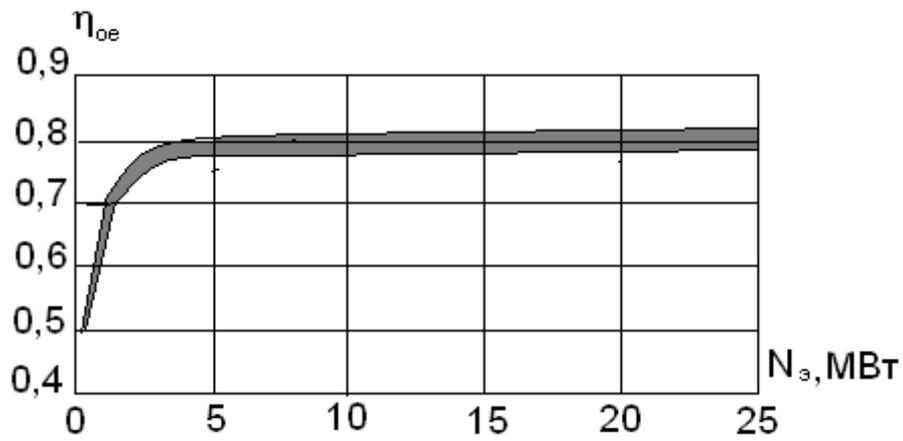


Рис.3. Зависимость относительного эффективного КПД турбины от ее мощности

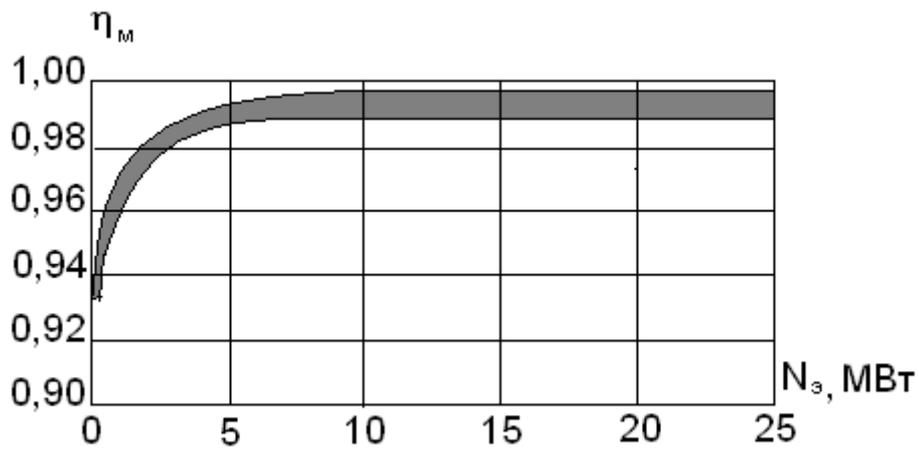


Рис.4. Зависимость механического КПД турбины от ее мощности

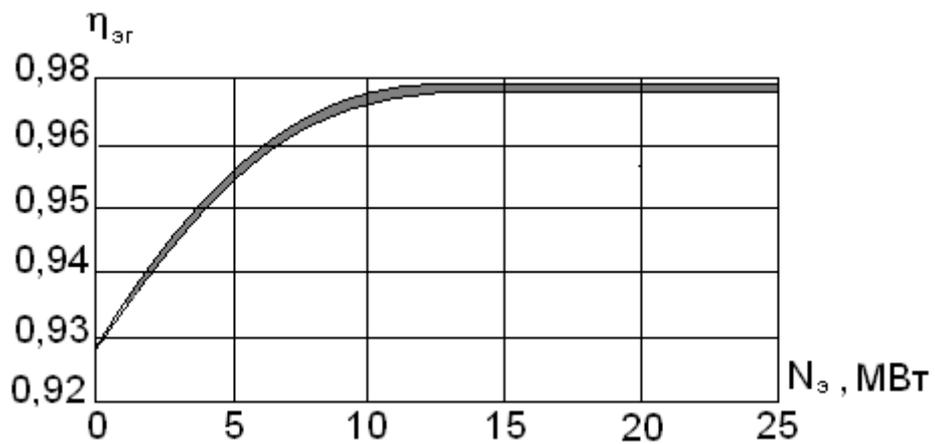


Рис.5. Зависимость КПД электрогенератора от его мощности

2. ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

2.1. Расчет двухвенечной регулирующей ступени

Детальный расчет турбины производится, как правило, на режиме номинальной мощности. Он строится на базе данных, полученных на этапе предварительного расчета турбины. Детальный расчет турбины осуществляется по ее венцам с определением потерь энергии пара, геометрических размеров, параметров треугольников скоростей и относительных КПД ступеней.

Регулирующие ступени выполняют как одновенечными, так и двухвенечными. Одновенечные активные регулирующие ступени применяют при срабатывании теплового перепада $80 \div 120$ кДж/кг. Двухвенечные ступени скорости применяют для срабатывания сравнительно более высоких теплоперепадов $100 \div 300$ кДж/кг.

Тип регулирующей ступени выбирается с учетом следующих особенностей влияния данной ступени на конструкцию и экономичность многоступенчатой турбины:

1. Использование двухвенечной ступени скорости в качестве регулирующей ступени, в которой срабатывается большой теплоперепад, приводит к сокращению числа нерегулируемых ступеней в турбине, а значит к уменьшению ее осевого размера, металлоемкости, стоимости изготовления.

2. КПД двухвенечной ступени скорости на режимах, близких к расчетному (номинальному), меньше одновенечной ступени, поэтому КПД турбины в целом тоже будет меньше. Однако на частичных нагрузках при малых отношениях скоростей $x_\phi < 0,32$ КПД двухвенечной ступени может быть больше одновенечной.

3. Срабатывание большого теплоперепада в двухвенечной ступени обуславливает снижение утечек пара через переднее концевое уплотнение,

концевых потерь энергии в первых нерегулируемых ступенях, так как при этом уменьшается давление пара в камере регулирующей ступени и, следовательно, перед концевым уплотнением, увеличивается удельный объем пара на входе в первую нерегулируемую ступень и вследствие этого увеличиваются высоты лопаток данной ступени. Этот эффект особенно заметен для турбин малой мощности.

4. Большой теплоперепад в ступени приводит к значительному снижению температуры пара за ступенью, что позволяет использовать относительно дешевые низколегированные стали для изготовления ротора и корпуса турбины.

Учитывая вышеизложенное, в качестве регулирующей ступени выбирается двухвенечная ступень скорости, а в качестве двух нерегулируемых ступеней – одновенечные ступени давления.

В процессе расчета регулирующей ступени необходимо принять значения располагаемых теплоперепадов одновенечных ступеней давления, которые лежат в пределах $h_{0T} = 50 \div 60 \text{ кДж/кг}$. По данным [1] при грубо отлитых сопловых лопатках принимается коэффициент скорости $\varphi = 0,92 \div 0,94$, при хорошо отлитых и обработанных - $\varphi = 0,94 \div 0,96$, при тщательно фрезерованных и отшлифованных - $\varphi = 0,96 \div 0,98$. Угол выхода потока пара из соплового аппарата регулирующей ступени выбирается в пределах $\alpha_1 = 12 \div 20^\circ$, из сопловых аппаратов нерегулируемых ступеней - $\alpha_1 = 11 \div 18^\circ$. Степень реактивности двухвенечной ступени скорости на среднем диаметре принимается $\rho = 0,08 \div 0,15$, при этом $\rho = \rho_{1p} + \rho_n + \rho_{2p}$, где ρ_{1p} - степень реактивности в первом рабочем венце, ρ_n - степень реактивности в направляющей (поворотной) решетке, ρ_{2p} - степень реактивности во втором рабочем венце. Степень реактивности нерегулируемых одновенечных ступеней для турбин с противодавлением принимаются на среднем диаметре $\rho = 0,05 \div 0,15$. Она несколько увеличивается от ступени к ступени или принимается постоянной.

После определения средних диаметров регулирующей и первой нерегулируемой ступеней необходимо произвести их сравнение, если средний диаметр регулирующей ступени $d_p > d_1$ - среднего диаметра нерегулируемой ступени, то расчет продолжается, если меньше, то нужно уменьшить располагаемый теплоперепад первой нерегулируемой ступени и повторить расчет. Указанные соотношения диаметров позволяют при небольших массовых расходах пара и относительно высоких его давлениях (малых удельных объемах) получить приемлемые длины лопаток последующих нерегулируемых ступеней.

При определении скорости звука на выходе из каналов соплового аппарата, выходной площади межлопаточных каналов указанного аппарата необходимо принять:

- коэффициент расхода в сопловом аппарате $\mu_1 = 0,96 \div 0,98$;
- коэффициент расхода в рабочей решетке $\mu_2 = 0,90 \div 0,97$;
- коэффициент расхода в направляющей решетке $\mu'_1 = 0,92 \div 0,97$;
- показатель изэнтропы перегретого пара $k = 1,3$.

Для уменьшения утечек пара из проточной части турбины в местах выхода вала из корпуса устанавливают концевые уплотнения лабиринтового типа со ступенчатым или гладким валом (рис.6). В турбинах чаще устанавливают лабиринтовые уплотнения с гладким валом, так как они имеют более высокие показатели надежности.

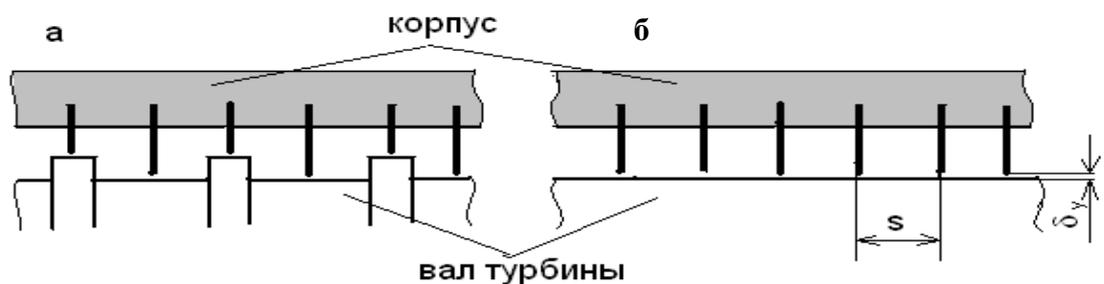


Рис.6. Схема лабиринтового уплотнения со ступенчатым (а) и гладким (б) валами

При определении утечек пара через переднее и заднее концевые уплотнения турбины предполагается задаться некоторыми величинами:

- коэффициент расхода в концевом уплотнении $\mu_y = 0,65 \div 0,85$;
- радиальный зазор в уплотнении $\delta_y = 0,2 \div 0,5$ мм;
- диаметр вала на участке уплотнения $d_y = (0,3 \div 0,5) \cdot d$;
- отношение $\delta_y/s = 0,05$ (s - расстояние между гребнями);
- число гребней уплотнения $z = 10 \div 80$.

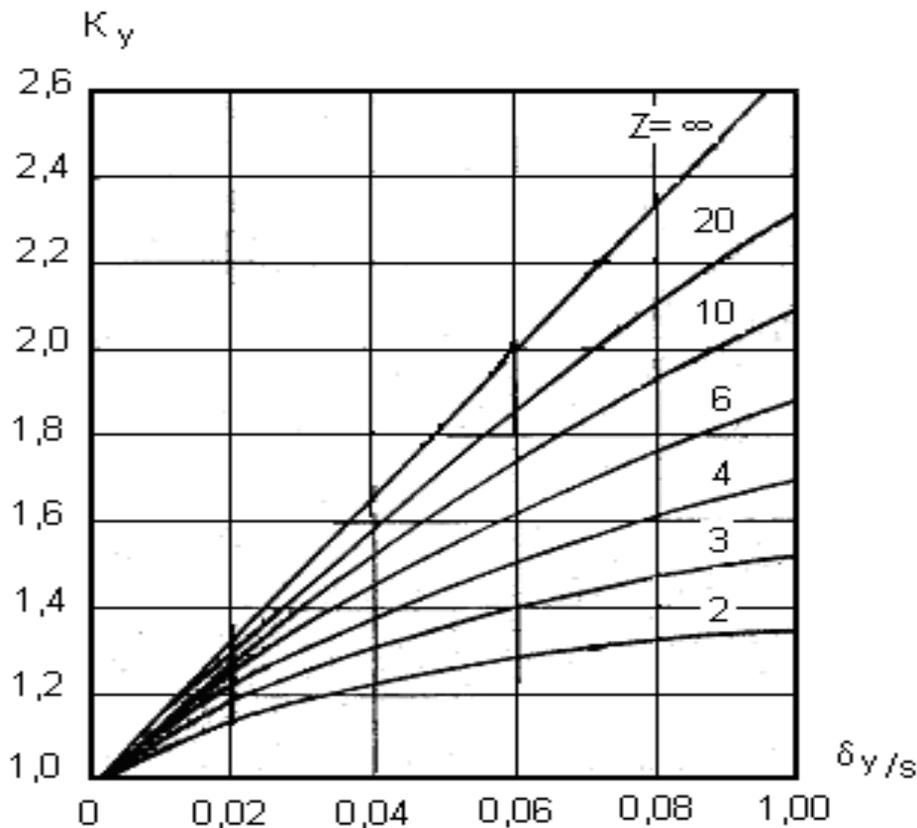


Рис.7. Поправочный коэффициент K_y для расчета лабиринтового уплотнения на гладком валу

Кроме вышеперечисленных величин в процессе расчета двухвенечной ступени скорости и одновенечных ступеней принимаются значения следующих величин:

- хорда профиля сопловой лопатки активной ступени $v_1 = 40 \div 80$ мм,
- реактивной ступени $v_1 = 20 \div 60$ мм;
- хорда профиля рабочей лопатки $v_2 = 20 \div 60$ мм;
- относительный шаг сопловой решетки $\bar{t}_1 = 0,5 \div 0,9$;

- относительный шаг рабочей решетки $\bar{t}_2 = 0,4 \div 0,75$;
- перекрыша $\Delta l = l_2 - l_1 = 3 \div 6$ мм;
- допустимое изгибающее напряжение в рабочих лопатках ступеней с парциальным подводом пара (регулирующая ступень) $[\sigma] = 15 \div 20$ МПа, в рабочих лопатках нерегулируемых ступеней $[\sigma] = 30 \div 80$ МПа;
- относительное расстояние между диском и диафрагмой $\delta_s = s/r = 0,05$,
- расстояние между диском и диафрагмой s ,
- средний радиус ступени r .

Профили сопловых и рабочих лопаток выбираются из табл. 6. В турбиностроении используются аэродинамически отработанные профили в МЭИ, ЦКТИ им. И.И. Ползунова, ЦНИИ им. А.Н. Крылова, ЛМЗ. Все профили делятся на три группы:

- профили лопаток сопловых и рабочих решеток, предназначенные для докритических режимов обтекания, число $M < 1$, обозначаются буквой *A*;
- профили лопаток сопловых и рабочих решеток, предназначенные для околоскритических режимов обтекания, число $M < 1,25 \div 1,3$, обозначаются буквой *B*;
- профили лопаток рабочих решеток активных ступеней, работающих при сверхзвуковых скоростях на входе в решетку, число $M = 1,3 \div 1,6$, обозначаются буквой *B*.

В табл. 6 профили лопаток имеют следующее обозначение: первая буква *C* - профиль для сопловых и рабочих реактивных лопаток, *P* - профиль для рабочих активных лопаток; первые две цифры – значение расчетного угла входа потока, последние – значение угла выхода потока из решетки; последняя буква (*A*, *B*, *B*) обозначает скоростной режим, на который рассчитан профиль.

Профиль лопатки в табл. 6 выбирается в зависимости от чисел Маха M_{1r}, M_{2r} , углов входа потока пара в решетку α_0, β_1 и углов выхода α_{1s}, β_{2s} ,

Алгоритм и результаты детального теплового расчета регулирующей двухвенечной ступени скорости паровой турбины показаны в табл.3.

Таблица 3. Алгоритм и результаты детального теплового расчета регулирующей ступени

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Располагаемый теплоперепад в первой нерегулируемой ступени, h_{0T1}	Принимается	кДж/кг	53
Располагаемый теплоперепад во второй нерегулируемой ступени, h_{0T2}	Принимается	кДж/кг	53
Располагаемый теплоперепад в регулирующей ступени, h_{0Tp}	$H'_0 - h_{0T1} - h_{0T2}$	кДж/кг	219,1
Полный располагаемый теплоперепад в регулирующей ступени, h_{0Tp}^*	$H_0^* - h_{0T1} - h_{0T2} = h_{0Tp} + \frac{C_0^2}{2000}$	кДж/кг	221,55
Коэффициент скорости в сопловом аппарате, φ	Принимается	-	0,95
Угол выхода потока пара из каналов соплового аппарата, $\alpha_{1э}$	Принимается	град.	14
Степень реактивности ступени, ρ	Принимается	-	0,1
Число рабочих венцов в ступени, z	Принимается	-	2
Оптимальное отношение скоростей в регулирующей ступени, $x_{фопр}$	$\frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1э}}{2 \cdot z \cdot \sqrt{1 - \rho}}$	-	0,243
	$x_{фопр}$ уменьшается за счет потерь от трения диска и парциального подвода пара, поэтому принимается	-	0,24
Фиктивная скорость в регулирующей ступени, C_ϕ	$\sqrt{2000 \cdot h_{0Tp}^*}$	м/с	665,66

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размер- ность	Результаты расчетов
Окружная скорость на среднем диаметре регулирующей ступени, U_p	$C_\phi \cdot x_{\phi onp}$	м/с	159,76
Средний диаметр регулирующей ступени, d_p	$U_p \cdot 60 / (\pi \cdot n)$	м	1,02
Коэффициент скорости в соплом аппарате первой нерегулируемой ступени, φ	Принимается	-	0,96
Угол выхода потока пара из каналов соплового аппарата первой нерегулируемой ступени, $\alpha_{1з}$	Принимается	град.	13
Степень реактивности ступени, ρ	Принимается	-	0,05
Оптимальное отношение скоростей в первой нерегулируемой ступени, $x_{\phi onml}$	$\frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1з}}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}}$ $x_{\phi onml}$ уменьшается за счет потерь от трения диска, поэтому принимается	-	0,48
Фиктивная скорость в первой нерегулируемой ступени, $C_{\phi 1}$	$\sqrt{2000 \cdot h_{0Tr1}}$	м/с	325,58
Окружная скорость на среднем диаметре первой нерегулируемой ступени, U_1	$C_{\phi 1} \cdot x_{\phi onml}$	м/с	153,02
Средний диаметр первой нерегулируемой ступени, d_1	$U_1 \cdot 60 / (\pi \cdot n)$	м	0,974
Сравнение средних d_p диаметров ступеней d_p и d_1	Расчет продолжается при $d_p > d_1$ в противном случае уменьшают h_{0Tr1} и расчет повторяют с определения h_{0Tr}	м	$d_p > d_1$
Степень реактивности в первой рабочей решетке регулирующей ступени, ρ_{1p}	Принимается	-	0,02

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Степень реактивности в направляющей решетке регулирующей ступени, ρ_n	Принимается	-	0,03
Степень реактивности во второй рабочей решетке регулирующей ступени, ρ_{2p}	Принимается	-	0,05
Полный располагаемый теплоперепад в сопловом аппарате, h_{0c}^*	$(1 - \rho) \cdot h_{0Tp}^*$	кДж/кг	199,4
Располагаемый теплоперепад в первой рабочей решетке, h'_{0p1}	$\rho_{1p} \cdot h_{0Tp}^*$	кДж/кг	4,43
Располагаемый теплоперепад в направляющей решетке, h'_{0n}	$\rho_n \cdot h_{0Tp}^*$	кДж/кг	6,65
Располагаемый теплоперепад во второй рабочей решетке, h'_{0p2}	$\rho_{2p} \cdot h_{0Tp}^*$	кДж/кг	11,08
Энтальпия пара на входе в сопловый аппарат по параметрам торможения, h_0^*	$h_0 + C_0^2/2000$	кДж/кг	3334,05
Давление пара на входе в сопловый аппарат по параметрам торможения, p_0^*	$p_0' + C_0^2/(2 \cdot v_0' \cdot 10^6)$ или определяется в точке 0* (рис.8) по h_0^*, s_0^* с использованием h,s диаграммы или программы САТТ2	МПа	1,443
Температура пара на входе в сопловый аппарат по параметрам торможения, t_0^*		°С	435,8
Энтальпия пара за сопловым аппаратом, h_{1t}	$h_0^* - h_{0c}^*$	кДж/кг	3134,65
Давление пара за сопловым аппаратом, p_1	Определяются в точке 1 _t (рис.8) по h_{1t}, s_0^* с использованием h,s диаграммы или программы САТТ2	МПа	0,7415
Удельный объем пара за сопловым аппаратом, v_{1t}		м ³ /кг	0,3741
Температура пара, t_{1t}		°С	336,6
Энтальпия пара за первой рабочей решеткой на изоэнтропе 0* - 2' _u , h_{2tu}	$h_{1t} - h'_{0p1}$	кДж/кг	3130,22

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Давление пара за первой рабочей решеткой, p_2	Определяется в точке $2_{тн}$ (рис.8) по $h_{2_{тн}}, s'_0$ с использованием h,s диаграммы или программы САТТ2	МПа	0,730
Энтальпия пара за направляющей решеткой на изоэнтропе $0^* - 2'_{тн}$, $h'_{1_{тн}}$	$h_{2_{тн}} - h'_{0н}$	кДж/кг	3123,57
Давление пара за направляющей решеткой, p'_1	Определяется в точке $1'_{тн}$ (рис.8) по $h'_{1_{тн}}, s'_0$ с использованием h,s диаграммы или программы САТТ2	МПа	0,712
Энтальпия пара за второй рабочей решеткой на изоэнтропе $0^* - 2'_{тн}$, $h'_{2_{тн}}$	$h'_{1_{тн}} - h'_{0p2}$	кДж/кг	3112,49
Давление пара за второй рабочей решеткой, p'_2	Определяется в точке $2'_{тн}$ (рис.8) по $h'_{2_{тн}}, s'_0$ с использованием h,s диаграммы или программы САТТ2	МПа	0,684
Отношение, δ_y/s	Принимается	-	0,05
Поправочный коэффициент для уплотнения с гладким валом, K_y	Определяется по δ_y/s на рис.7	-	1,78
Коэффициент расхода, μ_y	Принимается	-	0,7
Радиальный зазор, δ_y	Принимается	мм	0,3
Диаметр вала на участке уплотнения, d_y	$0,3 \cdot d_p$	м	0,293
Кольцевая площадь радиального зазора в уплотнении, F_y	$\pi \cdot d_y \cdot \delta_y$	м ²	0,00028
Удельный объем пара перед передним концевым уплотнением, v_{1y}	$v_{1y} = v_{1r}$	м ³ /кг	0,374
Давление пара перед передним концевым уплотнением, p_{1y}	$p_{1y} = p_1$	МПа	0,742

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размер- ность	Результаты расчетов
Давление пара за передним концевым уплотнением, p_{2y}	Принимается равным атмосферному давлению $p_{2y} = p_a$	МПа	0,1
Отношение давления пара за и перед уплотнением, ε	$\frac{p_{2y}}{p_{1y}}$	-	0,135
Число гребней переднего уплотнения, z_1	Принимается	-	50
Утечки пара через переднее концевое уплотнение, G_{1y}	$\mu_y \cdot K_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{p_{1y} \cdot (1 - \varepsilon^2)}{v_{1y} \cdot z}}$	кг/с	0,0679
Отношение, $\frac{\delta_y}{s}$	Принимается	-	0,05
Поправочный коэффициент для уплотнения с гладким валом, K_y	Определяется по $\frac{\delta_y}{s}$ на рис.7	-	1,76
Число гребней заднего уплотнения, z_2	Принимается	-	32
Давление пара перед задним концевым уплотнением, p_{1y}	$p_{1y} = p_z$	МПа	0,455
Давление пара за задним концевым уплотнением, p_{2y}	Принимается равным атмосферному давлению $p_{2y} = p_a$	МПа	0,1
Отношение давления пара за и перед уплотнением, ε	$\frac{p_{2y}}{p_{1y}}$	-	0,220
Удельный объем пара перед задним концевым уплотнением, v_{1y}	$v_{1y} = v_z$	м ³ /кг	0,57
Утечки пара через заднее концевое уплотнение, G_{2y}	$\mu_y \cdot K_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{p_{1y} \cdot (1 - \varepsilon^2)}{v_{1y} \cdot z}}$	кг/с	0,524
Количество пара, проходящего через сопловый аппарат с учетом его утечки через переднее концевое уплотнение, G'_0	$G_0 + G_{1y}$	кг/с	52,07
Длина переднего концевого уплотнения, L_{1y}	$s \cdot z_1 = \left(\frac{\delta_y}{0,05} \right) \cdot z_1$	м	0,3
Длина заднего концевого уплотнения, L_{2y}	$s \cdot z_2 = \left(\frac{\delta_y}{0,05} \right) \cdot z_2$	м	0,192

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Теоретическая абсолютная скорость пара на выходе из соплового аппарата, C_{1r}	$\sqrt{2000 \cdot h_{0c}^*}$	м/с	631,5
Скорость звука в выходных сечениях каналов соплового аппарата, a_{1r}	$\sqrt{k \cdot p_1 \cdot v_{1r} \cdot 10^6}$	м/с	600,5
Число Маха в выходных сечениях каналов соплового аппарата, M_{1r}	C_{1r} / a_{1r}	-	1,052
Постоянная величина, характеризующая свойства пара, α	$\sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$	-	0,667
Коэффициент расхода в сопловом аппарате, μ_1	Принимается	-	0,975
Удельный объем пара на входе в сопловый аппарат по параметрам торможения, v_0^*	Определяется в точке 0* (рис.8) по h_0^*, s_0^* с использованием h,s диаграммы или программы САТТ2	м ³ /кг	0,223
Выходная площадь межлопаточных каналов соплового аппарата, F_1	$\frac{G_0'}{\alpha \cdot \mu_1 \cdot \sqrt{p_0^* \cdot 10^6} / v_0^*}$	м ²	0,0315
Произведение степени парциальности на высоту сопловой лопатки, $e \cdot l_1$	$\frac{F_1}{\pi \cdot d_p \cdot \sin \alpha_{1\beta}}$	м (см)	0,041 (4,10)
Оптимальная степень парциальности, e_{opt}	$0,33 \cdot \sqrt{e \cdot l_1}$	-	0,668
Длина сопловой лопатки, l_1	$e \cdot l_1 / e_{opt}$	м (см)	0,061 (6,1)
Профиль лопатки соплового аппарата	Выбирается из табл.6 по $M_{1r}, \alpha_0, \alpha_{1\beta}$; определяются: табличные хорда e_{1m} , ширина решетки B_{1m} , радиус закругления выходной кромки профиля r_{1m} , угол	- М М М град.	С-90-15Б $e_{1m} = 5,2 \cdot 10^{-2}$ $B_{1m} = 4,0 \cdot 10^{-2}$ $r_{1m} = 0,03 \cdot 10^{-2}$ $\alpha_y = 36^0$

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размер- ность	Результаты расчетов
Хорда профиля сопловой лопатки, e_{1n}	установки профиля α_y , относительный шаг решетки \bar{t}_1	-	$\bar{t}_1 = 0,78$
Число сопловых лопаток, z_c	Принимается	м	0,05
Уточненная хорда профиля сопловой лопатки, e_1	$\frac{\pi \cdot d_p \cdot e}{e_{1n} \cdot \bar{t}_1}$	-	54,88 (55)
Ширина сопловой решетки, B_1	$\frac{\pi \cdot d_p \cdot e}{z_c \cdot \bar{t}_1}$	м	0,05
Толщина выходной кромки профиля сопловой лопатки, $\delta_{1кр}$	$\frac{e_1}{e_{1m}} \cdot B_{1m}$	м	0,038
Относительная толщина выходной кромки профиля сопловой лопатки, $\bar{\delta}_{1кр}$	$\frac{e_1}{e_{1m}} \cdot 2 \cdot r_{1m}$	мм	0,6
Относительная длина сопловой лопатки, \bar{l}_1	$\frac{\delta_{1кр}}{e_1 \cdot \bar{t}_1 \cdot \sin \alpha_{1\beta}}$	-	0,065
Относительная хорда сопловой лопатки, \bar{e}_1	$\frac{l_1}{e_1}$	-	1,22
Уточненный коэффициент расхода в сопловом аппарате, μ_{10}	$\bar{e}_1 / \bar{l}_1 = 1 / \bar{l}_1$	-	0,82
Уточненная выходная площадь межлопаточных каналов соплового аппарата, F_{10}	$0,9843 - 0,0057 \cdot \bar{e}_1$	-	0,98
Уточненная длина сопловой лопатки, l_{10}	$\frac{G'_0}{\alpha \cdot \mu_{10} \cdot \sqrt{p_0^* \cdot 10^6 / v_0^*}}$	м ²	0,0314
Критическое отношение давлений, $\varepsilon_{кр}$	$\frac{F_{10}}{\pi \cdot d_p \cdot e \cdot \sin \alpha_{1\beta}}$	м	0,061
Отношение давлений в сопловом аппарате, ε	$\frac{p_{кр}}{p_0^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}$	-	0,546
Сравнение ε и $\varepsilon_{кр}$	$\frac{p_1}{p_0^*}$	-	0,514
	$\varepsilon \geq \varepsilon_{кр}$ - отклонения потока пара нет, $\alpha_1 = \alpha_{1\beta}$;	-	нет

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размер- ность	Результаты расчетов
Критическое давление пара в минимальном сечении канала соплового аппарата, $p_{1кр}$	$\varepsilon < \varepsilon_{кр}$ - имеет место отклонение потока пара, $\alpha_1 > \alpha_{1э}$	-	да
Энтальпия пара в минимальном сечении канала соплового аппарата, $h_{1кр}$	$\varepsilon_{кр} \cdot p_0^*$	МПа	0,788
Удельный объем пара в минимальном сечении канала соплового аппарата, $v_{1кр}$	Определяются в точке $1_{ткр}$ (рис.8) по $p_{1кр} \cdot s_0'$ с использованием h,s диаграммы или программы САТТ2	кДж/кг	3151,7
Критическая скорость потока пара в минимальном сечении канала соплового аппарата, $C_{1кр}$		м ³ /кг	0,357
Угол выхода потока пара из каналов соплового аппарата при сверхзвуковом течении, α_1	$\sqrt{k \cdot p_{1кр} \cdot 10^6 \cdot v_{1кр}}$	град.	604,66
Угол отклонения потока пара в косом срезе соплового аппарата, δ_1	$\arcsin \alpha_1 = \arcsin(\alpha_{1э} + \delta_1)$ $= \arcsin((C_{1кр} / C_{1т}) \times (v_{1т} / v_{1кр}) \cdot \sin \alpha_{1э})$	град.	14°05'
Коэффициент динамической вязкости пара, $\mu_{1н}$	$\alpha_1 - \alpha_{1э}$	град.	0°05'
Число Рейнольдса, R_{e1}	Определяется по графику (рис.9), давление и температура пара определяются в точке 1_t (рис.8) $C_{1т} \cdot v_{1т} / (\mu_{1н} \cdot v_{1т})$ $R_{e1} > R_{eкр} = (3 \div 5) \cdot 10^5$ Поправка на влияние числа R_e не вносится (режимы работы решетки в области автоточности), КПД не меняется	кг/(м·с)	$22 \cdot 10^{-6}$
		-	$3,84 \cdot 10^6$

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Отношение среднего диаметра к высоте лопатки, λ_1	$\frac{d_p}{l_{10}}$	-	16,72
Уточненный коэффициент скорости в сопловом аппарате, φ_0	Для $\alpha_{13} = 9^0 \div 11^0$: $\lambda_1 > 10$ $\varphi_0 = 0,973 - 0,0111 \cdot \bar{e}_1$; $\lambda_1 < 10$ $\varphi_0 = 0,97 - 0,01542 \cdot \bar{e}_1$; для $\alpha_{13} = 12^0 \div 20^0$: $\lambda_1 > 10$ $\varphi_0 = 0,98 - 8,74 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{e}_1$; $\lambda_1 < 10$ $\varphi_0 = 0,9773 - 1,196 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{e}_1$	-	-
Абсолютная скорость пара на выходе из соплового аппарата, C_1	$C_{1t} \cdot \varphi_0$	м/с	614,344
Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку, W_1	$C_1 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{U_p}{C_1}\right)^2 - 2 \cdot \frac{U_p}{C_1} \cdot \cos \alpha_{13}}$	м/с	460,953
Тангенс угла входа пара в рабочую решетку, $tg \beta_1$	$\frac{\sin \alpha_{13}}{\cos \alpha_{13} - \frac{U_p}{C_1}}$	-	0,341
Угол входа пара в рабочую решетку, β_1	$arctg \beta_1$	град.	18,81
Коэффициент потерь энергии в сопловом аппарате, ζ_1	$1 - \varphi_0^2$	-	0,053
Потери энергии в сопловом аппарате, Δh_c	$h_{0c}^* \cdot \zeta_1$	кДж/кг	10,622
Энтальпия пара за сопловым аппаратом, h_1	$h_{1t} + \Delta h_c$	кДж/кг	3145,272
Удельный объем пара за сопловым аппаратом, v_1	Определяются в точке 1 (рис.8) по P_1, h_1 с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	м ³ /кг	0,3773
Температура пара за сопловым аппаратом, t_1		°С	341,63
Энтропия пара за сопловым аппаратом, s_1		$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	7,417
Энтальпия пара за первой рабочей решеткой, h_{2t}	Определяются в точке 2 _t (рис.8) по	кДж/кг	3140,9

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Удельный объем пара за первой рабочей решеткой, v_{2t}	s_1, p_2 с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	м ³ /кг	0,38193
Температура пара за первой рабочей решеткой, t_{2t}		°С	339,4
Располагаемый теплоперепад в первой рабочей решетке, h_{0p1}	$h_1 - h_{2t}$	кДж/кг	4,372
Теоретическая относительная скорость пара на выходе из первой рабочей решетки, W_{2t}	$\sqrt{2000 \cdot h_{0p1} + W_1^2}$	м/с	470,34
Число Маха в выходных сечениях каналов первой рабочей решетки, M_{2t}	$W_{2t} / \sqrt{k \cdot P_2 \cdot v_{2t} \cdot 10^6}$	-	0,781
Коэффициент расхода в первой рабочей решетке, μ_2	Принимается	-	0,945
Выходная площадь межлопаточных каналов первой рабочей решетки, F_2	$G_0 \cdot v_{2t} / (\mu_2 \cdot W_{2t})$	м ²	0,0447
Перекрыша для лопаток первой рабочей решетки, Δl_p	Принимается	мм	4,0
Длина лопатки первой рабочей решетки, l_2	$l_{10} + \Delta l_p$	м (мм)	0,065 (65,0)
Синус угла выхода потока пара из первой рабочей решетки, $\sin \beta_2$	$F_2 / (\pi \cdot d_p \cdot e \cdot l_2)$	-	0,3211
Угол выхода потока пара из первой рабочей решетки, β_2	$\arcsin \beta_2$	град.	18,73
Хорда профиля лопатки первой рабочей решетки, e_{2n}	Принимается, в дальнейшем проверяется по числу Рейнольдса R_{e2} и величине изгибающего напряжения σ	м	0,0513
Профиль лопатки рабочей решетки	Выбирается из табл.6 по M_{2t}, β_1, β_2 ; определяются: табличные хорда e_{2m} , ширина решетки B_{2m} ,	- м м м	P-26-17A $e_{2m} = 2,57 \cdot 10^{-2}$ $B_{2m} = 2,5 \cdot 10^{-2}$ $r_{2m} = 0,02 \cdot 10^{-2}$

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размер- ность	Результаты расчетов
	радиус закругления выходной кромки профиля r_{2m} , момент сопротивления профиля $W_{мин.т}$, угол установки профиля β_y , относительный шаг решетки \bar{t}_2	M^3 град. -	$W_{мин.т} = 0,225$ $\times 10^{-6}$ $\beta_y = 75^0$ $\bar{t}_2 = 0,6$
Число рабочих лопаток первого венца, z_p	$\pi \cdot d_p / (\epsilon_{2n} \cdot \bar{t}_2)$	-	104,1 (105)
Уточненная хорда профиля лопатки первой рабочей решетки, ϵ_2	$\pi \cdot d_p / (105 \cdot \bar{t}_2)$	м	0,051
Ширина рабочей решетки первого венца, B_2	$\frac{\epsilon_2}{\epsilon_{2m}} \cdot B_{2m}$	м	0,0499
Толщина выходной кромки профиля рабочей лопатки первого венца, $\delta_{2кр}$	$\frac{\epsilon_2}{\epsilon_{2m}} \cdot 2 \cdot r_{2m}$	м (мм)	$8 \cdot 10^{-4}$ (0,8)
Относительная толщина выходной кромки профиля рабочей лопатки первого венца, $\bar{\delta}_{2кр}$	$\frac{\delta_{2кр}}{(\epsilon_2 \cdot \bar{t}_2 \cdot \sin \beta_2)}$	-	0,0814
Относительная длина рабочей лопатки первого венца, \bar{l}_2	$\frac{l_2}{\epsilon_2}$	-	1,275
Относительная хорда рабочей лопатки первого венца, $\bar{\epsilon}_2$	$\frac{\epsilon_2}{l_2} = \frac{1}{\bar{l}_2}$	-	0,785
Угол поворота потока в рабочей решетке первого венца, $\Delta\beta$	$180 - \beta_1 - \beta_2$	град.	142,46
Уточненный коэффициент расхода в рабочей решетке первого венца, μ_{20}	Для $\Delta\beta \leq 105$: $0,9725 - 0,0145 \cdot \bar{\epsilon}_2$; для $\Delta\beta = 130^0 \div 106^0$: $0,9637 + 0,352 \cdot 10^{-3} \cdot (130 -$ $- \Delta\beta) - 0,0154 \cdot \bar{\epsilon}_2$;	- -	- -

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Уточненная выходная площадь межлопаточных каналов рабочей решетки первого венца, F_{20}	для $\Delta\beta = 145^0 \div 131^0$: $0,9557 + 0,533 \cdot 10^{-3} \cdot (145 - \Delta\beta) - 0,0164 \cdot \bar{v}_2$ $G_0 \cdot v_{2t} / (\mu_{20} \cdot W_{2t})$	- м ²	0,944 0,0447
Уточненный синус угла выхода потока пара из рабочей решетки первого венца, $\sin \beta_{20}$	$F_{20} / (\pi \cdot d_p \cdot e \cdot l_2)$	-	0,3211
Уточненный угол выхода потока пара из рабочей решетки первого венца, β_{20}	$\arcsin \beta_{20}$	град.	18,73
Коэффициент динамической вязкости пара на выходе из каналов первой рабочей решетки, μ_{2n}	Определяется по графику (рис.9), давление и температура пара определяются в точке 2_t (рис.8)	кг/(м·с)	$22,2 \cdot 10^{-6}$
Число Рейнольдса, R_{e2}	$W_{2t} \cdot v_{2t} / (\mu_{2n} \cdot v_{2t})$ $R_{e2} > R_{екр} = (3 \div 5) \cdot 10^5$ Поправка на влияние числа R_e не вносится (режимы работы решетки в области автомодельности), КПД не меняется	-	$2,9 \cdot 10^6$
Отношение среднего диаметра к высоте лопатки первой рабочей решетки, λ_2	d_p / l_2	-	15,692
Коэффициент скорости в первой рабочей решетке, ψ	Определяется по формулам (табл. 7)	-	0,94
Относительная скорость пара на выходе из первой рабочей решетки, W_2	$\psi \cdot W_{2t}$	м/с	442,013

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Коэффициент потерь энергии в первой рабочей решетке, ζ_2	$1 - \psi^2$	-	0,116
Потери энергии в первой рабочей решетке, Δh_p	$\zeta_2 \cdot W_{2t}^2 / 2000$	кДж/кг	12,831
Абсолютная скорость потока пара на входе в направляющую решетку, C_2	$U_p \cdot (1 + (W_2 / U_p)^2 - 2 \cdot (W_2 / U_p) \cdot \cos \beta_{20})^{0,5}$	м/с	295,205
Тангенс угла направления абсолютной скорости на входе в направляющую решетку, $tg \alpha_2$	$\frac{\sin \beta_{20}}{\left(\cos \beta_{20} - \frac{U_p}{W_2} \right)}$	-	0,548
Угол направления абсолютной скорости на входе в направляющую решетку, α_2	$arctg \alpha_2$	град.	28,73
Окружное усилие, действующее на рабочие лопатки первого венца, R_u	$G_0 \cdot (W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_{20})$	Н	44456,87
Кольцевая площадь рабочих лопаток первого венца, $F_{2к}$	$\pi \cdot d_p \cdot l_2$	м ²	0,21
Осевое усилие, действующее на рабочие лопатки первого венца, R_a	$G_0 \cdot (W_1 \cdot \sin \beta_1 - W_2 \cdot \sin \beta_{20}) + F_{2к} \cdot (p_1 - p_2) \cdot 10^6$	Н	2762,942
Равнодействующая от окружного и осевого усилий, действующих на рабочие лопатки первого венца, R	$\sqrt{R_u^2 + R_a^2}$	Н	44542,64
Момент сопротивления профиля рабочей лопатки первого венца, $W_{мин}$	$\left(\frac{e_2}{e_{2m}} \right)^3 \cdot W_{мин.т}$	м ³	$1,76 \cdot 10^{-6}$
Изгибающее напряжение в рабочей лопатке первого венца, σ	$\frac{R \cdot l_2}{2 \cdot z_p \cdot e \cdot W_{мин}} \cdot 10^{-6}$ при $\sigma \gg [\sigma]$ изменяется хорда e_2 , значения σ , z_p и R_{e2} заново определяются	МПа	11,738

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размер- ность	Результаты расчетов
Энтальпия пара за первой рабочей решеткой (в конце действительного процесса расширения, точка 2, рис.8), h_2	$h_{2t} + \Delta h_p$	кДж/кг	3153,731
Удельный объем пара за первой рабочей решеткой (точка 2, рис.8), v_2	Определяются в точке 2 (рис.8) по h_2, p_2 с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	м ³ /кг	0,386
Температура пара за первой рабочей решеткой (точка 2, рис.8), t_2		°С	345,53
Энтропия пара за первой рабочей решеткой (точка 2, рис.8), s_2		$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	7,4376
Энтальпия пара за направляющей решеткой, h'_{1t}	Определяются в точке 1' _t (рис.8) по s_2, p'_1 с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	кДж/кг	3146,7
Удельный объем пара за направляющей решеткой, v'_{1t}		м ³ /кг	0,39345
Температура пара за направляющей решеткой, t'_{1t}		°С	342,0
Располагаемый теплоперепад в направляющей решетке, $h_{0н}$	$h_2 - h'_{1t}$	кДж/кг	7,031
Теоретическая абсолютная скорость пара на выходе из направляющей решетки, C'_{1t}	$\sqrt{2000 \cdot h_{0н} + C_2^2}$	м/с	318,132
Скорость звука в выходных сечениях каналов направляющей решетки, a'_{1t}	$\sqrt{k \cdot p'_1 \cdot v'_{1t} \cdot 10^6}$	м/с	603,47
Число Маха в выходных сечениях каналов направляющей решетки, M'_{1t}	$\frac{C'_{1t}}{a'_{1t}}$	-	0,527
Коэффициент расхода в направляющей решетке, μ'_1	принимается	-	0,95
Выходная площадь межлопаточных каналов направляющей решетки, F'_1	$G_0 \cdot v'_{1t} / (\mu'_1 \cdot C'_{1t})$	м ²	0,0677
Перекрыша для лопаток направляющей решетки, Δl_n	принимается	мм	4,0

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размер- ность	Результаты расчетов
Длина лопатки направляющей решетки, l'_1	$l_2 + \Delta l_n$	м (мм)	0,069 69,0
Синус угла выхода потока пара из направляющей решетки, $\sin \alpha'_{1\vartheta}$	$\frac{F'_1}{\pi \cdot e \cdot d_p \cdot l'_1}$	-	0,458
Эффективный угол выхода потока пара из направляющей решетки, $\alpha'_{1\vartheta}$	$\arcsin \alpha'_{1\vartheta}$	град.	27,28
Профиль лопатки направляющей решетки	Выбирается из табл.6 по $M'_{1r}, \alpha_2, \alpha'_{1\vartheta}$; определяются: табличные хорда e'_{1m} , ширина решетки B'_{1m} , радиус закругления выходной кромки профиля r'_{1m} , угол установки профиля α'_y , относительный шаг решетки \bar{t}'_1 Принимается	- м м м град. -	P-35-25A $e'_{1m} = 2,54 \cdot 10^{-2}$ $B'_{1m} = 2,5 \cdot 10^{-2}$ $r'_{1m} = 0,02 \cdot 10^{-2}$ $\alpha'_y = 81^0$ $\bar{t}'_1 = 0,60$
Хорда профиля направляющей лопатки, e'_{1n}		м	0,04
Число направляющих лопаток, z_n	$\frac{\pi \cdot d_p}{e'_{1n} \cdot \bar{t}'_1}$	-	133,5 ($z_n=134$)
Уточненная хорда профиля направляющей лопатки, e'_1	$\frac{\pi \cdot d_p}{z_n \cdot \bar{t}'_1}$	-	
Ширина направляющей решетки, B'_1	$\frac{e'_1}{e'_{1m}} \cdot B'_{1m}$	м	0,04
Толщина выходной кромки профиля направляющей лопатки, $\delta'_{1кр}$	$\frac{e'_1}{e'_{1m}} \cdot 2 \cdot r'_{1m}$	м	0,04
Относительная толщина выходной кромки профиля направляющей лопатки, $\bar{\delta}'_{1кр}$	$\frac{\bar{\delta}'_{1кр}}{e'_1 \cdot \bar{t}'_1 \cdot \sin \alpha'_{1\vartheta}}$	мм	0,63
Относительная длина направляющей лопатки, \bar{l}'_1	$\frac{l'_1}{e'_1}$	-	0,0578
Относительная хорда направляющей лопатки, \bar{e}'_1	$\frac{e'_1}{l'_1} = \frac{1}{\bar{l}'_1}$	-	1,725
		-	0,58

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Угол поворота потока в направляющей решетке, $\Delta\alpha'$	$180 - \alpha_2 - \alpha'_{1s}$	град.	123,99
Уточненный коэффициент расхода в направляющей решетке, μ'_{10}	Для $\Delta\alpha' \leq 105$: $0,9725 - 0,0145 \cdot \bar{e}'_1$; для $\Delta\alpha' = 130^0 \div 106^0$: $0,9637 + 0,352 \cdot 10^{-3} \cdot (130 - \Delta\alpha') - 0,0154 \cdot \bar{e}'_1$; для $\Delta\alpha' = 145^0 \div 131^0$: $0,9557 + 0,533 \cdot 10^{-3} \cdot (145 - \Delta\alpha') - 0,0164 \cdot \bar{e}'_1$	-	0,957
Уточненная выходная площадь межлопаточных каналов направляющей решетки, F'_{10}	$G_0 \cdot v'_{1r} / (\mu'_{10} \cdot C'_{1r})$	м ²	0,0672
Уточненный синус угла выхода потока пара из направляющей решетки, $\sin \alpha'_{1y}$	$F'_{10} / (\pi \cdot e \cdot d_p \cdot l'_1)$	-	0,455
Уточненный угол выхода потока пара из направляющей решетки, α'_{1y}	$\arcsin \alpha'_{1y}$	град.	27,068
Отношение среднего диаметра к высоте направляющей лопатки, λ'_1	d_p / l'_1	-	14,783
Коэффициент скорости в направляющей решетке, ψ_n	Определяется по формулам (табл. 7)	-	0,95
Коэффициент потерь энергии в направляющей решетке, ζ'_1	$1 - \psi_n^2$	-	0,0975
Коэффициент динамической вязкости пара, μ'_{1n}	Определяется по графику (рис.9), давление и температура пара определяются в точке $1'_t$ (рис.8)	кг/(м·с)	$22,5 \cdot 10^{-6}$
Число Рейнольдса, R_{en}	$C'_{1r} \cdot e'_1 / (\mu'_{1n} \cdot v'_{1r})$ $R_{en} > R_{екр} = (3 \div 5) \cdot 10^5$	-	$1,44 \cdot 10^6$

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Потери энергии в направляющей решетке, Δh_n	Поправка на влияние числа R_e не вносится (режимы работы решетки в области автомодельности), КПД не меняется $\zeta'_1 \cdot C'^2_{1r} / 2000$	кДж/кг	4,93
Энтальпия пара за направляющей решеткой (в конце действительного процесса расширения, точка 1', рис.8), h'_1	$h'_{1r} + \Delta h_n$	кДж/кг	3151,63
Удельный объем пара за направляющей решеткой, v'_1	Определяются в точке 1' (рис.8) по P_1, h'_1 с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	м ³ /кг	0,39503
Температура пара за направляющей решеткой, t'_1		°С	344,35
Энтропия пара за направляющей решеткой, s'_1		кДж/кг·К	7,4456
Абсолютная скорость пара на выходе из направляющей решетки, C'_1	$C'_{1r} \cdot \psi_n$	м/с	302,225
Относительная скорость пара на входе во вторую рабочую решетку, W'_1	$C'_1 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{U_p}{C'_1}\right)^2} - 2 \cdot \frac{U_p}{C'_1} \cdot \cos \alpha'_{1y}$	м/с	175,71
Тангенс угла входа пара во вторую рабочую решетку, $tg \beta'_1$	$\frac{\sin \alpha'_{1y}}{\cos \alpha'_{1y} - \frac{U_p}{C'_1}}$	-	1,258
Угол входа пара в рабочую решетку, β'_1	$arctg \beta'_1$	град.	51,508
Энтальпия пара за второй рабочей решеткой, h'_{2r}	Определяются в точке 2' (рис.8) по s'_1, p'_2 с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	кДж/кг	3140,4
Удельный объем пара за второй рабочей решеткой, v'_{2r}		м ³ /кг	0,40747
Температура пара за второй рабочей решеткой, t'_{2r}		°С	338,7
Располагаемый теплоперепад во второй рабочей решетке, h_{0p2}	$h'_1 - h'_{2r}$	кДж/кг	11,23

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Теоретическая относительная скорость пара на выходе из второй рабочей решетки, W'_{2t}	$\sqrt{2000 \cdot h_{0p2} + W_1'^2}$	м/с	230,94
Число Маха в выходных сечениях каналов второй рабочей решетки, M'_{2t}	$\frac{W'_{2t}}{\sqrt{k \cdot P_2' \cdot v'_{2t} \cdot 10^6}}$	-	0,384
Коэффициент расхода во второй рабочей решетке, μ'_2	Принимается	-	0,95
Выходная площадь межлопаточных каналов второй рабочей решетки, F'_2	$G_0 \cdot v'_{2t} / (\mu'_2 \cdot W'_{2t})$	м ²	0,097
Перекрыша для лопаток второй рабочей решетки, $\Delta l'_p$	Принимается	мм	4,0
Длина лопатки второй рабочей решетки, l'_2	$l'_1 + \Delta l'_p$	м (мм)	0,073 73,0
Синус угла выхода потока пара из второй рабочей решетки, $\sin \beta'_2$	$\frac{F'_2}{(\pi \cdot d_p \cdot e \cdot l'_2)}$	-	0,621
Угол выхода потока пара из второй рабочей решетки, β'_2	$\arcsin \beta'_2$	град.	38,39
Хорда профиля лопатки второй рабочей решетки, e'_{2n}	Принимается, в дальнейшем проверяется по числу Рейнольдса R'_{e2} и величине изгибающего напряжения σ'	м (мм)	0,06 60,0
Профиль лопатки второй рабочей решетки	Выбирается из табл.6 по $M'_{2t}, \beta'_1, \beta'_2$; определяются: табличные хорда e'_{2m} , ширина решетки B'_{2m} , радиус закругления выходной кромки профиля r'_{2m} , момент сопротивления профиля $W'_{мин.т}$, угол установки профиля	- м м м ³ град. -	P-50-33A $e'_{2m} = 2,56 \cdot 10^{-2}$ $B'_{2m} = 2,5 \cdot 10^{-2}$ $r'_{2m} = 0,017 \cdot 10^{-2}$ $W'_{мин.т} = 0,079 \times 10^{-6}$ $\beta'_y = 78^0$ $\bar{l}'_2 = 0,55$

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размер- ность	Результаты расчетов
Число рабочих лопаток второго венца, z'_p	β'_y , относительный шаг решетки \bar{t}'_2 $\pi \cdot d_p / (\epsilon'_{2n} \cdot \bar{t}'_2)$	-	97,1 (97)
Уточненная хорда профиля лопатки второй рабочей решетки, ϵ'_2	$\pi \cdot d_p / (97 \cdot \bar{t}'_2)$	М (ММ)	0,06 60,0
Ширина рабочей решетки второго венца, B'_2	$\frac{\epsilon'_2}{\epsilon'_{2m}} \cdot B'_{2m}$	М	0,0586
Толщина выходной кромки профиля рабочей лопатки второго венца, $\delta'_{2кр}$	$\frac{\epsilon'_2}{\epsilon'_{2m}} \cdot 2 \cdot r'_{2m}$	М (ММ)	$8,0 \cdot 10^{-4}$ 0,8
Относительная толщина выходной кромки профиля рабочей лопатки второго венца, $\bar{\delta}'_{2кр}$	$\delta'_{2кр} / (\epsilon'_2 \cdot \bar{t}'_2 \cdot \sin \beta'_2)$	-	0,039
Относительная длина рабочей лопатки второго венца, \bar{l}'_2	l'_2 / ϵ'_2	-	1,217
Относительная хорда рабочей лопатки второго венца, $\bar{\epsilon}'_2$	$\epsilon'_2 / l'_2 = 1 / \bar{l}'_2$	-	0,822
Угол поворота потока в рабочей решетке второго венца, $\Delta\beta'$	$180 - \beta'_1 - \beta'_2$	град.	90,102
Уточненный коэффициент расхода в рабочей решетке второго венца, μ'_{20}	Для $\Delta\beta' \leq 105$: $0,9725 - 0,0145 \cdot \bar{\epsilon}'_2$ для $\Delta\beta' = 130^0 \div 106^0$: $0,9637 + 0,352 \cdot 10^{-3} \cdot (130 -$ $- \Delta\beta') - 0,0154 \cdot \bar{\epsilon}'_2$ для $\Delta\beta' = 145^0 \div 131^0$: $0,9557 + 0,533 \cdot 10^{-3} \cdot (145 -$ $- \Delta\beta') - 0,0164 \cdot \bar{\epsilon}'_2$	-	0,961
Уточненная выходная площадь межлопаточных каналов рабочей решетки второго венца, F'_{20}	$G_0 \cdot v'_{2t} / (\mu'_{20} \cdot W'_{2t})$	М ²	0,0955
Уточненный синус угла выхода потока пара из рабочей решетки второго венца, $\sin \beta'_{20}$	$F'_{20} / (\pi \cdot d_p \cdot e \cdot l'_2)$	-	0,611

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Уточненный угол выхода потока пара из рабочей решетки второго венца, β'_{20}	$\arcsin \beta'_{20}$	град.	37,67
Коэффициент динамической вязкости пара на выходе из каналов второй рабочей решетки, μ'_{2n}	Определяется по графику (рис.9), давление и температура пара определяются в точке $2'_t$ (рис.8)	кг/(м·с)	$22,5 \cdot 10^{-6}$
Число Рейнольдса, R'_{e2}	$\frac{W'_{2t} \cdot \nu'_2}{(\mu'_{2n} \cdot \nu'_{2t})}$ $R'_{e2} > R_{exp} = (3 \div 5) \cdot 10^5$ Поправка на влияние числа R_e не вносится (режимы работы решетки в области автомодельности), КПД не меняется	-	$1,511 \cdot 10^6$
Отношение среднего диаметра к высоте лопатки второй рабочей решетки, λ'_2	$\frac{d_p}{l'_2}$	-	13,97
Коэффициент скорости во второй рабочей решетке, ψ'	Определяется по формулам (табл. 7)	-	0,963
Относительная скорость пара на выходе из второй рабочей решетки, W'_2	$\psi' \cdot W'_{2t}$	м/с	222,395
Коэффициент потерь энергии во второй рабочей решетке, ζ'_2	$1 - \psi'^2$	-	0,0726
Потери энергии во второй рабочей решетке, $\Delta h'_p$	$\zeta'_2 \cdot W'^2_{2t} / 2000$	кДж/кг	1,936
Абсолютная скорость потока пара за регулирующей ступенью, C'_2	$U_p \cdot (1 + (W'_2 / U_p)^2 - 2 \cdot (W'_2 / U_p) \cdot \cos \beta'_{20})^{0,5}$	м/с	138,87
Тангенс угла направления абсолютной скорости за ступенью, $tg \alpha'_2$	$\frac{\sin \beta'_{20}}{\left(\cos \beta'_{20} - \frac{U_p}{W'_2} \right)}$	-	9,49

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результаты расчетов
Угол направления абсолютной скорости за ступенью, α'_2	$\arctg \alpha'_2$	град.	83,98
Окружное усилие, действующее на рабочие лопатки второго венца, R'_u	$G_0 \cdot (W'_1 \cdot \cos \beta'_1 + W'_2 \cdot \cos \beta'_{20})$	Н	14751,176
Кольцевая площадь рабочих лопаток второго венца, $F'_{2к}$	$\pi \cdot d_p \cdot l'_2$	м ²	0,234
Осевое усилие, действующее на рабочие лопатки второго венца, R'_a	$G_0 \cdot (W'_1 \cdot \sin \beta'_1 - W'_2 \cdot \sin \beta'_{20}) + F'_{2к} \cdot (p'_1 - p'_2) \cdot 10^6$	Н	3174,56
Равнодействующая от окружного и осевого усилий, действующих на рабочие лопатки второго венца, R'	$\sqrt{R'^2_u + R'^2_a}$	Н	15088,904
Момент сопротивления профиля рабочей лопатки второго венца, $W'_{мин}$	$\left(\frac{e'_2}{e'_{2m}}\right)^3 \cdot W'_{мин.м}$	м ³	$1,017 \cdot 10^{-6}$
Изгибающее напряжение в рабочей лопатке второго венца, σ'	$\frac{R' \cdot l'_2}{2 \cdot z'_p \cdot e \cdot W'_{мин}} \cdot 10^{-6}$ при $\sigma' \gg [\sigma']$ изменяется хорда e'_2 , значения σ' , z'_p и R'_{e2} заново определяются	МПа	8,357
Потери энергии с выходной скоростью, Δh_e	$\frac{C_2'^2}{2000}$	кДж/кг	9,642
Относительный лопаточный КПД ступени, $\eta_{ол}$	$1 - \frac{\Delta h_c + \Delta h_p + \Delta h_u}{h_{0Г}^*} - \frac{\Delta h'_p + \Delta h_e}{h_{0Г}^*}$	-	0,820
Окружные составляющие относительных скоростей, $W_{1u}, W_{2u}, W'_{1u}, W'_{2u}$	$W_{1u} = W_1 \cdot \cos \beta_1$	м/с	436,335
	$W_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta_2$	м/с	418,605
	$W'_{1u} = W'_1 \cdot \cos \beta'_1$	м/с	109,363
	$W'_{2u} = W'_2 \cdot \cos \beta'_2$	м/с	174,314

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результат расчетов
Относительный лопаточный КПД ступени, выраженный через скорости, $\eta'_{ол}$	$\frac{U}{h_{0T}^* \cdot 10^3} \cdot (W_{1u} + W_{2U} + W'_{1u} + W'_{2u})$	-	0,821
Величина $\Delta\eta_{ол}$	$\frac{ \eta_{ол} - \eta'_{ол} }{\eta_{ол}} \cdot 100$, если $\Delta\eta_{ол} > 1,0\%$, то ошибка в расчетах	%	0,122
Входные и выходные треугольники скоростей регулирующей ступени	По рассчитанным скоростям: $C_1, C'_1, C_2, C'_2, W_1, W'_1, W_2, W'_2, U$ и углам: $\alpha_1, \alpha'_1, \alpha_2, \alpha'_2, \beta_1, \beta_{20}, \beta'_1, \beta'_{20}$ строятся треугольники скоростей (рис.10)	м/с град.	
Ширина профиля сопловой лопатки, B_1	$(\epsilon_1 / \epsilon_{1m}) \cdot B_{1m}$	м	0,038
Ширина профиля первой рабочей лопатки, B_2	$(\epsilon_2 / \epsilon_{2m}) \cdot B_{2m}$	м	0,0499
Ширина профиля поворотной лопатки, B'_1	$(\epsilon'_1 / \epsilon'_{1m}) \cdot B'_{1m}$	м	0,04
Ширина профиля второй рабочей лопатки, B'_2	$(\epsilon'_2 / \epsilon'_{2m}) \cdot B'_{2m}$	м	0,0586
Средняя длина лопаток, l_{cp}	$(l_{10} + l_2 + l'_1 + l'_2) / 4$	м (мм)	0,067 (67,0)
Осовой зазор между направляющими и рабочими лопатками, δ_a	$0,01 \cdot l_{cp} + (3 \div 4) \text{мм}$	мм (м)	4,67 (0,0047)
Радиальный зазор при средней длине лопаток, δ_r	$0,3 + (d_p + l_{cp} / 2)^2 \cdot 10^{-6}$	мм (м)	1,41 ($1,41 \cdot 10^{-3}$)
Относительные потери энергии на трение диска, $\zeta_{тр}$, включающие:	Проточная часть регулирующей ступени показана на рис. 11 $\zeta_{тр.д} + \zeta_{тр.н} + \zeta_{тр.б}$	-	$4,378 \cdot 10^{-4}$

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результат расчетов
Относительные потери на трение о пар торцевых поверхностей диска, $\zeta_{тр.о}$	μ_{1n} - коэффициент динамической вязкости пара определяется по графику (рис.9), давление и температура пара определяются в точке 1 _t (рис.8);	кг/(м·с)	$22 \cdot 10^{-6}$
	$R_{eu} = \frac{U_p \cdot d_p}{2 \cdot \mu_{1n} \cdot v_1}$ - число Рейнольдса;	-	$9,82 \cdot 10^6$
	$K_{тр.о}$ - коэффициент трения диска определяется по графику (рис. 12).	-	$0,65 \cdot 10^{-3}$
	$K_{тр.о} \cdot \frac{d_p^2}{F_1} \cdot x_{фонр}^3$	-	$2,95 \cdot 10^{-4}$
	$K_{тр.н}$ - коэффициент трения поверхностей, принимается;	-	$1 \cdot 10^{-3}$
Относительные потери на трение о пар свободных цилиндрических и конических поверхностей на ободу диска, $\zeta_{тр.н}$	$a=c$ принимаются (рис.11);	м	0,022
	$b = B'_1 + 2 \cdot \delta_a$;	м	0,0494
	$\sum B_n = a + b + c$	м	0,0934
	$K_{тр.н} \cdot \frac{d_p \cdot \sum B_n}{F_1} \cdot x_{фонр}^3$	-	$4,15 \cdot 10^{-5}$
	$K_{тр.б}$ - коэффициент трения поверхности бандажа, принимается;	-	$2 \cdot 10^{-3}$
	$d_{б} = d_p + \frac{l_2 + l'_2}{2}$ - диаметр окружности из бандажной ленты;	м	1,089
	$\sum B_{б} = d + e$ - суммарная ширина бандажных лент;	м	0,1179

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результат расчетов
Относительные потери на трение о пар поверхности лопаточного бандажа, $\zeta_{тр.б}$	$d = B_2 + \delta_a; e = B'_2 + \delta_a;$ (рис. 11) $K_{тр.б} \cdot \frac{d_{б} \cdot \sum B_{б}}{F_1} \cdot x_{фопр}^3$	-	$1,12 \cdot 10^{-4}$
Относительные потери энергии, вызванные парциальным подводом пара, ζ_{nn} , включающие:	$\zeta_{вен} + \zeta_{вык}$	-	0,019
	$K_{вен}$ - коэффициент, зависящий от геометрии ступени, принимается;	-	0,065
	e_{κ} - доля окружности, занимаемая защитным кожухом, установленным на нерабочей дуге $(1 - e_{онм});$	-	0,5
Относительные потери энергии на вентиляцию, $\zeta_{вен}$	$\frac{K_{вен}}{\sin \alpha_{1э}} \cdot \frac{1 - e_{онм} - 0,5e_{\kappa}}{e_{онм}} \times$ $\times x_{фопр}^3 \cdot z$	-	$9,12 \cdot 10^{-4}$
	$K_{вык}$ - опытный коэффициент;	-	0,25
	m - число пар концов сопловых сегментов (число групп сопел);	-	2
Относительные потери энергии на концах дуг сопловых сегментов (потери на выколачивание), $\zeta_{вык}$	$K_{вык} \cdot \frac{B_2 \cdot l_2 + 0,6 \cdot B'_2 \cdot l'_2}{F_1} \times$ $\times x_{фопр} \cdot m \cdot \eta_{ол}$	-	0,018
Относительный внутренний КПД ступени, выраженный через потери, η_{oi}	$\eta_{ол} - \zeta_{тр} - \zeta_{nn}$	-	0,802
Потери энергии на трение диска, $\Delta h_{тр}$	$h_{0Г}^* \cdot \zeta_{тр}$	кДж/кг	0,097
Потери энергии, вызванные парциальным подводом пара, Δh_{nn}	$h_{0Г}^* \cdot \zeta_{nn}$	кДж/кг	4,21

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность	Результат расчетов
Энтальпия пара за второй рабочей решеткой (в конце действительного процесса расширения, точка 2', рис.8), h'_2	$h'_{2t} + \Delta h'_p$	кДж/кг	3142,34
Энтальпия пара за второй рабочей решеткой, определяющая внутренний теплоперепад (рис.8, точка 2'''), h''_2	$h'_2 + \Delta h_\theta + \Delta h_{mp} + \Delta h_{nn}$	кДж/кг	3156,29
Внутренний теплоперепад, h_i	$h_0^* - h_2'''$	кДж/кг	177,765
Относительный внутренний КПД ступени, η'_{oi}	$\frac{h_i}{h_{0TP}^*}$	-	0,802
Величина $\Delta \eta_{oi}$	$\frac{ \eta_{oi} - \eta'_{oi} }{\eta_{oi}} \cdot 100$, если $\Delta \eta_{oi} > 1,0\%$, то ошибка в расчетах	%	0,0
Внутренняя мощность ступени, N_i	$G_0 \cdot h_i$	кВт	9243,78

По полученным величинам в тепловом расчете регулирующей двухвенечной турбинной ступени строятся процессы расширения пара в указанной ступени в h, s – диаграмме для водяного пара (рис. 8) и треугольники скоростей (рис. 10). При построении теплового процесса ступени на оси абсцисс откладываются значения энтропии s (кДж/(кг·К)), на оси ординат – значения энтальпии h (кДж/кг).

Графические изображения в масштабе процессов расширения пара в турбинной ступени и треугольники скоростей должны соответствовать результатам расчетов. Так, например, отношение суммы длин отрезков прямых, характеризующих располагаемые теплоперепады в двух рабочих и направляющей решетках, к длине отрезка прямой, характеризующей полный располагаемый теплоперепад в ступени, должно соответствовать заданному значению степени реактивности в ступени ρ .

При построении треугольников скоростей векторы окружных скоростей \bar{U}_p должны быть равны и параллельны друг другу и параллельны линии окружного направления; несоблюдение этого условия означает, что в расчетах допущена ошибка.

Тепловой расчет регулирующей двухвенечной турбинной ступени производится при условии, что отношение скоростей $x_{\text{фопр}} = \frac{U_p}{C_\phi}$ является оптимальным, поэтому угол выхода потока пара из ступени в абсолютном движении α'_2 по значению должен быть в пределах 80° - 90° .

Если принятое значение коэффициента скорости ϕ будет отличаться от уточненного ϕ_0 больше, чем на 1% $\left(\Delta\phi = \frac{|\phi - \phi_0|}{\phi} \cdot 100 > 1\% \right)$, то необходимо со значением ϕ_0 произвести расчет заново, начиная с определения $x_{\text{фопр}}$.

Углы входа и выхода потока пара в межлопаточных каналах рабочих лопаток первого и второго венцов, а также в каналах поворотных (направляющих) лопаток должны соотноситься следующим образом:

$$\beta_1 > \beta_2, \beta'_1 > \beta'_2, \alpha_2 > \alpha'_1.$$

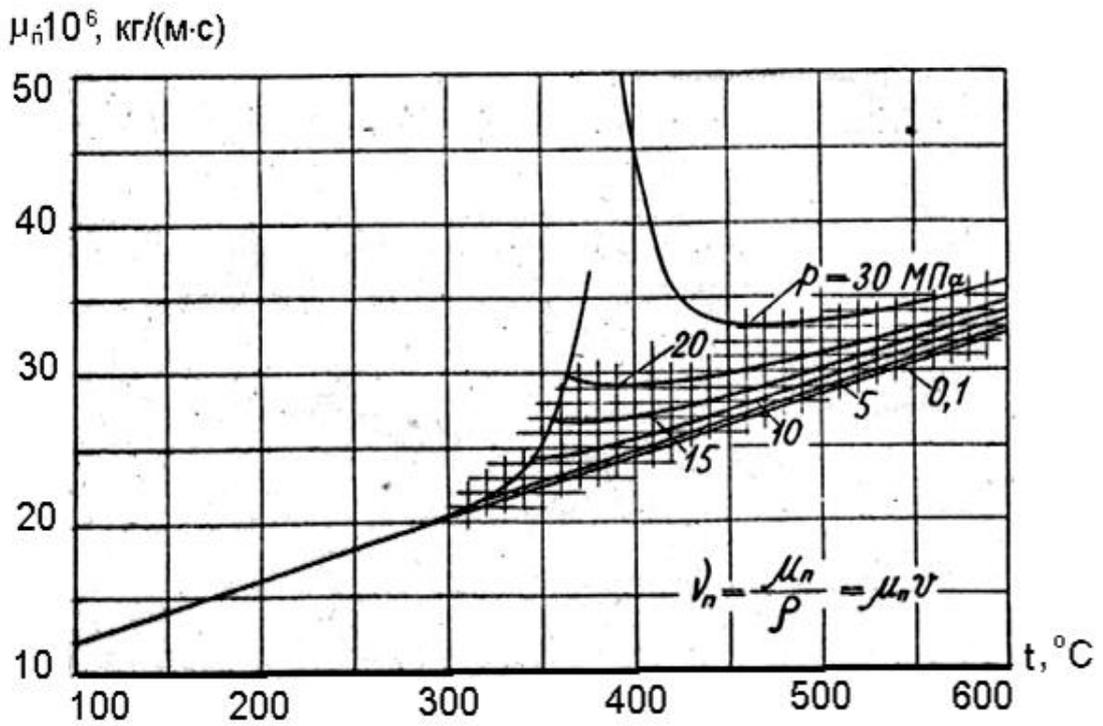


Рис. 9. Изменение коэффициента динамической вязкости пара μ_n от температуры и давления

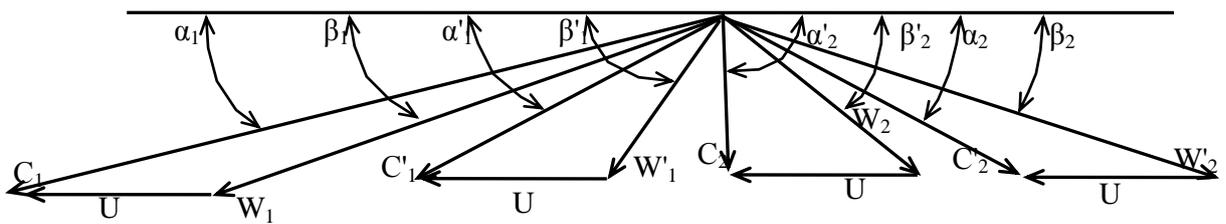


Рис. 10. Треугольники скоростей двухвенечной регулирующей ступени.

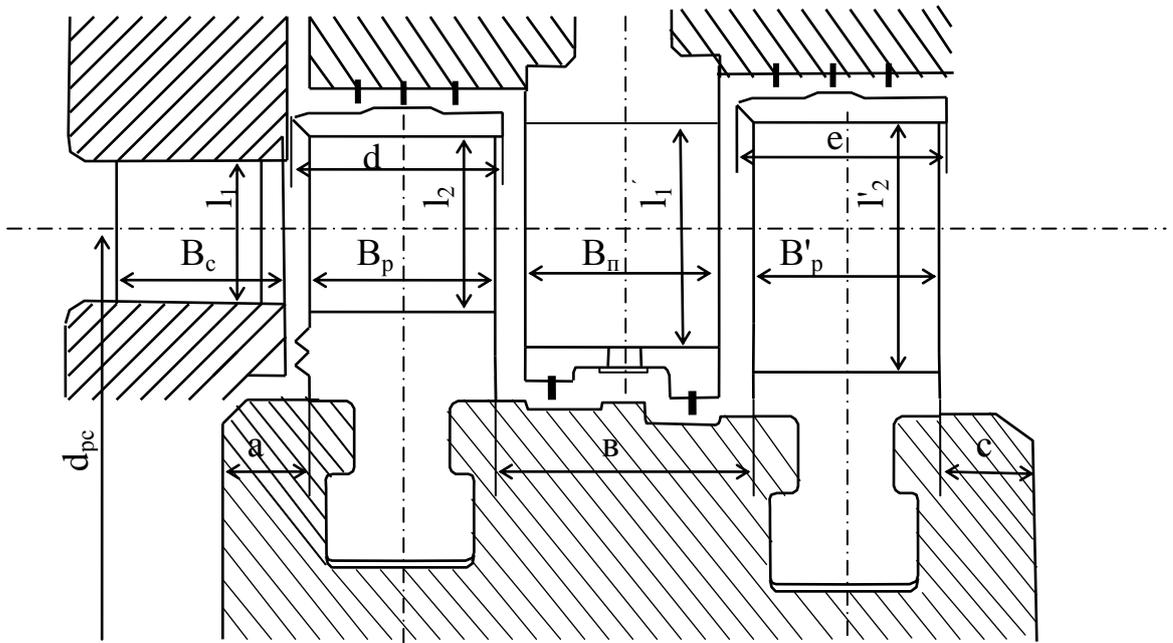


Рис. 11. Проточная часть двухвенечной регулирующей ступени.

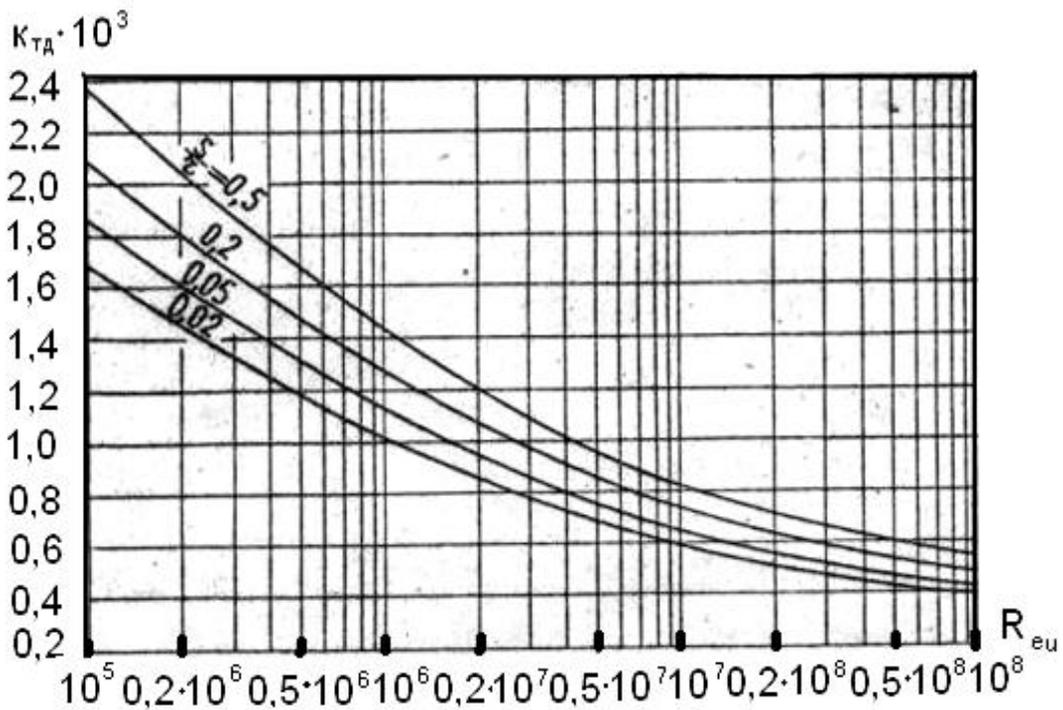


Рис. 12. Зависимость коэффициента трения K_{TD} от числа Рейнольдса Re_u и относительного зазора s/r

Далее производится тепловой детальный расчет на среднем диаметре двух нерегулируемых одновенечных ступеней.

2.2. Расчет нерегулируемых ступеней

Исходными данными для их расчета являются величины, полученные в ходе предварительного расчета турбины и расчета регулирующей ступени, показанные в табл. 4.

Таблица 4. Исходные данные для расчета нерегулируемых ступеней

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
Давление пара перед сопловым аппаратом первой ступени, p_0	$p_0 = p_2'$	МПа	0,684
Энтальпия пара перед сопловым аппаратом первой ступени, h_0	$h_0 = h_2'''$	кДж/кг	3156,29
Температура пара перед сопловым аппаратом первой ступени, t_0	$t_0 = t_2'''$	$^{\circ}\text{C}$	346,32
Удельный объем пара перед сопловым аппаратом первой ступени, v_0	$v_0 = v_2'''$	$\text{м}^3/\text{кг}$	0,4128
Энтропия пара перед сопловым аппаратом первой ступени, s_0	$s_0 = s_2'''$	кДж/кг·К	7,4715
Расход пара, G_0	G_0	кг/с	52,0
Располагаемый теплоперепад в первой ступени, h_{0T1}	$h_{0T1} = h_{0T1}^*$	кДж/кг	53,0
Коэффициент скорости в сопловом аппарате первой нерегулируемой ступени, φ	$\varphi = \varphi_1$	-	0,96
Угол выхода потока пара из каналов соплового аппарата первой нерегулируемой ступени, $\alpha_{1\text{в}}$	$\alpha_{1\text{в}}$	град.	13
Степень реактивности первой нерегулируемой ступени, ρ	$\rho = \rho_1$	-	0,05
Оптимальное отношение скоростей в первой нерегулируемой ступени, $x_{\text{фонтл}}$	$x_{\text{фонтл}} = x_{\varphi 1}$	-	0,47
Фиктивная скорость в первой нерегулируемой ступени, $C_{\varphi 1}$	$C_{\varphi 1}$	м/с	325,58
Окружная скорость на среднем диаметре первой нерегулируемой ступени, U_1	$U_1 = U$	м/с	152,02
Средний диаметр первой нерегулируемой ступени, d_1	$d_1 = d$	м	0,974
Степень парциальности, e	e	-	1,0

Алгоритм и результаты детального теплового расчета двух нерегулируемых одновечных ступеней паровой турбины (табл.5), выполняется последовательно: сначала для первой ступени, затем для второй.

Таблица 5. Алгоритм и результаты детального теплового расчета нерегулируемых ступеней

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
Давление пара перед сопловым аппаратом, p_0	МПа	$p_0 = p'_2$ $p_0 = p_2$	0,684	0,5645
Давление пара на входе в сопловый аппарат по параметрам торможения, p_0^*	МПа	$p_0^* = p_0$ $p_0^* = p_2 + \frac{C_2^2}{2 \cdot v_2 \cdot 10^6}$	0,684	0,5691
Энтальпия пара перед сопловым аппаратом по параметрам торможения, h_0^*	кДж/кг	$h_0^* = h_2'''$ $h_0^* = h_2 + \Delta h_{mp} + \Delta h_e$	3156,29	3110,43
Располагаемый теплоперепад в ступени, h_{0T}	кДж/кг	$h_{0T} = h_{0T1}$ $h_{0T} = h_2 - h'_{2t}$ (см. рис.13)	53,0	57,08
Полный располагаемый теплоперепад в ступени, h_{0T}^*	кДж/кг	$h_{0T}^* = h_{0T1}$ $h_{0T}^* = h_{0T} + \Delta h_{mp} + \Delta h_e$	53,0	59,33
Средний диаметр ступени, d	м	$d = d_1 = const$	0,974	0,974
Окружная скорость на среднем диаметре, U	м/с	$U = U_1 = const$	152,02	152,02
Фиктивная скорость пара, C_ϕ	м/с	$C_\phi = \sqrt{2000 \cdot h_{0T}^*}$	325,58	344,47
Отношение скоростей, x_ϕ	-	$x_\phi = x_{\phi on ml}$ $x_\phi = U / C_\phi$	0,47	0,44
Степень реактивности ступени, ρ	-			
Абсолютная теоретическая скорость пара на выходе из соплового аппарата, C_{1t}	м/с	$\rho = \rho_1$ Принимается $\rho_2 \geq \rho_1$ $C_{1t} = \sqrt{1 - \rho} \times C_\phi$	0,05	0,05
			317,34	335,75

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
Полный располагаемый теплоперепад в сопловом аппарате, h_{0c}^*	кДж/кг	$h_{0c}^* = C_{1r}^2 / 2000$	50,35	56,36
Энтальпия пара за сопловым аппаратом при изоэнтропном расширении, h_{1r}	кДж/кг	$h_{1r} = h_0^* - h_{0c}^*$	3105,94	3054,07
Давление пара за сопловым аппаратом, P_1	МПа	Определяются в точке 1_r (рис.13) по s_0, h_{1r} с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	0,57	0,4603
Температура пара за сопловым аппаратом, t_{1r}	°С		320,95	294,6
Удельный объем пара за сопловым аппаратом, v_{1r}	м ³ /кг		0,4752	0,5626
Энтропия пара за сопловым аппаратом, s_{1r}	кДж/(кг·К)		7,4715	7,4798
Коэффициент расхода в сопловом аппарате, μ_1	-	Принимается	0,97	0,97
Выходная площадь межлопаточных каналов соплового аппарата, F_1	м ²	$F_1 = G_0 \cdot v_{1r} / (\mu_1 \cdot C_{1r})$	0,0802	0,0898
Угол выхода потока пара из каналов соплового аппарата, $\alpha_{1\vartheta}$	град.	Принимается $\alpha_{1\vartheta}(1ст.) \geq \alpha_{1\vartheta}(2ст.)$	13	13
Длина сопловой лопатки, l_1	м	$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d \cdot e \cdot \sin \alpha_{1\vartheta}}$	0,1165	0,1305
Число Маха, M_{1r}	-	$M_{1r} = \frac{C_{1r}}{\sqrt{k \cdot P_1 \cdot v_{1r} \cdot 10^6}}$	0,535	0,579

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
Угол входа потока пара в сопловый аппарат, α_0	град.	$\alpha_0 = \alpha_2 (lct.)$	90	88,823
Профиль лопатки соплового аппарата		Выбирается из табл.6 по $M_{lr}, \alpha_0, \alpha_{1\vartheta}$;	C-90-12A	C-90-12A
	М	определяются:		
	М	табличные хорда ϑ_{1m} ,	$6,25 \cdot 10^{-2}$	$6,25 \cdot 10^{-2}$
		ширина решетки B_{1m} ,	$3,40 \cdot 10^{-2}$	$3,40 \cdot 10^{-2}$
	М	радиус закругления выходной кромки профиля r_{1m} ,		
		угол установки профиля α_y , относительный шаг	$0,032 \cdot 10^{-2}$	$0,032 \cdot 10^{-2}$
	-	решетки \bar{t}_1	36^0	36^0
Хорда профиля сопловой лопатки, ϑ_1	М	Принимается	0,72	0,72
Ширина сопловой решетки, B_1	М	$B_1 = \frac{\vartheta_1}{\vartheta_{1m}} \cdot B_{1m}$	0,05	0,05
Число сопловых лопаток, z_c	-	$z_c = \frac{\pi \cdot d}{\vartheta_1 \cdot \bar{t}_1}$	0,0272	0,0272
Толщина выходной кромки профиля сопловой лопатки, $\delta_{1кр}$	М	$\delta_{1кр} = \frac{\vartheta_1}{\vartheta_{1m}} \cdot 2 \cdot r_{1m}$	85	85
Относительная толщина выходной кромки профиля сопловой лопатки, $\bar{\delta}_{1кр}$	-	$\bar{\delta}_{1кр} = \frac{\delta_{1кр}}{\vartheta_1 \cdot \bar{t}_1 \cdot \sin \alpha_{1\vartheta}}$	0,0632	0,0632
Относительная длина сопловой лопатки, \bar{l}_1	-	$\bar{l}_1 = l_1 / \vartheta_1$	2,33	2,61
Относительная хорда сопловой лопатки, $\bar{\vartheta}_1$	-	$\bar{\vartheta}_1 = \vartheta_1 / l_1 = 1 / \bar{l}_1$	0,429	0,383
Уточненный коэффициент расхода в сопловом аппарате, μ_{10}	-	$\mu_{10} = 0,9843 - 0,0057 \cdot \bar{\vartheta}_1$	0,98	0,982
Уточненная выходная площадь межлопаточных каналов соплового	М ²	$F_{10} = G_0 \cdot v_{lr} / (\mu_{10} \cdot C_{lr})$	0,0795	0,0887

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
аппарата, F_{10}				
Уточненная длина сопловой лопатки, l_{10}	м	$l_{10} = \frac{F_{10}}{\pi \cdot d \cdot e \cdot \sin \alpha_{1\sigma}}$	0,1155	0,1289
Коэффициент динамической вязкости пара, μ_{1n}	кг/(м·с)	Определяется по графику (рис.9)	$21 \cdot 10^{-6}$	$20 \cdot 10^{-6}$
Число Рейнольдса, R_{e1}	-	$R_{e1} = C_{1r} \cdot \sigma_1 / (\mu_{1n} \cdot v_{1r})$ $R_{e1} > R_{exp} = (3 \div 5) \cdot 10^5$ Поправка на влияние числа R_e не вносится (режимы работы решетки в области автомодельности), КПД не меняется	$1,59 \cdot 10^6$	$1,49 \cdot 10^6$
Отношение среднего диаметра к высоте лопатки, λ_1	-	$\lambda_1 = d / l_{10}$ Для $\alpha_{1\sigma} = 9^\circ \div 11^\circ$:	8,433	7,556
Уточненный коэффициент скорости в сопловом аппарате, φ_0	-	$\lambda_1 > 10$ $\varphi_0 = 0,973 - 0,0111 \cdot \bar{\sigma}_1$ $\lambda_1 < 10$ $\varphi_0 = 0,97 - 0,01542 \cdot \bar{\sigma}_1$ для $\alpha_{1\sigma} = 12^\circ \div 20^\circ$:		
Абсолютная скорость пара на выходе из соплового аппарата, C_1	м/с	$\lambda_1 > 10$ $\varphi_0 = 0,98 - 8,74 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{\sigma}_1$ $\lambda_1 < 10$ $\varphi_0 = 0,9773 - 1,196 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{\sigma}_1$ $C_1 = C_{1r} \cdot \varphi_0$	0,972	0,973
Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку, W_1	м/с	$W_1 = C_1 \sqrt{1 + \left(\frac{U}{C_1}\right)^2 - 2 \cdot \frac{U}{C_1} \cdot \cos \alpha_{1\sigma}}$	308,508	326,591
			163,989	181,714

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
Тангенс угла входа пара в рабочую решетку, $tg\beta_1$	-	$tg\beta_1 = \frac{\sin \alpha_{1o}}{\cos \alpha_{1o} - U/C_1}$	0,4675	0,442
Угол входа пара в рабочую решетку, β_1	град.	$\beta_1 = arctg\beta_1$	25,058	23,847
Коэффициент потерь энергии в сопловом аппарате, ζ_1	-	$\zeta_1 = 1 - \varphi_0^2$	0,0552	0,0533
Потери энергии в сопловом аппарате, Δh_c	кДж/кг	$\Delta h_c = h_{0c}^* \cdot \zeta_1$	2,779	3,002
Энтальпия пара за сопловым аппаратом, h_1	кДж/кг	$h_{1t} + \Delta h_c$	3108,72	3057,07
Температура пара за сопловым аппаратом, t_1	°С	Определяются в точке 1 (рис.13) по P_1, h_1 с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	322,3	296,06
Удельный объем пара за сопловым аппаратом, v_1	м ³ /кг		0,47633	0,56412
Энтропия пара за сопловым аппаратом, s_1	кДж/(кг·К)		7,4762	7,4851
Располагаемый теплоперепад в рабочей решетке, h_{0p}	кДж/кг	$h_{0p} = \rho \cdot h_{0T}^*$	2,65	2,97
Энтальпия пара за рабочей решеткой при изэнтропном расширении, h_{2t}	кДж/кг	$h_{2t} = h_1 - h_{0p}$	3106,07	3054,1
Давление пара за рабочей решеткой, P_2	МПа	Определяются в точке 2 _t (рис.13) по s_1, h_{2t} с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	0,5645	0,455
Температура пара за рабочей решеткой, t_{2t}	°С		320,98	294,54
Удельный объем пара за рабочей решеткой, v_{2t}	м ³ /кг		0,4799	0,56917

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
Теоретическая относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки, W_{2t}	м/с	$W_{2t} = \sqrt{2000 \cdot h_{0p} + W_1^2}$	179,417	197,383
Число Маха, M_{2t}	-	$M_{2t} = \frac{W_{2t}}{\sqrt{k \cdot P_2 \cdot v_{2t} \cdot 10^6}}$	0,3023	0,3402
Коэффициент расхода в рабочей решетке, μ_2	-	Принимается	0,94	0,95
Выходная площадь межлопаточных каналов рабочей решетки, F_2	м ²	$F_2 = G_0 \cdot v_{2t} / (\mu_2 \cdot W_{2t})$	0,148	0,158
Перекрыша, Δl	м	Принимается	0,0035	0,0035
Длина рабочей лопатки, l_2	м	$l_2 = l_{10} + \Delta l$	0,119	0,1324
Синус угла выхода потока пара из рабочей решетки, $\sin \beta_2$	-	$\sin \beta_2 = F_2 / (\pi \cdot d \cdot l_2)$	0,4064	0,3900
Угол выхода потока пара из рабочей решетки, β_2	град.	$\beta_2 = \arcsin \beta_2$	23,982	22,954
Профиль лопатки рабочей решетки	-	Выбирается из табл. 6 по M_{2t}, β_1, β_2 ;	P-30-21A	P-30-21A
	м	определяются:	$2,56 \cdot 10^{-2}$	$2,56 \cdot 10^{-2}$
	м	табличные хорда v_{2m} ,	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$
	м	ширина решетки B_{2m} ,		
	м	радиус закругления выходной кромки	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$
	м ³	профиля r_{2m} ,		
	град.	момент сопротивления профиля $W_{мин.м}$,	$2,34 \cdot 10^{-7}$	$2,34 \cdot 10^{-7}$
	-	угол установки профиля β_y ,	80	80
	-	относительный шаг решетки \bar{t}_2	0,60	0,60

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
Хорда профиля рабочей лопатки, e_2	м	Принимается, в дальнейшем проверяется по числу Рейнольдса R_{e2} и величине изгибающего напряжения σ	0,031	0,031
Ширина рабочей решетки, B_2	м	$B_2 = \frac{e_2}{e_{2m}} \cdot B_{2m}$	0,0303	0,0303
Число рабочих лопаток, z_p	-	$z_p = \pi \cdot d / (e_2 \cdot \bar{l}_2)$	165	165
Толщина выходной кромки профиля рабочей лопатки, $\delta_{2кр}$	м	$\delta_{2кр} = \frac{e_2}{e_{2m}} \cdot 2 \cdot r_{2m}$	$4,84 \cdot 10^{-4}$	$4,84 \cdot 10^{-4}$
Относительная толщина выходной кромки профиля рабочей лопатки, $\bar{\delta}_{2кр}$	-	$\bar{\delta}_{2кр} = \frac{\delta_{2кр}}{(e_2 \cdot \bar{l}_2 \cdot \sin \beta_2)}$	0,064	0,067
Относительная длина рабочей лопатки, \bar{l}_2	-	$\bar{l}_2 = l_2 / e_2$	3,839	4,271
Относительная хорда рабочей лопатки, \bar{e}_2	-	$\bar{e}_2 = e_2 / l_2 = 1 / \bar{l}_2$	0,261	0,234
Угол поворота потока в рабочей решетке, $\Delta\beta$	град.	$\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2$	130,96	133,20
Уточненный коэффициент расхода в рабочей решетке, μ_{20}	-	Для $\Delta\beta \leq 105$: $0,9725 - 0,0145 \cdot \bar{e}_2$; для $\Delta\beta = 130^0 \div 106^0$: $0,9637 + 0,352 \cdot 10^{-3} \times$ $\times (130 - \Delta\beta) - 0,0154 \cdot \bar{e}_2$; <small>для</small> для $\Delta\beta = 145^0 \div 131^0$: $0,9557 + 0,533 \cdot 10^{-3} \times$ $\times (145 - \Delta\beta) - 0,0164 \cdot \bar{e}_2$	0,959	0,958
Уточненная выходная площадь межлопаточных каналов рабочей решетки, F_{20}	м ²	$F_{20} = G_0 \cdot v_{2t} / (\mu_{20} \cdot W_{2t})$	0,145	0,156

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
Уточненный синус угла выхода потока пара из рабочей решетки, $\sin \beta_{20}$	-	$\sin \beta_{20} = F_{20} / (\pi \cdot d \cdot l_2)$	0,398	0,386
Уточненный угол выхода потока пара из рабочей решетки, β_{20}	град.	$\beta_{20} = \arcsin \beta_{20}$	23,466	22,706
Коэффициент динамической вязкости пара, μ_{2n}	кг/(м·с)	Определяется по графику (рис.9)	$21 \cdot 10^{-6}$	$20 \cdot 10^{-6}$
Число Рейнольдса, R_{e2}	-	$R_{e2} = W_{2r} \cdot \nu_{2r} / (\mu_{2n} \cdot \nu_{2r})$ $R_{e2} > R_{екк} = (3 \div 5) \cdot 10^5$	$5,52 \cdot 10^5$	$5,38 \cdot 10^5$
Отношение среднего диаметра к высоте лопатки, λ_2	-	Поправка на влияние числа R_e не вносится (режимы работы решетки в области автомодельности), КПД не меняется $\lambda_2 = d / l_2$	8,185	7,356
Коэффициент скорости в рабочей решетке, ψ	-	Определяется по формулам (табл. 7)	0,932	0,941
Относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки, W_2	м/с	$W_2 = \psi \cdot W_{2r}$	167,217	185,693
Коэффициент потерь энергии в рабочей решетке, ζ_2	-	$\zeta_2 = 1 - \psi^2$	0,1314	0,1145
Потери энергии в рабочей решетке, Δh_p	кДж/кг	$\Delta h_p = \zeta_2 \cdot W_{2r}^2 / 2000$	2,1145	2,2308
Абсолютная скорость пара за ступенью, C_2	м/с	$C_2 = U \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{W_2}{U}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{W_2}{U}\right) \cdot \cos \beta_{20}}$	66,601	74,226
Тангенс угла направления абсолютной скорости за ступенью, $tg \alpha_2$	-	$tg \alpha_2 = \frac{\sin \beta_{20}}{\cos \beta_{20} - \frac{U}{W_2}}$	48,69	3,717

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
Угол направления абсолютной скорости за ступенью, α_2	град.	$\alpha_2 = \arctg \alpha_2$	88,823	74,944
Окружное усилие, действующее на рабочие лопатки, R_u	Н	$R_u = G_0 \cdot \left(W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_{20} \right)$	15700,7	17550,1
Кольцевая площадь рабочих лопаток, $F_{2к}$	м ²	$F_{2к} = \pi \cdot d \cdot l_2$	0,364	0,405
Осевое усилие, действующее на рабочие лопатки, R_a	Н	$W_{1a} = W_1 \cdot \sin \beta_1$ $W_{2a} = W_2 \cdot \sin \beta_{20}$ $R_a = G_0 \cdot (W_{1a} - W_{2a}) + F_{2к} \cdot (P_1 - P_2) \cdot 10^6$	2151,03	2239,48
Равнодействующая от окружного и осевого усилий, R	Н	$R = \sqrt{R_u^2 + R_a^2}$	15847,4	17692,4
Момент сопротивления профиля рабочей лопатки, $W_{мин}$	м ³	$W_{мин} = \left(\frac{e_2}{e_{2m}} \right)^3 \cdot W_{мин.т}$	$4,16 \cdot 10^{-7}$	$4,16 \cdot 10^{-7}$
Изгибающее напряжение в рабочей лопатке, σ	МПа	$\sigma = \frac{R \cdot l_2}{2 \cdot z_p \cdot e \cdot W_{мин}} \cdot 10^{-6}$ при $\sigma \gg [\sigma]$ изменяется хорда e_2 , значения σ и R_{e2} заново определяются	13,737	17,063
Потери энергии с выходной скоростью, Δh_e	кДж/кг	$\Delta h_e = \frac{C_2^2}{2000}$	2,218	2,755
Относительный лопаточный КПД, $\eta_{ол}$	-	$\eta_{ол} = 1 - \frac{\Delta h_c + \Delta h_p + \Delta h_e}{h_{0г}^*}$	0,8658	0,8654
Относительный лопаточный КПД, выраженный через скорости, $\eta'_{ол}$	-	$W_{1u} = W_1 \cdot \cos \beta_1$ $W_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta_{20}$ $\eta'_{ол} = \frac{U \cdot (W_{1u} + W_{2u})}{h_{0г}^* \cdot 10^3}$	0,8661	0,8648
Величина $\Delta \eta_{ол}$	%	$\frac{ \eta_{ол} - \eta'_{ол} }{\eta_{ол}} \cdot 100$, если $\Delta \eta_{ол} > 1\%$, то ошибка в расчетах	0,0346	0,0693

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
Число Рейнольдса, R_{eu}	-	$R_{eu} = \frac{U \cdot d}{2 \cdot \mu_{1n} \cdot \nu_1}$	$7,4 \cdot 10^7$	$7,4 \cdot 10^7$
Коэффициент трения диска, $\kappa_{m\partial}$	-	Определяется по графику (рис.12)	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$
Относительные потери энергии на трение диска, $\zeta_{m\partial}$	-	$\zeta_{m\partial} = \kappa_{m\partial} \cdot \frac{d^2}{F_{10}} \cdot x_{\phi}^3$	0,0006	0,0004
Относительный внутренний КПД, выраженный через потери, η_{oi}	-	$\eta_{oi} = \eta_{ol} - \zeta_{m\partial}$	0,8652	0,865
Потери энергии на трение диска, $\Delta h_{m\partial}$	кДж/кг	$\Delta h_{m\partial} = \zeta_{m\partial} \cdot h_{0T}^*$	0,0318	0,0237
Энтальпия пара за рабочей решеткой (в конце действительного процесса расширения, точка 2, рис. 13), h_2	кДж/кг	$h_2 = h_{2t} + \Delta h_p$	3108,18	3056,33
Температура пара за рабочей решеткой, t_2	°С	Определяются в точке 2 (рис.13) по	322,01	295,6
Удельный объем пара за рабочей решеткой, ν_2	м ³ /кг	h_2, p_2 с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2,	0,4806	0,5703
Энтропия пара за рабочей решеткой, s_2	кДж/(кг·К)	$s_2 = s_0(2cm)$	7,4797	7,489
Энтальпия пара за рабочей решеткой, определяющая внутренний теплоперепад (точка 2', рис. 13), h'_2	кДж/кг	$h'_2 = h_2 + \Delta h_g + \Delta h_{m\partial}$	3110,43	3059,11
Внутренний теплоперепад, h_i	кДж/кг	$h_i = h_0^* - h'_2$	45,86	51,32
Относительный внутренний КПД, η'_{oi}	-	$\eta'_{oi} = \frac{h_i}{h_{0T}^*}$	0,8653	0,865
Величина $\Delta \eta_{oi}$	%	$\Delta \eta_{oi} = \frac{ \eta_{oi} - \eta'_{oi} }{\eta_{oi}} \cdot 100$, если $\Delta \eta_{oi} > 1\%$, то	0,0116	0,00

Наименование	Единицы измерения	Расчетная формула	1 –я ступень	2 –я ступень
Внутренняя мощность, N_i	кВт	$N_i = G_0 \cdot h_i$	2384,72	2668,64

По полученным величинам в тепловых расчетах нерегулируемых одновенечных турбинных ступеней строятся процессы расширения пара в указанных ступенях в h, s – диаграмме для водяного пара (рис.13) и треугольники скоростей (рис.14), которые должны соответствовать расчетным данным. На рис.15 показаны геометрические характеристики одновенечной нерегулируемой ступени.

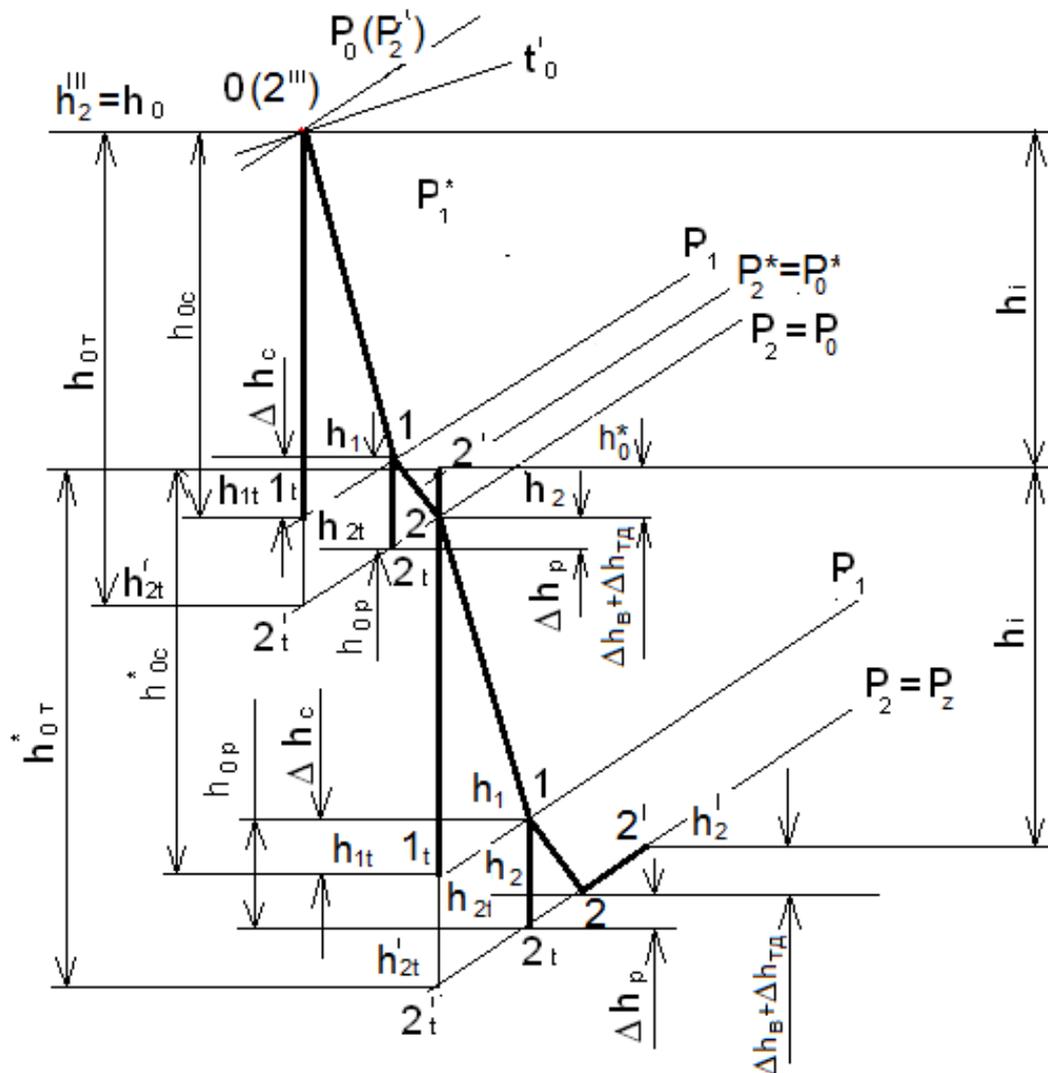


Рис. 13. Процессы расширения пара в нерегулируемых одновенечных ступенях

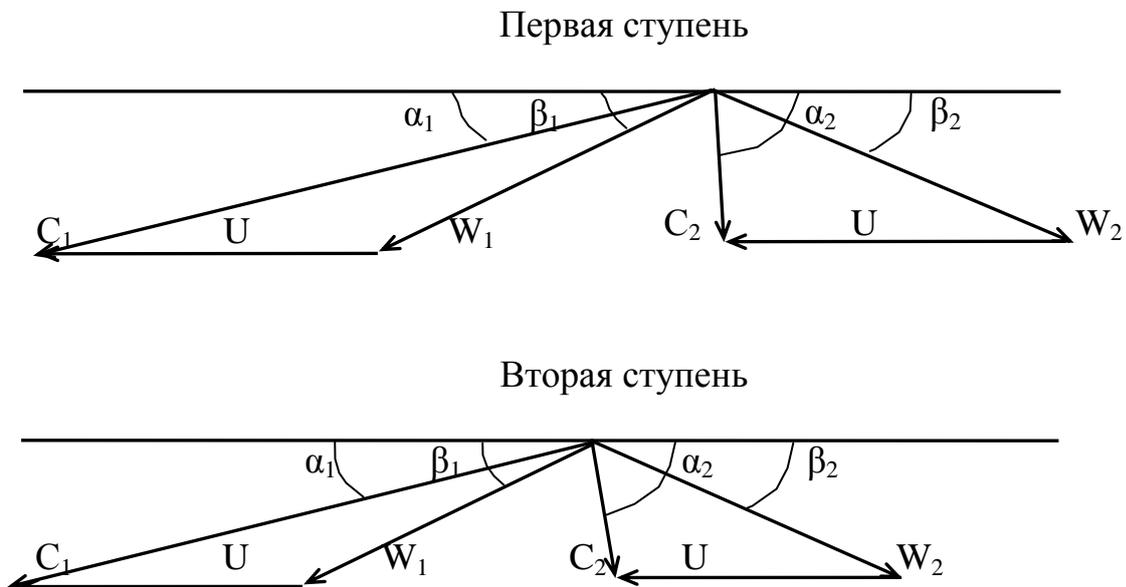


Рис.14. Треугольники скоростей одновенечных нерегулируемых ступеней

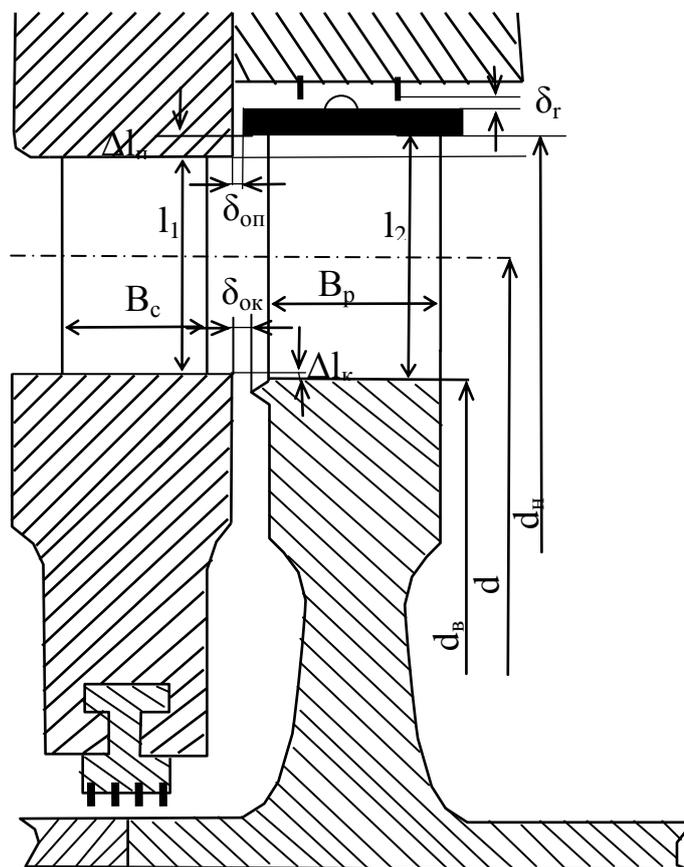


Рис.15. Геометрические характеристики одновенечной нерегулируемой ступени

Далее производится расчет для определения характеристик многоступенчатой турбины на номинальном режиме (коэффициента возвращенной теплоты, относительных КПД, электрической мощности).

2.3. Расчет характеристик многоступенчатой противодавленческой турбины

Коэффициент возвращенной теплоты

$$R = 1 + \frac{\sum_{i=1}^{i=z} h_{0T}^* - H_0^*}{H_0^*} = 1 + \frac{221,55 + 53,0 + 59,33 - 327,55}{327,55} = 1 + 0,02 = 1,02$$

Относительный внутренний КПД проточной части турбины

$$\eta'_{oi} = \frac{\sum_{i=1}^{i=z} h_i}{H_0^*} = \frac{177,765 + 45,86 + 51,32}{327,55} = 0,84$$

Относительный внутренний КПД турбины

$$\eta_{oi} = \frac{\sum_{i=1}^{i=z} h_i}{H_0} = \frac{177,765 + 45,86 + 51,32}{344,6} = 0,798$$

Внутренняя мощность турбины

$$N_i = N_{ip} + N_{i1} + N_{i2} = 9243,78 + 2384,72 + 2668,64 = 14297,14 \text{ кВт}$$

Расчетный относительный эффективный КПД турбины

$$\eta_{oe} = \eta_m \cdot \eta_{oi} = 0,99 \cdot 0,798 = 0,79$$

Расчетная электрическая номинальная мощность турбины

$$N_{эп} = \eta_m \cdot \eta_{эз} \cdot N_i = 0,99 \cdot 0,97 \cdot 14297,14 = 13729,54 \text{ кВт}$$

$$N'_{эп} = G_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oe} \cdot \eta_{эз} = 52 \cdot 344,6 \cdot 0,79 \cdot 0,97 = 13731,48 \text{ кВт}$$

Величина
$$\Delta N_{эп} = \frac{|N_{эп} - N'_{эп}|}{N_{эп}} \cdot 100 = \frac{|13729,54 - 13731,48|}{13729,54} \cdot 100 = 0,014\% < 1,0\%$$

Разница в результатах определения расчетной электрической номинальной мощности турбины лежит в рамках погрешности расчета.

Разница между заданной и расчетной электрической номинальной мощностью будет определяться следующей величиной:

$$\Delta N_{э} = \frac{|N_{э} - N_{эп}|}{N_{э}} \cdot 100 = \frac{|14000,00 - 13729,54|}{14000,00} \cdot 100 = 1,93\% < 5,0\%$$

Полученная величина $\Delta N_3 = 1,93 \%$ не превышает значения погрешности инженерных расчетов.

Если $\Delta N_3 > 5,0 \%$, то производится корректировка расхода пара в турбине G_0 и, следовательно, размеров ее проточной части, т.е. длин сопловых и рабочих лопаток.

Предположим, что $N_{3p} = 13100$ кВт, тогда:

$$\Delta N_3 = \frac{|N_3 - N_{3p}|}{N_3} \cdot 100 = \frac{|14000,00 - 13100,00|}{14000,00} \cdot 100 = 6,43 \% > 5,0 \%$$

Определяется расход пара, при котором мощность турбины будет 14000 кВт.

$$\frac{N_3}{N_{3p}} = \frac{G_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oe} \cdot \eta_{э}}{G_{0p} \cdot H_0 \cdot \eta_{oe} \cdot \eta_{э}} = \frac{14000}{13100} = 1,07,$$

$$G_0 = 1,07 \cdot G_{0p} = 1,07 \cdot 52 = 55,64 \text{ кг/с.}$$

Уравнения неразрывности для выходных сечений решеток регулирующей ступени:

- сопловый аппарат:

$$G_0 \cdot v_{1r} = \mu_1 \cdot F_1 \cdot C_{1r}$$

- первая рабочая решетка:

$$G_0 \cdot v_{2t} = \mu_2 \cdot F_2 \cdot W_{2t}$$

- направляющая решетка:

$$G_0 \cdot v'_{1r} = \mu'_1 \cdot F'_1 \cdot C'_{1r}$$

- вторая рабочая решетка:

$$G_0 \cdot v'_{2t} = \mu'_2 \cdot F'_2 \cdot W'_{2t}$$

Уравнения неразрывности для выходных сечений решеток нерегулируемых ступеней:

- первая ступень:

$$G_0 \cdot v_{1r} = \mu_1 \cdot F_1 \cdot C_{1r},$$

$$G_0 \cdot v_{2t} = \mu_2 \cdot F_2 \cdot W_{2t};$$

- вторая ступень:

$$G_0 \cdot v_{1r} = \mu_1 \cdot F_1 \cdot C_{1r},$$

$$G_0 \cdot v_{2t} = \mu_2 \cdot F_2 \cdot W_{2t}.$$

В процессе детального расчета регулирующей и двух нерегулируемых ступеней определены: средние диаметры ступеней d_p , $d_1 = d_2 = d$; длины сопловых, направляющих и рабочих лопаток l_1 , l'_1 , l_2 ; коэффициенты

расхода μ_1, μ'_1, μ_2 ; теоретические абсолютные и относительные скорости потока пара на выходе из сопловых, направляющей и рабочих решеток C_{1t}, C'_{1t}, W_{2t} ; выходные углы потоков пара из указанных решеток $\alpha_{1э}, \alpha'_1, \beta_2$; удельные объемы пара в выходных сечениях решеток v_{1t}, v'_{1t}, v_{2t} .

С учетом указанных величин уравнения неразрывности можно записать для регулирующей ступени:

$$\begin{aligned} G_0 \cdot v_{1t} &= \mu_1 \cdot \pi \cdot d_p \cdot e \cdot l_1 \cdot C_{1t} \cdot \sin \alpha_1; \\ G_0 \cdot v_{2t} &= \mu_2 \cdot \pi \cdot d_p \cdot e \cdot l_2 \cdot W_{2t} \cdot \sin \beta_2; \\ G_0 \cdot v'_{1t} &= \mu'_1 \cdot \pi \cdot d_p \cdot e \cdot l'_1 \cdot C'_{1t} \cdot \sin \alpha'_1; \\ G_0 \cdot v'_{2t} &= \mu'_2 \cdot \pi \cdot d_p \cdot e \cdot l'_2 \cdot W'_{2t} \cdot \sin \beta'_2; \end{aligned}$$

для первой нерегулируемой ступени:

$$\begin{aligned} G_0 \cdot v_{1t} &= \mu_1 \cdot \pi \cdot d \cdot l_1 \cdot C_{1t} \cdot \sin \alpha_1; \\ G_0 \cdot v_{2t} &= \mu_2 \cdot \pi \cdot d \cdot l_2 \cdot W_{2t} \cdot \sin \beta_2; \end{aligned}$$

для второй нерегулируемой ступени:

$$\begin{aligned} G_0 \cdot v_{1t} &= \mu_1 \cdot \pi \cdot d \cdot l_1 \cdot C_{1t} \cdot \sin \alpha_1; \\ G_0 \cdot v_{2t} &= \mu_2 \cdot \pi \cdot d \cdot l_2 \cdot W_{2t} \cdot \sin \beta_2. \end{aligned}$$

Из этих уравнений следует, что при расходе пара $G_0=55,64$ кг/с

- длины лопаток регулирующей ступени будут:

$$\begin{aligned} l_1 &= l_{10p} \cdot \frac{G_0}{G_{0p}} = 0,061 \cdot 1,07 = 0,065 \text{ м}, \\ l_2 &= l_{2p} \cdot \frac{G_0}{G_{0p}} = 0,065 \cdot 1,07 = 0,070 \text{ м}, \\ l'_1 &= l'_{1p} \cdot \frac{G_0}{G_{0p}} = 0,069 \cdot 1,07 = 0,074 \text{ м}, \\ l'_2 &= l'_{2p} \cdot \frac{G_0}{G_{0p}} = 0,073 \cdot 1,07 = 0,078 \text{ м}; \end{aligned}$$

- длины лопаток первой нерегулируемой ступени будут:

$$\begin{aligned} l_1 &= l_{10p} \cdot \frac{G_0}{G_{0p}} = 0,1155 \cdot 1,07 = 0,1236 \text{ м}, \\ l_2 &= l_{2p} \cdot \frac{G_0}{G_{0p}} = 0,1190 \cdot 1,07 = 0,1273 \text{ м}; \end{aligned}$$

- длины лопаток второй нерегулируемой ступени будут:

$$\begin{aligned} l_1 &= l_{10p} \cdot \frac{G_0}{G_{0p}} = 0,1289 \cdot 1,07 = 0,1379 \text{ м}, \\ l_2 &= l_{2p} \cdot \frac{G_0}{G_{0p}} = 0,1324 \cdot 1,07 = 0,1417 \text{ м}. \end{aligned}$$

Таблица 6. Характеристики профилей турбинных лопаток МЭИ.

Обозначение	$\alpha_1, \beta_2,$ град.	$\alpha_0, \beta_1,$ град.	$\alpha_y, \beta_y,$ град.	\bar{t}	M_{1t}, M_{2t}	ϵ_m, \mathcal{M}	B_m, \mathcal{M}	r_m, \mathcal{M}	f, \mathcal{M}^2	$W_{мин\ t}, \mathcal{M}^3$
С-90-09А	8÷11	70÷120	27÷33	0,72÷0,85	До 0,90	$6,06 \cdot 10^{-2}$	$2,94 \cdot 10^{-2}$	$0,028 \cdot 10^{-2}$	$3,45 \cdot 10^{-4}$	$0,471 \cdot 10^{-6}$
С-90-12А	10÷14	70-120	31÷36	0,72÷0,87	До 0,85	$6,25 \cdot 10^{-2}$	$3,40 \cdot 10^{-2}$	$0,032 \cdot 10^{-2}$	$4,09 \cdot 10^{-4}$	$0,575 \cdot 10^{-6}$
С-90-15А	13÷17	70÷120	36÷42	0,70÷0,85	До 0,85	$5,15 \cdot 10^{-2}$	$3,08 \cdot 10^{-2}$	$0,04 \cdot 10^{-2}$	$3,3 \cdot 10^{-4}$	$0,45 \cdot 10^{-6}$
С-90-18А	16÷20	70÷120	41÷46	0,70÷0,80	До 0,85	$4,71 \cdot 10^{-2}$	$3,14 \cdot 10^{-2}$	$0,03 \cdot 10^{-2}$	$2,72 \cdot 10^{-4}$	$0,333 \cdot 10^{-6}$
С-90-22А	20÷24	70÷120	41÷47	0,70÷0,80	До 0,90	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$3,13 \cdot 10^{-2}$	$0,032 \cdot 10^{-2}$	$2,35 \cdot 10^{-4}$	$0,265 \cdot 10^{-6}$
С-90-27А	24-30	70÷120	45÷51	0,65÷0,75	До 0,90	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$3,28 \cdot 10^{-2}$	$0,027 \cdot 10^{-2}$	$2,03 \cdot 10^{-4}$	$0,195 \cdot 10^{-6}$
С-90-33А	30÷36	70÷120	52÷58	0,62÷0,75	До 0,90	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$3,56 \cdot 10^{-2}$	$0,027 \cdot 10^{-2}$	$1,84 \cdot 10^{-4}$	$0,163 \cdot 10^{-6}$
С-90-38А	35÷42	70÷120	56÷68	0,60÷0,73	До 0,90	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$0,03 \cdot 10^{-2}$	$1,75 \cdot 10^{-4}$	$0,141 \cdot 10^{-6}$
С-55-15А	12÷18	45÷75	50÷56	0,72÷0,87	До 0,90	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$3,3 \cdot 10^{-2}$	$0,03 \cdot 10^{-2}$	$4,41 \cdot 10^{-4}$	$0,912 \cdot 10^{-6}$
С-55-20А	17÷23	45÷75	62÷67	0,70÷0,85	До 0,90	$4,15 \cdot 10^{-2}$	$3,5 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$2,15 \cdot 10^{-4}$	$0,275 \cdot 10^{-6}$
С-45-25А	21÷28	35÷65	62÷67	0,60÷0,75	До 0,90	$4,58 \cdot 10^{-2}$	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$3,3 \cdot 10^{-4}$	$0,536 \cdot 10^{-6}$
С-60-30А	27÷34	45÷85	67÷73	0,52÷0,70	До 0,90	$3,46 \cdot 10^{-2}$	$3,3 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$1,49 \cdot 10^{-4}$	$0,154 \cdot 10^{-6}$
С-65-20А	17÷23	45÷85	48÷55	0,60÷0,70	До 0,90	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$3,5 \cdot 10^{-2}$	$0,022 \cdot 10^{-2}$	$2,26 \cdot 10^{-4}$	$0,348 \cdot 10^{-6}$
С-70-25А	22÷28	55÷90	53÷59	0,50÷0,67	До 0,90	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$3,6 \cdot 10^{-2}$	$0,026 \cdot 10^{-2}$	$1,89 \cdot 10^{-4}$	$0,235 \cdot 10^{-6}$
С-90-12Б	10÷14	70÷120	32÷37	0,72÷0,87	0,85÷1,15	$5,66 \cdot 10^{-2}$	$3,1 \cdot 10^{-2}$	$0,028 \cdot 10^{-2}$	$3,31 \cdot 10^{-4}$	$0,420 \cdot 10^{-6}$
С-90-15Б	13÷17	70÷120	35÷41	0,70÷0,85	0,85÷1,15	$5,2 \cdot 10^{-2}$	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$0,03 \cdot 10^{-2}$	$3,21 \cdot 10^{-4}$	$0,413 \cdot 10^{-6}$
С-90-12В	10÷14	70÷120	39÷43	0,58÷0,68	1,4÷1,8	$4,09 \cdot 10^{-2}$	$2,67 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$2,3 \cdot 10^{-4}$	$0,324 \cdot 10^{-6}$

Окончание табл.6

Обозначение	$\alpha_1, \beta_2,$ град.	$\alpha_0, \beta_1,$ град.	$\alpha_y, \beta_y,$ град.	\bar{t}	M_{1t}, M_{2t}	$e_m, м$	$B_m, м$	$r_m, м$	$f, м^2$	$W_{лит}, м^3$
С-90-15В	13÷17	70÷120	38÷42	0,55÷0,65	1,4÷1,7	$4,2 \cdot 10^{-2}$	$2,6 \cdot 10^{-2}$	$0,025 \cdot 10^{-2}$	$2,0 \cdot 10^{-4}$	$0,238 \cdot 10^{-6}$
Р-23-14А	12÷16	20÷30	77÷82	0,60÷0,75	До 0,95	$2,59 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$2,44 \cdot 10^{-4}$	$0,39 \cdot 10^{-6}$
Р-26-17А	15÷19	23÷35	75÷81	0,60÷0,70	До 0,95	$2,57 \cdot 10^{-2}$	$2,07 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$2,07 \cdot 10^{-4}$	$0,225 \cdot 10^{-6}$
Р-30-21А	19÷24	25÷40	77÷83	0,58÷0,68	До 0,90	$2,56 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$1,85 \cdot 10^{-4}$	$0,234 \cdot 10^{-6}$
Р-35-25А	22÷28	30÷50	76÷82	0,55÷0,65	До 0,85	$2,54 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$1,62 \cdot 10^{-4}$	$0,168 \cdot 10^{-6}$
Р-46-29А	25÷32	44÷60	75÷81	0,45÷0,58	До 0,85	$2,56 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,015 \cdot 10^{-2}$	$1,22 \cdot 10^{-4}$	$0,112 \cdot 10^{-6}$
Р-50-33А	30÷36	47÷65	75÷81	0,43÷0,55	До 0,85	$2,56 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,017 \cdot 10^{-2}$	$1,02 \cdot 10^{-4}$	$0,079 \cdot 10^{-6}$
Р-60-38А	35÷42	55÷75	72÷78	0,41÷0,51	До 0,85	$2,61 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$0,76 \cdot 10^{-4}$	$0,035 \cdot 10^{-6}$
Р-23-14Ак	12÷16	20÷30	75÷81	0,60÷0,75	До 0,95	$2,59 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$2,35 \cdot 10^{-4}$	$0,331 \cdot 10^{-6}$
Р-26-17Ак	15÷19	23÷45	75÷81	0,60÷0,70	До 0,95	$2,57 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$1,81 \cdot 10^{-4}$	$0,165 \cdot 10^{-6}$
Р-27-17Б	15÷19	23÷45	75÷81	0,57÷0,65	0,8÷1,15	$2,54 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$2,06 \cdot 10^{-4}$	$0,296 \cdot 10^{-6}$
Р27-17-Вк	15÷19	23÷45	75÷81	0,57÷0,68	0,85÷1,15	$2,54 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$1,79 \cdot 10^{-4}$	$0,216 \cdot 10^{-6}$
Р-30-21Б	19÷24	25÷40	81÷85	0,55÷0,65	0,85÷1,1	$2,01 \cdot 10^{-2}$	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$0,016 \cdot 10^{-2}$	$1,11 \cdot 10^{-4}$	$0,101 \cdot 10^{-6}$
Р-35-25Б	22÷28	30÷50	82÷87	0,55÷0,65	0,85÷1,1	$2,52 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$0,02 \cdot 10^{-2}$	$1,51 \cdot 10^{-4}$	$0,159 \cdot 10^{-6}$
Р-21-18В	16÷20	19÷24	86÷89	0,60÷0,70	1,3÷1,6	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$0,016 \cdot 10^{-2}$	$1,16 \cdot 10^{-4}$	$0,142 \cdot 10^{-6}$
Р-25-22В	20÷24	23÷27	87÷90	0,54÷0,67	1,35÷1,6	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$0,016 \cdot 10^{-2}$	$0,99 \cdot 10^{-4}$	$0,100 \cdot 10^{-6}$

Таблица 7. Определение коэффициента скорости $\psi(\psi_n)$

Угол поворота потока в решетке, $\Delta\beta(\Delta\alpha')$	Отношение среднего диаметра к высоте лопатки, λ	Формула $\psi(\psi_n), \Delta\beta(\Delta\alpha'), \bar{e}_2(\bar{e}'_1)$
$\Delta\beta \leq 90^\circ$	$\lambda > 10$	$\psi = 0,9657 - 0,0031 \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta \leq 90^\circ$	$\lambda < 10$	$\psi = 0,9608 - 0,0045 \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 105^\circ \div 91^\circ$	$\lambda > 10$	$\psi = 0,96 + 0,38 \cdot 10^{-3}(105 - \Delta\beta) - (7,3 \cdot 10^{-3} - 0,28 \cdot 10^{-3} \cdot (105 - \Delta\beta)) \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 105^\circ \div 91^\circ$	$\lambda < 10$	$\psi = 0,9562 + 0,2534 \cdot 10^{-3}(105 - \Delta\beta) - (9,975 \cdot 10^{-3} - 0,3734 \cdot 10^{-3} \cdot (105 - \Delta\beta)) \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 130^\circ \div 106^\circ$	$\lambda > 10$	$\psi = 0,955 + 0,2 \cdot 10^{-3}(130 - \Delta\beta) - (0,011 - 0,148 \cdot 10^{-3} \cdot (130 - \Delta\beta)) \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 130^\circ \div 106^\circ$	$\lambda < 10$	$\psi = 0,9455 + 0,428 \cdot 10^{-3}(130 - \Delta\beta) - (0,0128 - 0,114 \cdot 10^{-3} \cdot (130 - \Delta\beta)) \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 145^\circ \div 131^\circ$	$\lambda > 10$	$\psi = 0,9505 + 0,3 \cdot 10^{-3}(145 - \Delta\beta) - (0,015375 - 2,9175 \cdot 10^{-4} \cdot (145 - \Delta\beta)) \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 145^\circ \div 131^\circ$	$\lambda < 10$	$\psi = 0,9387 + 4,5333 \cdot 10^{-4}(145 - \Delta\beta) - (0,0183 - 3,65 \cdot 10^{-4} \cdot (145 - \Delta\beta)) \cdot \bar{e}_2$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Курсовая работа должна включать расчетно-пояснительную записку и графическую часть.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

1. Описание принятой конструкции турбины, её назначение, обоснование выбора основных узлов турбины, типы регулирующей и нерегулируемых ступеней.
2. Исходные данные для теплового расчета паровой многоступенчатой противодавленческой турбины.
3. Алгоритм и результаты предварительного теплового расчета паровой турбины.

4. Алгоритм и результаты детального теплового расчета регулирующей ступени.
5. Алгоритм и результаты детального теплового расчета нерегулируемых ступеней.
6. Расчет характеристик паровой многоступенчатой противодавленческой турбины.
7. Выводы по результатам курсовой работы.
8. Графические изображения в масштабе: предварительного процесса расширения пара в турбине, процессов расширения пара в регулирующей ступени, в нерегулируемых ступенях, входных и выходных треугольников скоростей регулирующей и нерегулируемых ступеней.
9. Изображения проточной части двухвенечной регулирующей ступени, геометрических характеристик одновенечной нерегулируемой ступени.
10. Объем расчетно-пояснительной записки вместе с таблицами, рисунками и графиками составляет 30-40 листов печатного текста.

Графическая часть включает два чертежа, выполненные на одном листе формат А-1 карандашом или с использованием компьютерных технологий:

1. Продольный разрез турбины в масштабе 1:5, где показываются основные конструктивные узлы турбины (сопловые, рабочие лопатки турбинных ступеней, рабочие диски, диафрагмы, корпус, опорные и упорный подшипники, концевые и диафрагменные уплотнения, регулирующий клапан, валы турбины и электрогенератора с соединительной муфтой и др.). Чертеж должен быть без излишней детализации, на нем приводятся основные размеры турбины.
2. Проточные части регулирующей и нерегулируемых ступеней изображаются в масштабе 1:1 или 1:2, вычерчиваются подробно, с нанесением всех их размеров, изображаются в правом верхнем углу листа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нагнетатели и тепловые двигатели (раздел «Тепловые двигатели»): методические указания к курсовому проекту для студентов вечернего и заочного обучения/ сост. Н.И.Никольский, П.В.Луканин/ ЛТИ ЦБП.- Л.,1990.-50 с.
2. Источники и системы теплоснабжения предприятий: учебник под ред. В.М. Лебедева; М.: Изд-во УМЦ ЖДТ (Маршрут), 2013. - 384 с.
3. Проектирование одноцилиндровой конденсационной турбины [Электронный ресурс]: учебное пособие/ П.А.Щинников - Электрон. текстовые данные. -Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2013.— 83 с.
4. Тепловые двигатели для целлюлозно-бумажной промышленности (Теория и конструкция паровых турбин) - учебное пособие/ сост. П.В.Луканин, Т.Ю.Короткова /СПбГТУРП. СПб., 2010. – 197 с.
5. Расчет промежуточной ступени многоступенчатой паровой турбины: методические указания к расчетной работе №2 по дисциплине: «Тепловые двигатели и нагнетатели»/ сост. П.Н. Коновалов, Е.А. Логинова/ СПбГТУРП.- СПб., 2009.- 26 с.
6. Каталог энергетического оборудования -2010. Турбины и Дизели/ М.: «Копировальный центр «Галеон», 2010.- 420 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Предварительный расчет паровой турбины.....	5
2. Детальный тепловой расчет проточной части многоступенчатой паровой турбины.....	13
2.1. Расчет двухвенечной регулирующей ступени.....	13
2.2. Расчет нерегулируемых ступеней.....	47
2.3. Расчет характеристик многоступенчатой противодавленческой турбины.....	60
Заключение.....	65
Библиографический список.....	67