

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ**

Кафедра теплосиловых установок и тепловых двигателей

**РАСЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СТУПЕНИ
МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОВОЙ
ТУРБИНЫ**

**Методические указания
к расчетной работе № 2
по дисциплине: «Тепловые двигатели и нагнетатели»**

**Санкт-Петербург
2009**

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Тепловой расчет промежуточной ступени многоступенчатой паровой турбины базируется на знаниях, полученных студентами при изучении теории турбинных ступеней в рамках дисциплины «Тепловые двигатели и нагнетатели». 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 и программой САТТ2.

Целью теплового расчета турбинной ступени является получение ее кинематических и геометрических характеристик, относительных КПД и внутренней мощности.

Тепловой расчет ступени производится по-венечно методом последовательных приближений. Исходные данные и алгоритм расчета отражены в табл. 1,2.

В связи с тем, что ступень является промежуточной в турбине, работающей на перегретом паре, то в ней будут отсутствовать некоторые внутренние потери, например, потери от парциального впуска пара (степень парциальности $e=1$), потери от влажности пара; абсолютная скорость потока пара на выходе из предыдущей ступени C_{2n} будет равна абсолютной скорости на входе в рассматриваемую ступень C_0 .

В процессе расчета возникает необходимость обоснованного принятия некоторых величин. На основе данных тепловых расчетов проточных частей паровых турбин, справочников, учебников [1] и научно-технической литературы [2] по турбинам принимаются:

- коэффициент скорости в сопловом аппарате $\varphi = 0,95 \div 0,98$;
- коэффициент расхода в сопловом аппарате $\mu_1 = 0,96 \div 0,98$;
- коэффициент расхода в рабочей решетке $\mu_2 = 0,90 \div 0,97$;
- показатель изоэнтропы перегретого пара $k = 1,3$;

- хорда профиля сопловой лопатки активной ступени $e_1 = 40 \div 80 \text{ мм}$;
реактивной ступени $e_1 = 20 \div 60 \text{ мм}$;
- хорда профиля рабочей лопатки $e_2 = 20 \div 60 \text{ мм}$;
- 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 $\Delta l = l_2 - l_1 = 3 \div 4 \text{ мм}$;
- допустимое изгибающее напряжение $\bar{\sigma} = 30 \div 80 \text{ МПа}$;
- относительное расстояние между диском и диафрагмой $\delta_s = \frac{s}{r} = 0,05$,
 s - расстояние между диском и диафрагмой, r - средний радиус ступени.

Профили сопловых и рабочих лопаток выбираются из табл. 3. В турбиностроении используются профили, аэродинамически отработанные 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 околосубзвуковых 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. 3 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. 3 выбирается в зависимости от чисел Маха M_{1r}, M_{2r} , углов входа потока пара в решетку α_0, β_1 и углов выхода α_{1g}, β_2 .

АЛГОРИТМ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СТУПЕНИ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ

Таблица 1. Исходные данные

Наименование величины	Обозначение	Размерность
Расход пара через ступень	G	$\text{кг}/\text{с}$
Начальная температура пара	t_0	$^{\circ}\text{C}$
Абсолютная скорость потока пара на выходе из предыдущей ступени	C_{2n}	$\text{м}/\text{с}$
Эффективный угол выхода потока пара из каналов соплового аппарата	α_{1g}	град.
Степень парциальности	e	-
Начальное давление пара	P_0	МПа
Давление пара за ступенью	P_{κ}	МПа
Степень реактивности	ρ	-

Таблица 2. Алгоритм расчета

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность
Энтальпия пара на входе в сопловый аппарат, h_0	Определяется по P_0, t_0	кДж/кг
Энтальпия пара в конце изоэнтропного процесса расширения в ступени, h_{2t}	Определяется по P_k и энтропии s_0	кДж/кг
Энтальпия пара на входе в сопловый аппарат по заторможенным параметрам, h_0^*	$h_0 + \frac{C_{2n}^2}{2000}$	кДж/кг
Располагаемый теплоперепад в ступени, h_{0T}	$h_0 - h_{2t}$	кДж/кг
Полный располагаемый теплоперепад в ступени, h_{0T}^*	$h_0^* - h_{2t}$	кДж/кг
Фиктивная скорость потока пара в ступени, C_ϕ	$\sqrt{2000 \cdot h_{0T}^*}$	м/с
Оптимальное отношение скоростей, $x_{\phi opt}$	$\frac{\phi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}}$	-
Окружная скорость, U	$C_\phi \cdot x_{\phi opt}$	м/с
Частота вращения ротора, n	3000	об/мин
Средний диаметр ступени, d	$\frac{U \cdot 60}{\pi \cdot n}$	м
Теоретическая абсолютная скорость пара на выходе из соплового аппарата, C_{1t}	$C_\phi \cdot \sqrt{1 - \rho}$	м/с
Полный располагаемый теплоперепад в сопловом аппарате, h_{0c}^*	$\rho \cdot h_{0T}^*$	кДж/кг
Энтальпия пара за сопловым аппаратом, h_{1t}	$h_0^* - h_{0c}^*$	кДж/кг
Давление пара за сопловым аппаратом, P_1	Определяются в точке 1 _t (рис.1) по s_0, h_{1t} с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	МПа
Удельный объем пара за сопловым аппаратом, v_{1t}		м ³ /кг
Температура пара за сопловым аппаратом, t_{1t}		°С
Коэффициент расхода в сопловом аппарате, μ_1	Принимается	-

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность
Выходная площадь межлопаточных каналов соплового аппарата, F_1	$G \cdot v_{1r} / \mu_1 \cdot C_{1r}$	м^2
Длина сопловой лопатки, l_1	$\frac{F_1}{\pi \cdot d \cdot e \cdot \sin \alpha_{1\beta}}$	м
Число Маха, M_{1r}	$\frac{C_{1r}}{\sqrt{k \cdot P_1 \cdot v_{1r}}}$	-
Профиль лопатки соплового аппарата	Выбирается из табл. 3 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 установки профиля α_y , относительный шаг решетки \bar{t}_1	-
Хорда профиля сопловой лопатки, e_1	Принимается	м (мм)
Ширина сопловой решетки, B_1	$\frac{e_1}{e_{1m}} \cdot B_{1m}$	м (мм)
Число сопловых лопаток, z_c	$\frac{\pi \cdot d}{e_1 \cdot \bar{t}_1}$	-
Толщина выходной кромки профиля сопловой лопатки, $\delta_{1кр}$	$\frac{e_1}{e_{1m}} \cdot 2 \cdot r_{1m}$	м (мм)
Относительная толщина выходной кромки профиля сопловой лопатки, $\bar{\delta}_{1кр}$	$\frac{\delta_{1кр}}{e_1 \cdot \bar{t}_1 \cdot \sin \alpha_{1\beta}}$	-
Относительная длина сопловой лопатки, \bar{l}_1	$\frac{l_1}{e_1}$	-
Относительная хорда сопловой лопатки, \bar{e}_1	$\frac{e_1}{l_1} = \frac{1}{\bar{l}_1}$	-
Уточненный коэффициент расхода в сопловом аппарате, μ_{10}	$0,9843 - 0,0057 \cdot \bar{e}_1$	-

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность
Уточненная выходная площадь межлопаточных каналов соплового аппарата, F_{10}	$G \cdot v_{1r} / (\mu_{10} \cdot C_{1r})$	м^2
Уточненная длина сопловой лопатки, l_{10}	$\frac{F_{10}}{\pi \cdot d \cdot e \cdot \sin \alpha_{1s}}$	м
Коэффициент динамической вязкости пара, μ_{1n}	Определяется по графику (рис.3)	$\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$
Число Рейнольдса, R_{e1}	$C_{1r} \cdot e_1 / (\mu_{1n} \cdot v_{1r})$	-
Отношение среднего диаметра к высоте лопатки, λ_1	d / l_1	-
Уточненный коэффициент скорости в сопловом аппарате, φ_0	Для $\alpha_{1s} = 9^\circ \div 11^\circ$: $\lambda_1 > 10 \quad \varphi_0 = 0,973 - 0,0111 \cdot \bar{e}_1$; $\lambda_1 < 10 \quad \varphi_0 = 0,97 - 0,01542 \cdot \bar{e}_1$; для $\alpha_{1s} = 12^\circ \div 20^\circ$: $\lambda_1 > 10 \quad \varphi_0 = 0,98 - 8,74 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{e}_1$; $\lambda_1 < 10 \quad \varphi_0 = 0,9773 - 1,196 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{e}_1$	- - - -
Абсолютная скорость пара на выходе из соплового аппарата, C_1	$C_{1r} \cdot \varphi_0$	$\text{м}/\text{с}$
Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку, W_1	$C_1 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{U}{C_1}\right)^2} - 2 \cdot \frac{U}{C_1} \cdot \cos \alpha_{1s}$	$\text{м}/\text{с}$
Тангенс угла входа пара в рабочую решетку, $\text{tg} \beta_1$	$\frac{\sin \alpha_{1s}}{\cos \alpha_{1s} - U/C_1}$	-
Угол входа пара в рабочую решетку, β_1	$\text{arctg} \beta_1$	град.
Коэффициент потерь энергии в сопловом аппарате, ζ_1	$1 - \varphi_0^2$	-
Потери энергии в сопловом аппарате, Δh_c	$h_{0c}^* \cdot \zeta_1$	$\text{кДж}/\text{кг}$
Энтальпия пара за сопловым аппаратом, h_1	$h_{1r} + \Delta h_c$	$\text{кДж}/\text{кг}$
Располагаемый теплоперепад в рабочей решетке, h_{0p}	$\rho \cdot h_{0r}^*$	$\text{кДж}/\text{кг}$
Энтальпия пара за рабочей решеткой, h_{2r}	$h_1 - h_{0p}$	$\text{кДж}/\text{кг}$

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность
Удельный объем пара за сопловым аппаратом, v_1	Определяются в точке 1 (рис.1) по P_1, h_1 с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	$\text{м}^3/\text{кг}$
Температура пара за сопловым аппаратом, t_1		$^{\circ}\text{C}$
Энтропия пара за сопловым аппаратом, s_1		$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$
Давление пара за рабочей решеткой, P_2	Определяются в точке 2 _t (рис.1) по s_1, h_{2t} с использованием h, s диаграммы или программы САТТ2	МПа
Удельный объем пара за рабочей решеткой, v_{2t}		$\text{м}^3/\text{кг}$
Температура пара за рабочей решеткой, t_{2t}		$^{\circ}\text{C}$
Теоретическая относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки, W_{2t}	$\sqrt{2 \cdot h_{0p} + W_1^2}$	м/с
Число Маха, M_{2t}	$\frac{W_{2t}}{\sqrt{k \cdot P_2 \cdot v_{2t}}}$	-
Коэффициент расхода в рабочей решетке, μ_2	Принимается	-
Выходная площадь межлопаточных каналов рабочей решетки, F_2	$\frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot W_{2t}}$	м^2
Перекрыша, Δl	Принимается	м (мм)
Длина рабочей лопатки, l_2	$l_1 + \Delta l$	м (мм)
Синус угла выхода потока пара из рабочей решетки, $\sin \beta_2$	$\frac{F_2}{\pi \cdot d \cdot l_2}$	-
Угол выхода потока пара из рабочей решетки, β_2	$\arcsin \beta_2$	град.
Хорда профиля сопловой лопатки, e_2	Принимается, в дальнейшем проверяется по числу Рейнольдса R_{e2} и величине изгибающего напряжения σ	м (мм)

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность
Профиль лопатки рабочей решетки	Выбирается из табл. 3 по M_{2t}, β_1, β_2 ; определяются: табличные хорда e_{2m} , ширина решетки B_{2m} , радиус закругления выходной кромки профиля r_{2m} , момент сопротивления профиля $W_{мин.м}$, угол установки профиля β_y , относительный шаг решетки \bar{l}_2	-
Ширина рабочей решетки, B_2	$\frac{e_2}{e_{2m}} \cdot B_{2m}$	м (мм)
Число рабочих лопаток, z_p	$\frac{\pi \cdot d}{e_2 \cdot \bar{l}_2}$	-
Толщина выходной кромки профиля сопловой лопатки, $\delta_{2кр}$	$\frac{e_2}{e_{2m}} \cdot 2 \cdot r_{2m}$	м (мм)
Относительная толщина выходной кромки профиля рабочей лопатки, $\bar{\delta}_{2кр}$	$\frac{\delta_{2кр}}{e_2 \cdot \bar{l}_2 \cdot \sin \beta_2}$	-
Относительная длина рабочей лопатки, \bar{l}_2	$\frac{l_2}{e_2}$	-
Относительная хорда рабочей лопатки, \bar{e}_2	$\frac{e_2}{l_2} = \frac{1}{\bar{l}_2}$	-
Угол поворота потока в рабочей решетке, $\Delta\beta$	$180 - \beta_1 - \beta_2$	град.
Уточненный коэффициент расхода в рабочей решетке, μ_{20}	Для $\Delta\beta \leq 105$: $0,9725 - 0,0145 \cdot \bar{e}_2$; для $\Delta\beta = 130^0 \div 106^0$: $0,9637 + 0,352 \cdot 10^{-3} \cdot (130 - \Delta\beta) - 0,0154 \cdot \bar{e}_2$; для $\Delta\beta = 145^0 \div 131^0$: $0,9557 + 0,533 \cdot 10^{-3} \cdot (145 - \Delta\beta) - 0,0164 \cdot \bar{e}_2$	-
Уточненная выходная площадь межлопаточных каналов рабочей решетки, F_{20}	$\frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_{20} \cdot W_{2t}}$	м ²

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность
Уточненный синус угла выхода потока пара из рабочей решетки, $\sin \beta_{20}$	$\frac{F_{20}}{\pi \cdot d \cdot l_2}$	-
Уточненный угол выхода потока пара из рабочей решетки, β_{20}	$\arcsin \beta_{20}$	град.
Коэффициент динамической вязкости пара, μ_{2n}	Определяется по графику (рис.3)	кг/(м·с)
Число Рейнольдса, R_{e2}	$\frac{W_{2t} \cdot \sigma_2}{\mu_{2n} \cdot v_{2t}}$	-
Отношение среднего диаметра к высоте лопатки, λ_2	$\frac{d}{l_2}$	-
Коэффициент скорости в рабочей решетке, ψ	Определяется по формулам (табл. 4)	-
Относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки, W_2	$\psi \cdot W_{2t}$	м/с
Коэффициент потерь энергии в рабочей решетке, ζ_2	$1 - \psi^2$	-
Потери энергии в рабочей решетке, Δh_p	$\zeta_2 \cdot \frac{W_{2t}^2}{2000}$	кДж/кг
Абсолютная скорость пара за ступенью, C_2	$U \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{W_2}{U}\right)^2} - 2 \cdot \left(\frac{W_2}{U}\right) \cdot \cos \beta_2$	м/с
Тангенс угла направления абсолютной скорости за ступенью, $tg \alpha_2$	$\frac{\sin \beta_2}{\left(\cos \beta_2 - \frac{U}{W_2}\right)}$	-
Угол направления абсолютной скорости за ступенью, α_2	$\arctg \alpha_2$	град.
Окружное усилие, действующее на рабочие лопатки, R_u	$G \cdot W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2$	Н
Кольцевая площадь рабочих лопаток, $F_{2к}$	$\pi \cdot d \cdot l_2$	м ²
Осевое усилие, действующее на рабочие лопатки, R_a	$G \cdot W_1 \cdot \sin \beta_1 - W_2 \cdot \sin \beta_2 + F_{2к} \cdot P_1 - P_2$	Н
Равнодействующая от окружного и осевого усилий, R	$\sqrt{R_u^2 + R_a^2}$	Н
Момент сопротивления профиля рабочей лопатки, $W_{мин}$	$\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{2m}}\right)^3 \cdot W_{мин.т}$	м ³

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность
Изгибающее напряжение в рабочей лопатке, σ	$\frac{R \cdot l_2}{2 \cdot z_p \cdot e \cdot W_{мин}} \cdot 10^{-6}$ при $\sigma > \sigma_{изм}$ изменяется хорда e_2 , значения σ и R_{e2} заново определяются	МПа
Потери энергии с выходной скоростью, Δh_6	$\frac{C_2^2}{2000}$	кДж/кг
Относительный лопаточный КПД, $\eta_{ол}$	$1 - \frac{\Delta h_c + \Delta h_p + \Delta h_6}{h_{0T}^*}$	-
Относительный лопаточный КПД, выраженный через скорости, $\eta'_{ол}$	$\frac{U \cdot W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2}{h_{0T}^* \cdot 10^3}$	-
Величина $\Delta \eta_{ол}$	$\frac{ \eta_{ол} - \eta'_{ол} }{\eta_{ол}} \cdot 100$, если $\Delta \eta_{ол} > 1\%$, то ошибка в расчетах	%
Число Рейнольдса, Re_u	$\frac{U \cdot d}{2 \cdot \mu_{1n} \cdot v_1}$	-
Коэффициент трения диска, $\kappa_{mд}$	Определяется по графику (рис.4)	-
Относительные потери энергии на трение диска, $\zeta_{mд}$	$\kappa_{mд} \cdot \frac{d^2}{F_1} \cdot x_{фонт}^3$	-
Относительный внутренний КПД, выраженный через потери, η_{oi}	$\eta_{ол} - \zeta_{mд}$	-
Потери энергии на трение диска, $\Delta h_{mд}$	$\zeta_{mд} \cdot h_{0T}^*$	кДж/кг
Энтальпия пара за рабочей решеткой (в конце действительного процесса расширения, точка 2, рис. 1), h_2	$h_{2t} + \Delta h_p$	кДж/кг
Энтальпия пара за рабочей решеткой, определяющая внутренний теплоперепад (точка 2', рис. 1), h'_2	$h_2 + \Delta h_6 + \Delta h_{mд}$	кДж/кг
Внутренний теплоперепад, h_i	$h_0^* - h'_2$	кДж/кг

Наименование величины, обозначение	Способ определения	Размерность
Относительный внутренний КПД, η'_{oi}	$\frac{h_i}{h_{от}^*}$	-
Величина $\Delta\eta_{oi}$	$\frac{ \eta_{oi} - \eta'_{oi} }{\eta_{oi}} \cdot 100$, если $\Delta\eta_{oi} > 1\%$, то ошибка в расчетах	%
Внутренняя мощность, N_i	$G \cdot h_i$	кВт

По полученным величинам в тепловом расчете промежуточной одновенечной турбинной ступени строятся процессы расширения пара в указанной ступени в h, s – диаграмме для водяного пара (рис. 1) и треугольники скоростей (рис. 2). 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 длины отрезка прямой, характеризующей располагаемый теплоперепад в рабочей решетке, 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} должны быть параллельны и равны друг другу и линии окружного направления, несоблюдение этого условия означает, что в расчетах допущена ошибка. Входной угол β_1 должен быть больше выходного угла β_2 , при степени реактивности $\rho = 0,04 \div 0,1$, т.е. близкой к нулю, эти углы приблизительно равны.

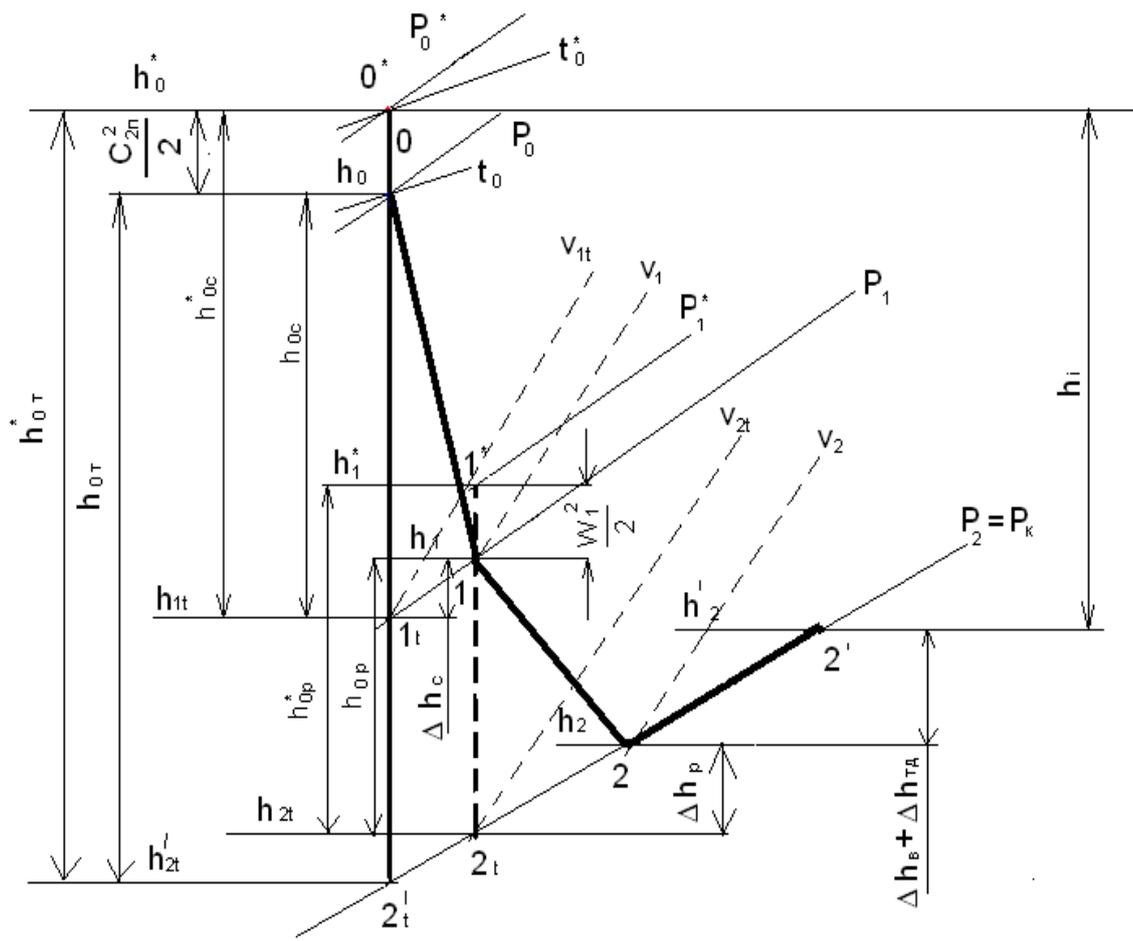


Рис.1. Процессы расширения пара в промежуточной одновенечной турбинной ступени многоступенчатой турбины в h, s - диаграмме

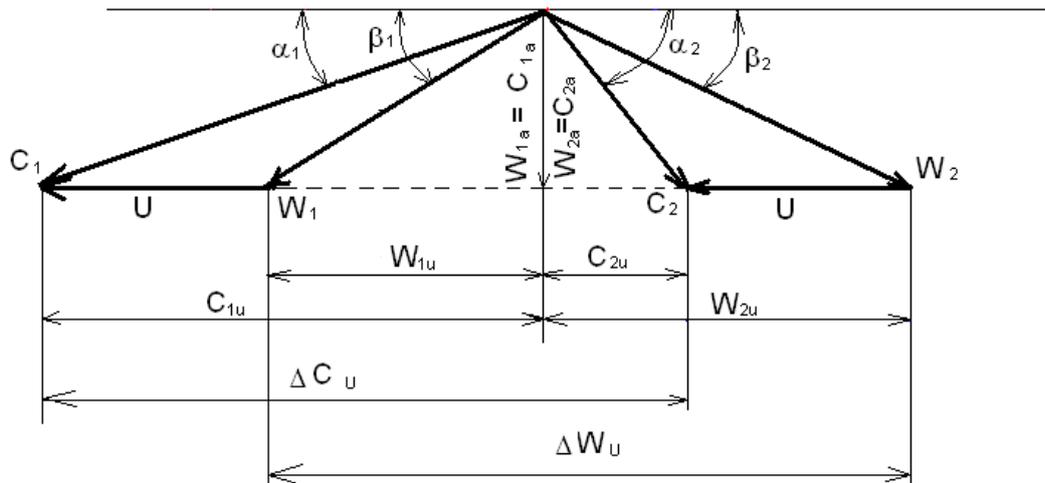


Рис.2. Входной и выходной треугольники скоростей ступени

Тепловой расчет турбинной ступени производится при условии, что отношение скоростей $x_\phi = U/C_\phi$ является оптимальным, поэтому угол выхода потока пара из ступени в абсолютном движении α_2 по значению должен быть близок к 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 $x_{\phi_{opt}}$.

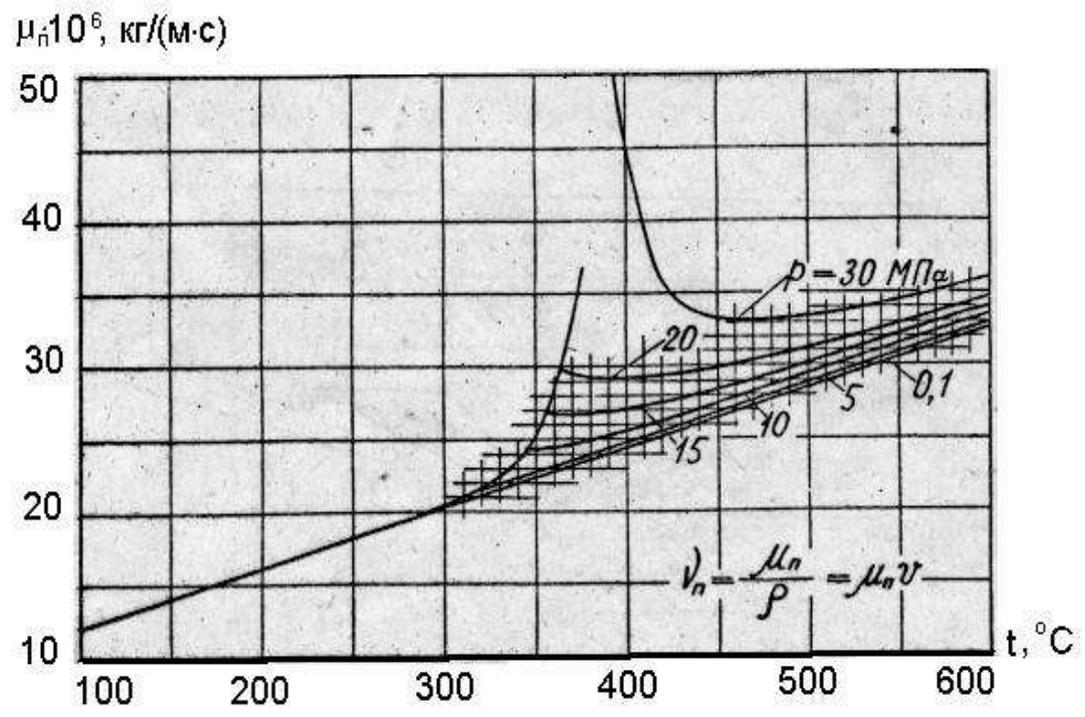


Рис. 3. Изменение коэффициента динамической вязкости пара μ_n от температуры и давления

Таблица 3. 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}	e_m, m	B_m, m	r_m, m	f, m^2	$W_{минт}, m^3$
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.3

Обозначение	$\alpha_1, \beta_2,$ град.	$\alpha_0, \beta_1,$ град.	$\alpha_y, \beta_y,$ град.	\bar{t}	M_{1t}, M_{2t}	e_m, M	B_m, M	r_m, M	f, M^2	$W_{минт}, M^3$
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 4. Определение коэффициента скорости ψ

Угол поворота потока в рабочей решетке, $\Delta\beta$	Отношение среднего диаметра к высоте лопатки, λ_2	Формула
$\Delta\beta \leq 90^\circ$	$\lambda_2 > 10$	$\psi = 0,9657 - 0,0031 \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta \leq 90^\circ$	$\lambda_2 < 10$	$\psi = 0,9608 - 0,0045 \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 105^\circ \div 91^\circ$	$\lambda_2 > 10$	$\psi = 0,96 + 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot (105 - \Delta\beta) - 0,3 \cdot 10^{-3} - 0,28 \cdot 10^{-3} \cdot (105 - \Delta\beta) \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 105^\circ \div 91^\circ$	$\lambda_2 < 10$	$\psi = 0,9562 + 0,2534 \cdot 10^{-3} \cdot (105 - \Delta\beta) - 0,975 \cdot 10^{-3} - 0,3734 \cdot 10^{-3} \cdot (105 - \Delta\beta) \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 130^\circ \div 106^\circ$	$\lambda_2 > 10$	$\psi = 0,955 + 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot (130 - \Delta\beta) - 0,011 - 0,148 \cdot 10^{-3} \cdot (130 - \Delta\beta) \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 130^\circ \div 106^\circ$	$\lambda_2 < 10$	$\psi = 0,9455 + 0,428 \cdot 10^{-3} \cdot (130 - \Delta\beta) - 0,0128 - 0,114 \cdot 10^{-3} \cdot (130 - \Delta\beta) \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 145^\circ \div 131^\circ$	$\lambda_2 > 10$	$\psi = 0,9505 + 0,3 \cdot 10^{-3} \cdot (145 - \Delta\beta) - 0,015375 - 2,9175 \cdot 10^{-4} \cdot (145 - \Delta\beta) \cdot \bar{e}_2$
$\Delta\beta = 145^\circ \div 131^\circ$	$\lambda_2 < 10$	$\psi = 0,9387 + 4,5333 \cdot 10^{-4} \cdot (145 - \Delta\beta) - 0,0183 - 3,65 \cdot 10^{-4} \cdot (145 - \Delta\beta) \cdot \bar{e}_2$

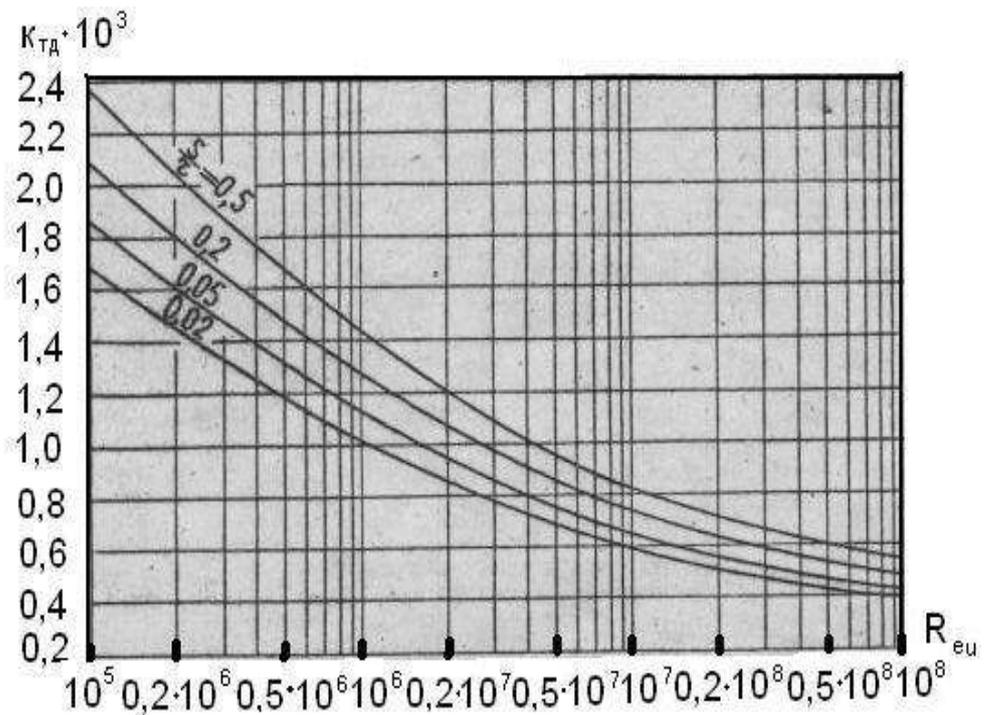


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения k_{TD} от числа Рейнольдса R_{eu} и относительного зазора s/r

Библиографический список

1. Трубилов М.А., Арсеньев Г.В., Фролов В.В. и др. Паровые и газовые турбины: учебник.- М.: Энергоатомиздат, 1985.- 352 с.
2. Луканин П.В., Короткова Т.Ю. Тепловые двигатели для целлюлозно-бумажной промышленности (Теория и конструкция паровых турбин): учеб. пособие / СПбГТУ РП. СПб., 2008.- 197 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие положения.....	3
2. Алгоритм теплового расчета промежуточной ступени многоступенчатой турбины.....	5
3. Библиографический список.....	20