

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Южно-Российский государственный политехнический
университет (НПИ) имени М.И. Платова

И.В. Янченко, С.В. Скубиенко

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

**Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям студентов**

Новочеркасск
ЮРГПУ (НПИ)
2025

УДК 621.181(076.5)

Рецензент – кандидат технических наук, доцент **А.В. Нуждин**

Янченко И.В., Скубиенко С.В.

Расчет на прочность деталей паровых турбин: учебно-методическое пособие к практическим занятиям студентов / И.В. Янченко, С.В. Скубиенко; Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова. Новочеркасск: ЮРГПУ(НПИ), 2025. – 23 с.

В пособии изложен краткий теоретический материал необходимый для расчета на прочность основных деталей проточных частей паровых турбин, применяемых на электростанциях.

Представленный в пособии теоретический материал формирует у студентов навыки инженерных расчетов и позволяет им обобщить полученные ранее знания в рамках изучения предшествующих курсов технических дисциплин.

Пособие рекомендуется к использованию студентами, обучающимися по направлению 13.03.01 и 13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника, всех форм обучения при выполнении практических заданий, курсового и дипломного проектирования.

УДК 621.181(076.5)

© Южно-Российский государственный
политехнический университет (НПИ)
имени М.И. Платова, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

Практическое занятие № 1	
РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДИАФРАГМЫ ТУРБИНЫ	4
Практическое занятие № 2	
РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛА ТУРБИНЫ.....	6
Практическое занятие № 3	
РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ.....	9
ЧИСЛЕННЫЕ ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН	15
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	22
Приложение. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОФИЛЕЙ	23

Практическое занятие № 1

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДИАФРАГМЫ ТУРБИНЫ

Диафрагмы паровых турбин представляют собой перегородки, закрепленные в корпусе турбины и служащие для установки в них сопловых лопаток. Диафрагмы делают разъемными по горизонтальному диаметру, т.е. состоят они из двух полуколец, и вставляются в пазы верхней и нижней половин цилиндра турбины (рис. 1.1).

При работе турбины на диафрагму действует перепад давлений, который определяется по результатам теплового расчета ступени:

$$\delta P = P_0 - P_1,$$

где P_0 – давление перед соплами ступени, МПа; P_1 – давление за соплами данной ступени, МПа.

При расчете диафрагма рассматривается как сплошное (без сопловых лопаток) полукольцо, нагруженное равномерно распределенной нагрузкой, опирающееся по наружной полуокружности и свободное по всему остальному контуру. В этом случае максимальное напряжение в теле диафрагмы определяется по выражению

$$\sigma = \frac{k_\sigma}{10} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D}{t}\right)^2 \cdot \delta P,$$

где k_σ – коэффициент, определяется по диаграмме (рис. 1.2); D – наружный диаметр диафрагмы, м; t – средняя толщина диафрагмы, м.

Максимальный прогиб диафрагмы под действием перепада давлений:

$$\Delta = k_\Delta \cdot \frac{\delta P}{E} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D}{t}\right)^3 \cdot D,$$

где k_Δ – коэффициент, определяется по диаграмме (рис. 1.2); E – модуль упругости материала диафрагмы, МПа;

Определение максимального прогиба диафрагмы позволяет обоснованно назначить величину осевого зазора в районе уплотнений между диафрагмой и диском. Осевой зазор должен быть на 2 мм больше прогиба диафрагмы [1, 2].

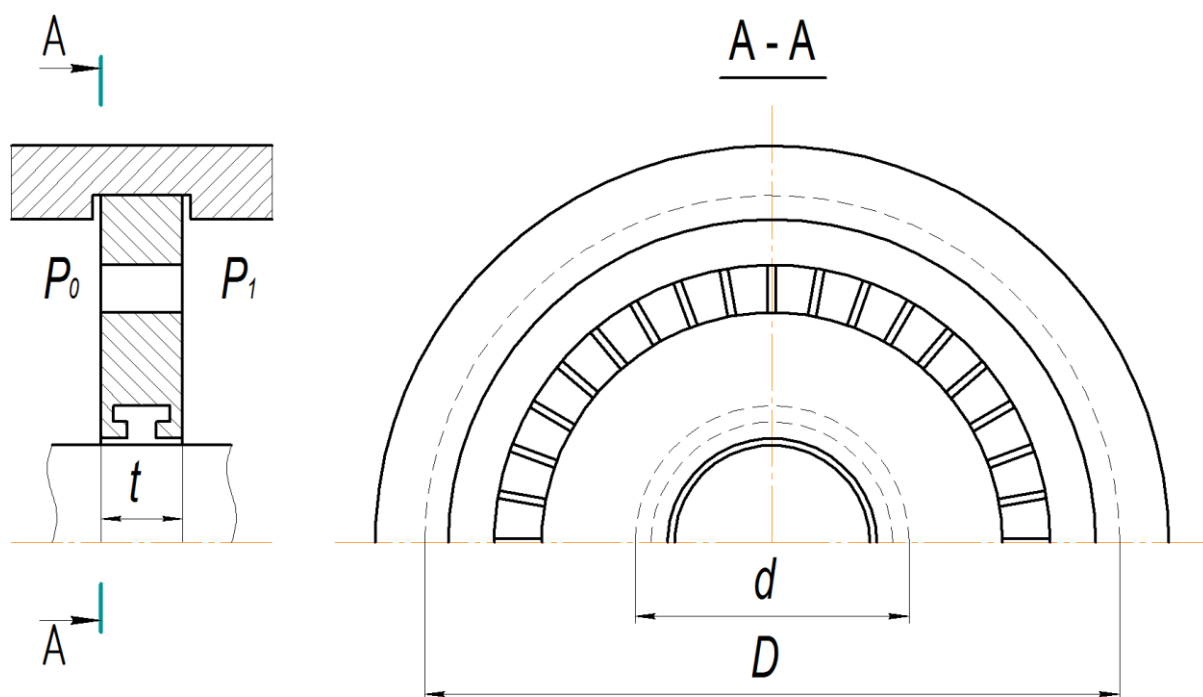


Рис. 1.1. Диафрагма промежуточной ступени паровой турбины

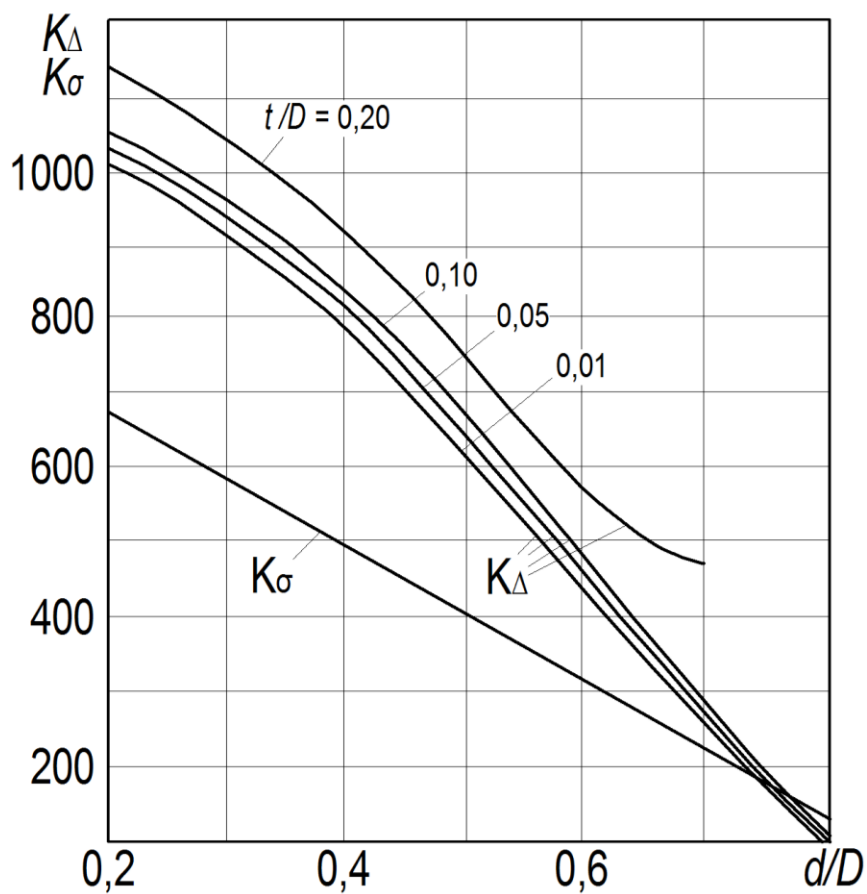


Рис. 1.2. Диаграмма вспомогательных коэффициентов

Практическое занятие № 2

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛА ТУРБИНЫ

Ротор многоступенчатой одноцилиндровой турбины состоит из вала (рис. 2.1) и укрепленных на нём дисков с рабочими лопатками. На вал действуют:

- крутящий момент, соответствующий передаваемой валом мощности;
- изгибающий момент от собственного веса ротора;
- осевое усилие от неуравновешенного давления пара на ротор.

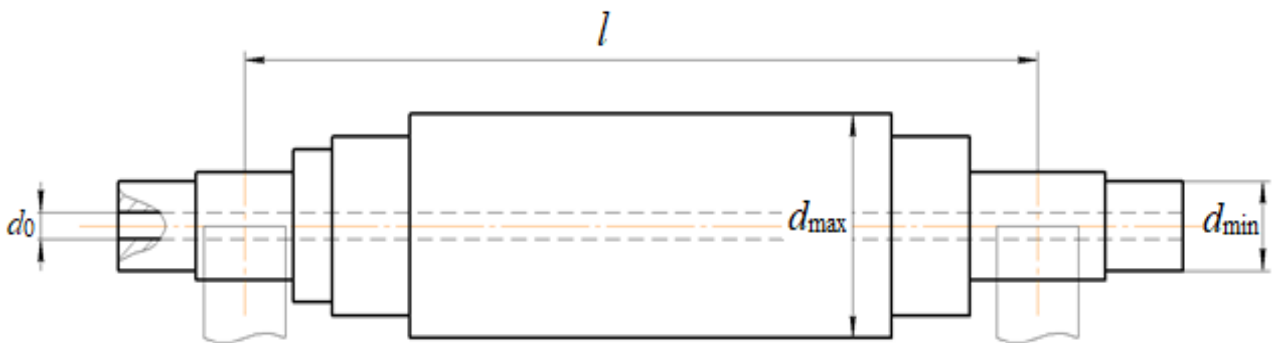


Рис. 2.1. Вал одноцилиндровой турбины

Величина крутящего момента турбины $M_{кр}$ увеличивается по длине вала от первых ступеней к последним и достигает максимального значения ($M_{кр} = M_{кр}^H$) у муфты, соединяющей валы турбины и генератора.

Касательное напряжение от скручивания в произвольном сечении определяется по формуле

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2 \cdot W},$$

где W – момент сопротивления полого вала в данном сечении, м^3 :

$$W = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^4\right)}{32},$$

где d – наружный диаметр вала в данном сечении, м; d_0 – внутренний диаметр вала, м.

Наибольшее касательное напряжение от скручивания τ_{\max} будет в сечении с минимальным диаметром (и минимальным моментом сопротивления W_{\min}) вала между последним диском ротора и муфтой, соединяющей валы турбины и электрического генератора:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр}}^{\text{н}}}{2 \cdot W_{\min}}.$$

В этом же сечении будет наибольшим и крутящий момент $M_{\text{кр}}^{\text{н}}$, соответствующий номинальной электрической мощности турбины:

$$M_{\text{кр}}^{\text{н}} = \frac{0,159 \cdot N_{\text{э}}}{n \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}},$$

где $N_{\text{э}}$ – номинальная электрическая мощность турбины, МВт; n – частота вращения вала, с^{-1} ; $\eta_{\text{м}}$ и $\eta_{\text{г}}$ – механический КПД турбины и КПД электрического генератора соответственно.

Изгибающий момент M от собственного веса ротора в любом сечении вала может быть подсчитан по формулам изгиба балок или найден графическим методом. Нормальное напряжение от изгиба в рассматриваемом сечении вала будет равно

$$\sigma = \frac{M}{W},$$

где W – момент сопротивления поперечного сечения вала в рассматриваемом сечении, м^3 .

Осевым усилием в расчетах вала можно пренебречь. Наибольшее касательное напряжение при совместном действии изгиба и кручения в одном в том же сечении вала:

$$\tau'_{\max} = \sqrt{\sigma^2 + \frac{4 \cdot \tau^2}{2}}.$$

Следует отметить, что сечение с максимальным напряжением σ (в средней части ротора) не совпадает с сечением, где наибольшее значение приобретает τ (шейка заднего подшипника или место посадки муфты на вал).

Кроме определения напряжений в нормальных условиях работы турбины следует проверить прочность вала при коротком замыкании генератора. В этом случае крутящий момент на роторе генератора может приблизительно в 10 раз превысить момент, соответствующий максимальной мощности.

Величину крутящего момента при коротком замыкании можно определить по следующей приближенной формуле:

$$M_{\text{кр. max}} = \frac{20 \cdot M_{\text{кр}}^{\text{н}} \cdot I_{\text{т}}}{(I_{\text{т}} + I_{\text{г}})},$$

где $M_{\text{кр}}^{\text{н}}$ – крутящий момент при номинальной мощности турбины; $I_{\text{т}}$, $I_{\text{г}}$ – моменты инерции роторов турбины и генератора соответственно (для приближенных расчетов $I_{\text{т}} = I_{\text{г}}$).

Допускаемое напряжение на валу в опасных сечениях при коротком замыкании не должно быть выше $2/3$ предела текучести.

Для оценки прочности вала необходимо определить критическую частоту вращения ротора. По приближенной формуле наименьшая критическая частота вращения многоступенчатого ротора с дисками на двух опорах, с^{-1} :

$$n_{\text{кр}} = \frac{0,392 \cdot \left(\frac{d_{\text{max}}}{l}\right)^2}{\sqrt{\frac{G}{l}}},$$

где d_{max} – максимальный диаметр вала, мм; l – расстояние между опорами, м; G – сила тяжести ротора, определяется по его геометрическим размерам, Н.

При этом предположено, что вал имеет наибольший диаметр посередине. По направлению к подшипникам диаметр вала постепенно уменьшается.

Критическая частота вращения ротора турбины должна быть не менее чем на 20 % – 25 % выше рабочей частоты вращения (жесткий ротор) или на 30 % – 40 % ниже рабочей частоты вращения (гибкий ротор). При невыполнении этого условия геометрические размеры вала должны быть изменены [1, 2].

Практическое занятие № 3

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

Для расчета рабочих лопаток необходимо найти внешние усилия, вызывающие динамические и статические напряжения. Здесь рассматривается расчет лишь статических напряжений. Величина динамических напряжений, возникающих при вибрации лопаток, в общем случае пропорциональна величине статических напряжений от действия изгибающих сил.

Для определения статических напряжений находят:

- центробежные силы, направленные по радиусу и вызывающие растягивающие напряжения;
- среднее усилие парового или газового потока, создающее изгибающие напряжения.

Расчет растягивающих напряжений

Направленные радиально центробежные силы собственной массы лопатки и бандажа создают в лопатке растягивающее напряжение, равномерно распределенное по сечению лопатки с площадью f :

$$\sigma_p = \frac{\sum C}{f},$$

где $\sum C = C_{\text{л}} + C_{\text{б}}$ – сумма центробежных сил лопатки $C_{\text{л}}$ и бандажа (бандажной проволоки) $C_{\text{б}}$.

Наиболее опасным сечением лопатки является сечение у основания профильной части (корневое сечение лопатки), где действует наибольшая центробежная сила.

Напряжения, вызываемые центробежными силами собственной массы профильной части лопатки (без бандажа), зависят от характера изменения площади профиля по длине.

Лопатки постоянного сечения

Растягивающее напряжение в корневом сечении рабочей лопатки $\sigma_{\text{рл}}$ определяется по формуле

$$\sigma_{\text{рл}} = \frac{C_{\text{л}}}{f} = \rho \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot \omega^2,$$

где f – площадь поперечного сечения лопатки, м^2 ; ρ – плотность материала лопатки, $\text{кг}/\text{м}^3$; $r_{\text{ср}}$ – средний радиус облопачивания, на котором лежит центр тяжести лопатки, м ; ω – угловая скорость вращения, $\text{рад}/\text{с}$.

Отсюда следует, что в лопатке постоянного по длине профиля величина напряжений растяжения в корневом сечении не зависит от площади сечения лопатки.

При известном среднем диаметре $d = 2 \cdot r_{\text{ср}}$ (отношение среднего диаметра к длине лопатки $\theta = d/l$) и окружной скорости на среднем диаметре $U = r_{\text{ср}} \cdot \omega$ напряжение в корневом сечении рабочей лопатки может определяться по выражению

$$\sigma_{\text{рл}} = \frac{2 \cdot \rho \cdot U^2}{\theta}.$$

Лопатки переменного по длине профиля

Площадь профиля f , как правило, уменьшается от корневого сечения $f_{\text{к}}$ к вершине лопатки $f_{\text{в}}$ и тем самым происходит уменьшение массы лопатки и соответственно центробежной силы ее профильной части по сравнению с лопаткой постоянного профиля той же длины.

Закон изменения площади профиля $f(x)$ по длине лопатки может быть различным. При наиболее простом прямолинейном законе изменения площади $f(x) = f_{\text{к}} - ax$ по длине лопатки (x – координата вдоль оси лопатки; a – коэффициент пропорциональности) для ориентировочных расчетов растягивающих напряжений можно воспользоваться приближенной формулой:

$$\sigma_{\text{рл}} = \frac{(1 + M) \cdot \rho \cdot U^2}{\theta},$$

где $M = f_{\text{в}}/f_{\text{к}}$ – отношение площади профиля лопатки у вершины к площади профиля лопатки в корневом сечении (при проектировании величиной M задаются в пределах от 0,1 до 0,5).

При наличии на венце рабочих лопаток бандажа, проволоочной связи, а также всякого рода выступов на профиле необходимо учесть центробежную силу, создаваемую этими элементами лопаточного аппарата, и напряжение в корневом сечении лопаток, вызываемое этой силой:

$$\sigma_{\text{рб}} = \frac{\rho_{\text{б}} \cdot V_{\text{б}} \cdot r_{\text{б}} \cdot \omega^2}{f_{\text{к}}},$$

где $\rho_{\text{б}}$ – плотность материала бандажа, кг/м³; $V_{\text{б}}$ – объем бандажа (бандажной проволоки), приходящийся на одну лопатку, м³; $r_{\text{б}}$ – радиус центра тяжести сечения бандажа, м; ω – угловая скорость вращения лопаточного аппарата, рад/с; $f_{\text{к}}$ – площадь профиля корневого сечения лопатки, м².

Суммарное растягивающее напряжение в корневом сечении лопатки равно

$$\sigma_p = \sigma_{pl} + \sigma_{pb}.$$

Расчет напряжений от изгибающих сил

При обтекании рабочих лопаток потоком газа возникает усилие P взаимодействия потока и рабочей лопатки, которое может быть разложено на окружную составляющую P_u и осевую составляющую P_a (рис. 3.1). Эти две составляющие общей силы P вызывают изгиб рабочей лопатки и возникновение напряжений от изгибающей силы в материале лопатки. Для турбинных ступеней без банджа с $\theta > 12$ рабочую лопатку рассматривают как консольную балку с жесткозаделанным концом и с равномерно распределенной по длине изгибающей нагрузкой. Окружную составляющую P_u определяют по уравнению

$$P_u = \frac{G \cdot (C_{1u} - C_{2u})}{\varepsilon \cdot z_2},$$

где G – расход газа через ступень, кг/с; C_{1u} , C_{2u} – окружные составляющие абсолютной скорости потока газа перед и за рабочими лопатками ступени, м/с (рис. 3.2); ε – степень парциальности; z_2 – число рабочих лопаток в ступени.

Осевую составляющую P_a находят по формуле

$$P_a = \frac{G \cdot (C_{1a} - C_{2a})}{\varepsilon \cdot z_2} + (P_1 - P_2) \cdot t_2 \cdot l_2,$$

где C_{1a} , C_{2a} – осевые составляющие абсолютной скорости потока перед и за рабочими лопатками, м/с (рис. 3.2); P_1 , P_2 – статическое давление потока перед и за рабочими лопатками на среднем диаметре, Н/м²; t_2 – шаг рабочих лопаток, м; l_2 – длина рабочих лопаток, м.

Все величины для определения P_u и P_a берут из теплового расчета ступени для режима максимальных нагрузок. Суммарная изгибающая сила

$$P = \sqrt{P_u^2 + P_a^2},$$

создает изгибающий момент, максимальное значение которого будет в корневом сечении лопатки:

$$M_k = \frac{P \cdot l_2}{2}.$$

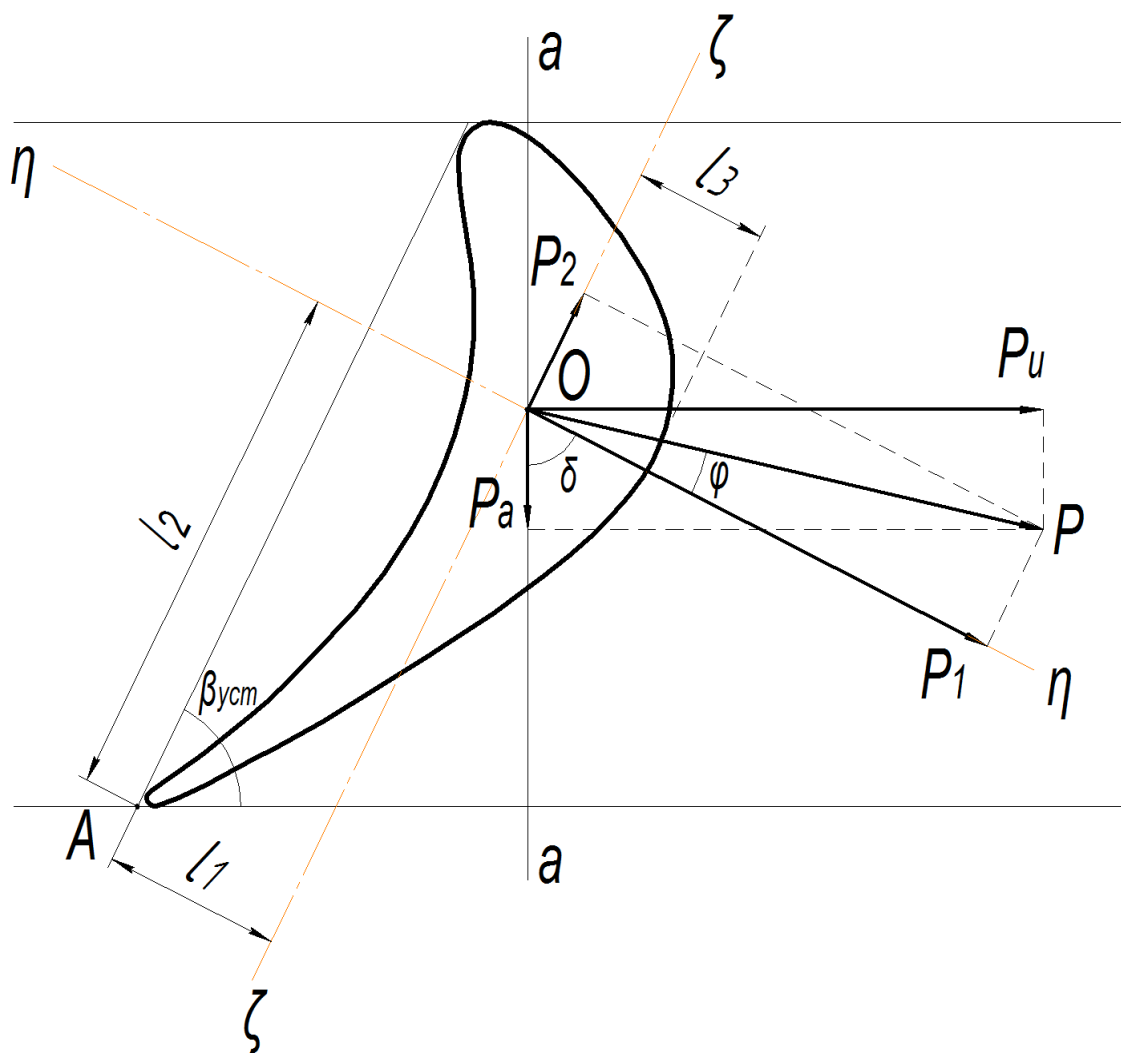


Рис. 3.1. Среднее усилие потока, создающее изгибающее напряжение на рабочей лопатке турбины

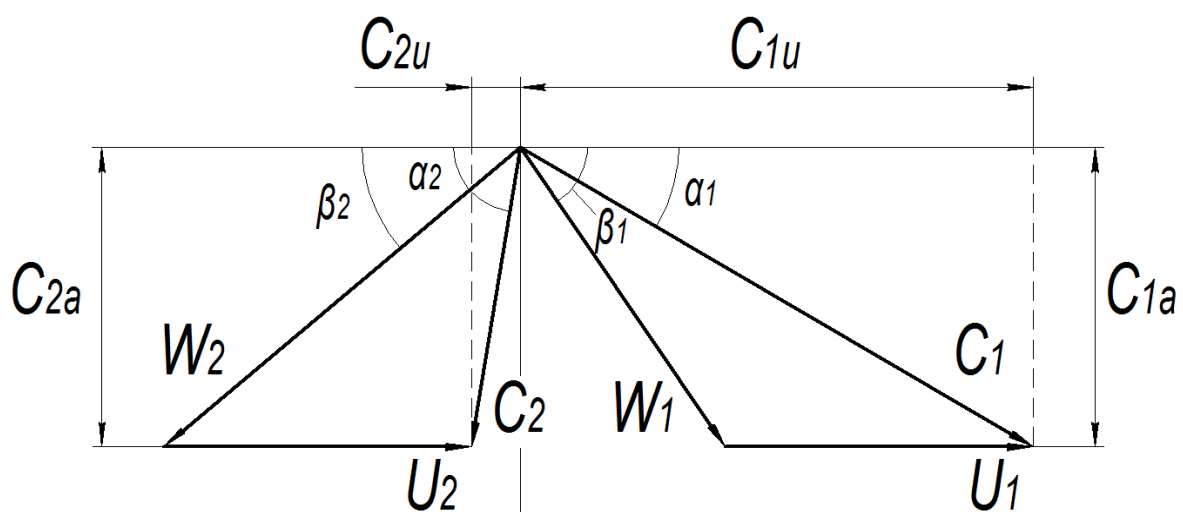


Рис. 3.2. Треугольники скоростей рабочей решетки турбины

Для определения напряжений изгиба необходимо найти положение главных центральных осей инерции сечения ζ – ζ и η – η , проходящих через центр тяжести профиля 0, и изгибающие моменты относительно этих осей M_ζ и M_η .

Суммарную изгибающую силу P можно разложить на составляющие, действующие в направлении осей инерции профиля η – η (сила P_1) и ζ – ζ (сила P_2). Изгибающие моменты в опасном сечении у корня лопатки относительно главных центральных осей инерции, вызванные силами P_1 и P_2 , равны:

$$M_\zeta = \frac{P_1 \cdot l_2}{2} = \frac{(P_u \cdot \sin\delta + P_a \cdot \cos\delta) \cdot l_2}{2},$$

$$M_\eta = \frac{P_2 \cdot l_2}{2} = \frac{(P_a \cdot \sin\delta + P_u \cdot \cos\delta) \cdot l_2}{2},$$

где M_ζ – момент относительно оси ζ – ζ минимального момента инерции, Нм; M_η – момент относительно оси η – η максимального момента инерции, Нм; δ – угол между осями а–а и η – η (угол δ приблизительно равен установочному углу лопатки $\beta_{уст}$).

Если момент инерции сечения лопатки относительно оси ζ – ζ обозначить I_{\min} , а относительно оси η – η – I_{\max} , то напряжение в произвольной точке профиля, например, на выходной кромке лопатки (рис. 3.1, точка А), можно найти по формуле

$$\sigma_{UA} = \frac{M_\zeta \cdot l_1}{I_{\min}} + \frac{M_\eta \cdot l_2}{I_{\max}},$$

где l_1, l_2 – расстояние от точки А до нейтральных осей, м.

По этому выражению можно определить напряжение в любой точке профиля. На спинке турбинного профиля возникают отрицательные (сжимающие) напряжения.

Величины I_{\min} и I_{\max} сечения лопатки определяются графоаналитическим методом [1] или находятся по справочным данным для конкретной формы профиля лопатки [2]. В коротких лопатках для упрощения расчета считают, что угол между главной осью инерции η – η и направлением силы P равен нулю ($\varphi = 0$). Тогда напряжением, вызванным моментом M_η , можно пренебречь, и изгибающее напряжение определяется по следующим формулам:

– во входной и выходной кромках

$$\sigma_{\text{из.кр}} = \frac{P \cdot l_2 \cdot l_1}{2 \cdot I_{\min}};$$

– в спинке

$$\sigma_{\text{из.сп}} = -\frac{P \cdot l_2 \cdot l_3}{2 \cdot I_{\min}}.$$

При изгибе активной лопатки наибольшее растягивающее напряжение будет во входной и выходной кромках, в волокнах главной оси инерции ζ – ζ напряжения равны нулю, волокна спинки при изгибе испытывают напряжения сжатия.

Суммарные напряжения растяжения от центробежных сил и изгиба на кромках и спинке профиля в корневом сечении лопатки равны:

$$\sigma_{\text{кр}} = \sigma_{\text{р}} + \sigma_{\text{из.кр}};$$

$$\sigma_{\text{сп}} = \sigma_{\text{р}} + \sigma_{\text{из.сп}}.$$

Таким образом, в наиболее напряженном состоянии находятся кромки рабочих лопаток.

ЧИСЛЕННЫЕ ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

1. Расчет на прочность диафрагмы турбины

Исходные данные

Давление пара перед ступенью

$$P_0 = 0,8 \text{ МПа};$$

Давление пара за соплами ступени

$$P_1 = 0,627 \text{ МПа};$$

Наружный диаметр диафрагмы

$$D = 1,135 \text{ м};$$

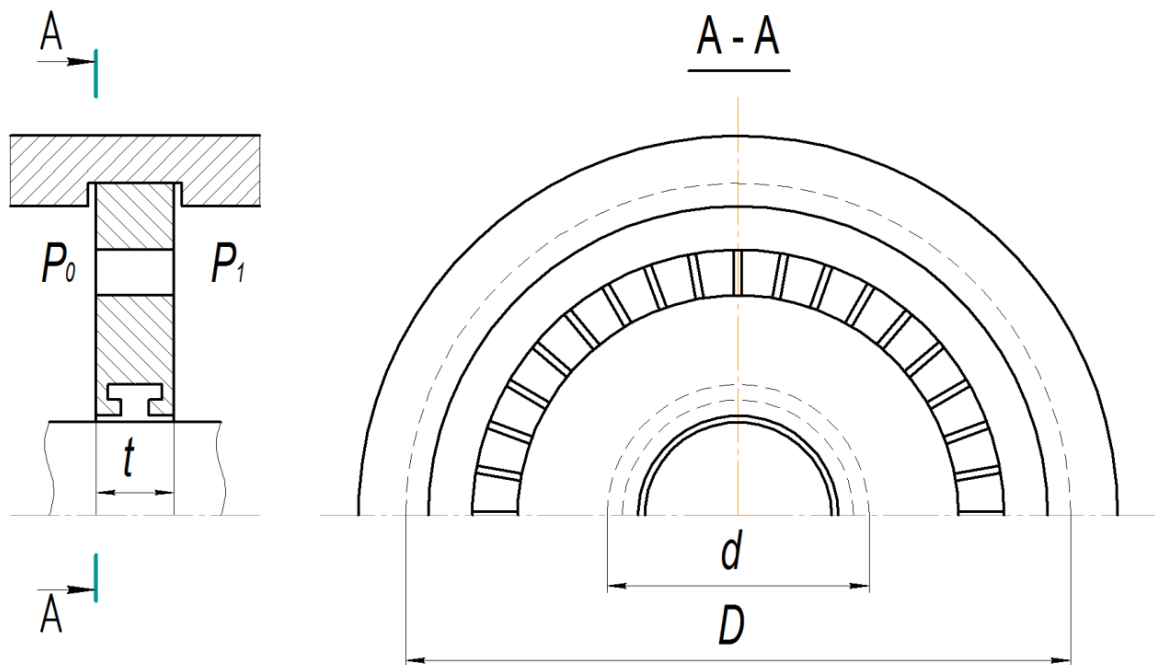
Внутренний диаметр диафрагмы

$$d = 0,606 \text{ м};$$

Средняя толщина диафрагмы

$$t = 0,046 \text{ м}.$$

Расчет диафрагмы турбины



Диафрагма второй (первой нерегулируемой) ступени турбины

Перепад давления, действующего на диафрагму

$$\delta P = P_0 - P_1 = 0,8 - 0,627 = 0,173 \text{ МПа}.$$

Максимальный прогиб диафрагмы под действием перепада давления:

$$\begin{aligned} \Delta &= k_{\Delta} \cdot \frac{\delta P}{E} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D}{t}\right)^3 \cdot D = \\ &= 570 \cdot \frac{0,173}{220 \cdot 10^3} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{1,135}{0,046}\right)^3 \cdot 1,135 = 0,0076 \text{ м}, \end{aligned}$$

где $k_{\Delta} = 570$ – коэффициент [3, 5]; $E = 220 \cdot 10^3$ МПа – модуль упругости материала диафрагмы [3, 4].

Осевой зазор диафрагмы:

$$\delta = \Delta + 0,002 = 0,0076 + 0,002 = 0,0096 \text{ м.}$$

Максимальное напряжение в теле диафрагмы:

$$\sigma = \frac{k_{\sigma}}{10} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{D}{t}\right)^2 \cdot \delta P = \frac{380}{10} \cdot \left(0,1 \cdot \frac{1,135}{0,046}\right)^2 \cdot 0,173 = 40,02 \text{ МПа,}$$

где $k_{\sigma} = 380$ – коэффициент [3, 5].

Материал диафрагмы – сталь марки 15Х1МФ [3, 4];

$$[\sigma] = 120 \text{ МПа;}$$

$$\sigma < [\sigma]$$

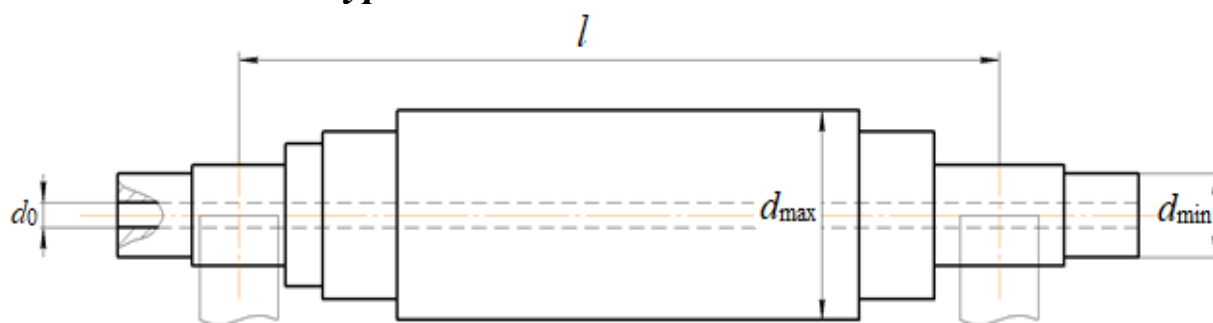
$$40,02 < 120 \text{ МПа.}$$

2. Расчет на прочность вала турбины

Исходные данные

Минимальный диаметр вала	$d_{\min} = 0,310 \text{ м;}$
Внутренний диаметр вала	$d_0 = 0,082 \text{ м;}$
Электрическая мощность турбины	$N_{\text{э}} = 8,0 \text{ МВт;}$
Механический КПД турбины	$\eta_{\text{м}} = 0,98;$
КПД электрогенератора	$\eta_{\text{г}} = 0,97;$
Максимальный диаметр вала	$d_{\max} = 578 \text{ мм;}$
Расстояние между опорами	$l = 3,471 \text{ м;}$
Количество дисков на валу турбины	$n = 16 \text{ шт.};$
Наружный диаметр диска	$d_1 = 1,175 \text{ м;}$
Внутренний диаметр диска	$d_2 = 0,578 \text{ м;}$
Средняя толщина дисков	$t = 0,066 \text{ м.}$

Расчет вала турбины



Вал турбины

Минимальный момент сопротивления вала:

$$W_{\min} = \frac{\pi \cdot d_{\min}^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_0}{d_{\min}}\right)^4\right)}{32} =$$
$$= \frac{3,14 \cdot 0,310^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{0,082}{0,310}\right)^4\right)}{32} = 0,0029 \text{ м}^3.$$

Наибольший крутящий момент, соответствующий номинальной электрической мощности турбины:

$$M_{\text{кр}}^{\text{н}} = \frac{0,159 \cdot N_{\text{э}}}{n \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}} = \frac{0,159 \cdot 8,0}{50 \cdot 0,98 \cdot 0,97} = 0,027 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Наибольшее касательное напряжение:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр}}^{\text{н}}}{2 \cdot W_{\min}} = \frac{0,027}{2 \cdot 0,0029} = 4,66 \text{ МПа}.$$

Величина крутящего момента на валу при коротком замыкании:

$$M_{\text{кр}}^{\max} = 10 \cdot M_{\text{кр}}^{\text{н}} = 10 \cdot 0,027 = 0,27 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Наибольшее касательное напряжение от скручивания при коротком замыкании:

$$\tau_{\max}^{\text{кз}} = 10 \cdot \tau_{\max} = 10 \cdot 4,66 = 46,6 \text{ МПа}.$$

Материал вала – сталь марки 30ХМ [3, 4];

$$[\tau] = 430 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\max}^{\text{кз}} < [\tau]$$

$$46,6 < 430 \text{ МПа}.$$

Критическая частота вращения вала:

$$n_{\text{кр}} = \frac{0,392 \cdot \left(\frac{d_{\max}}{l}\right)^2}{\sqrt{\frac{G}{l}}} = \frac{0,392 \cdot \left(\frac{578}{3,471}\right)^2}{\sqrt{\frac{107484,25}{3,471}}} = 61,77 \text{ с}^{-1},$$

где G – сила тяжести вала

$$G = g \cdot (m_{\text{в}} + n \cdot m_{\text{д}}) =$$
$$= 9,81 \cdot (4189,72 + 16 \cdot 422,93) = 107484,25 \text{ Н},$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения [3, 5]; $m_{\text{в}}$ – масса вала без учета дисков

$$m_{\text{в}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}^2}{4} \cdot \rho \cdot l = \frac{3,14 \cdot 0,444^2}{4} \cdot 7800 \cdot 3,471 = 4189,72 \text{ кг},$$

здесь $d_{\text{ср}} = 0,444 \text{ м}$ – средний диаметр вала; $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала вала [3, 4];

$m_{\text{д}}$ – средняя масса одного диска

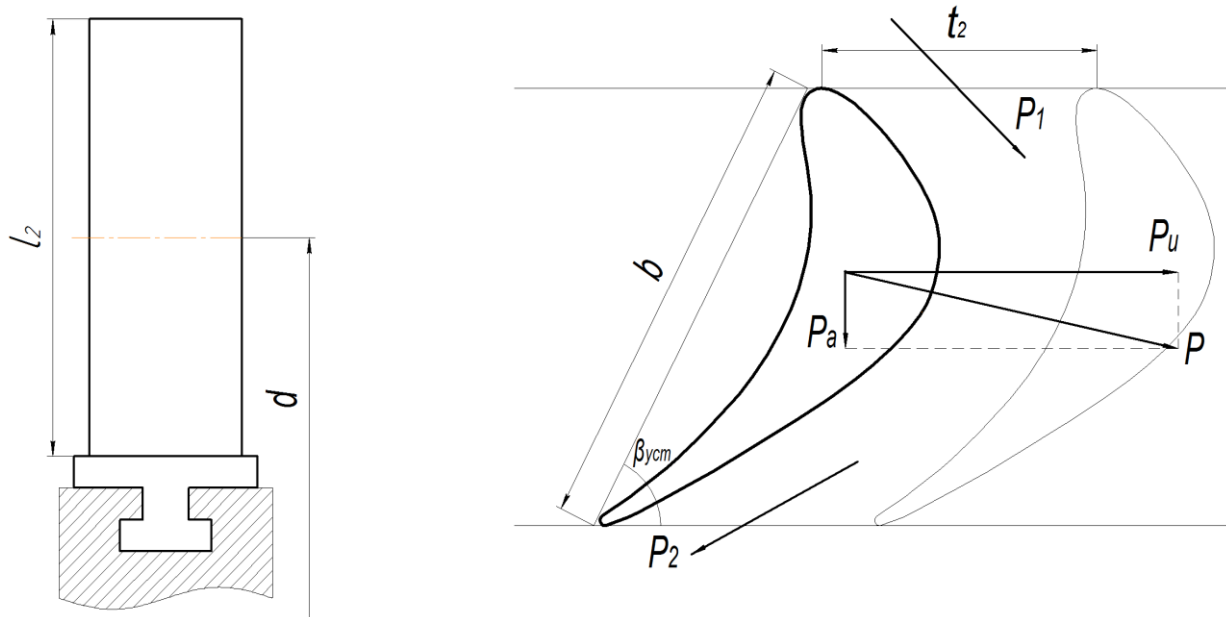
$$\begin{aligned} m_{\text{д}} &= \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4} \cdot \rho \cdot t = \\ &= \frac{3,14 \cdot (1,175^2 - 0,578^2)}{4} \cdot 7800 \cdot 0,066 = 422,93 \text{ кг}. \end{aligned}$$

3. Расчет на прочность рабочей лопатки последней ступени турбины

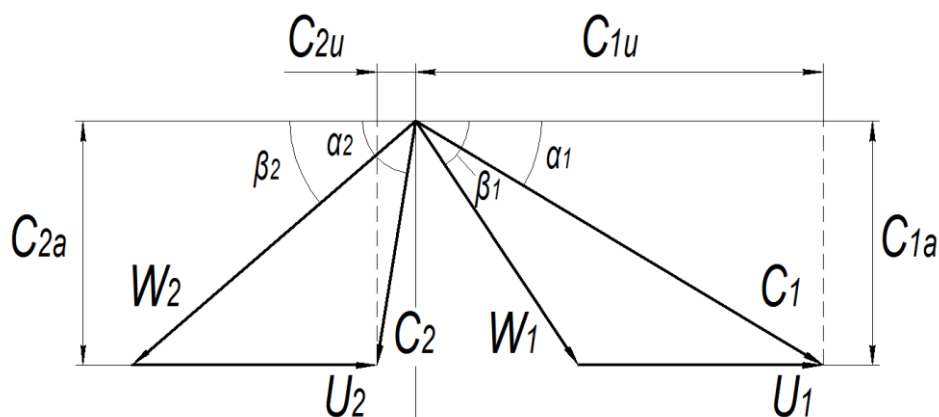
Исходные данные

Угол входа потока пара	$\beta_1 = 79,05^\circ$;
Угол выхода потока пара	$\beta_2 = 60,18^\circ$;
Окружная скорость	$U = 201,69 \text{ м/с}$;
Средний диаметр ступени	$d = 1,284 \text{ м}$;
Длина рабочей лопатки	$l_2 = 0,215 \text{ м}$;
Ширина рабочей лопатки	$b = 0,053 \text{ м}$;
Расход пара через ступень	$G = 6,66 \text{ кг/с}$;
Степень парциальности ступени	$\varepsilon = 1,0$;
Давление пара перед рабочей лопаткой	$P_1 = 0,0049 \text{ МПа}$;
Давление пара за рабочей лопаткой	$P_2 = 0,0044 \text{ МПа}$;
Абсолютная скорость потока пара на входе в рабочую решетку	$C_1 = 314,34 \text{ м/с}$;
Абсолютная скорость потока пара на выходе из рабочей решетки	$C_2 = 231,57 \text{ м/с}$;
Угол входа потока пара в рабочую решетку в абсолютном движении	$\alpha_1 = 40^\circ$;
Угол выхода потока пара из рабочей решетки в абсолютном движении	$\alpha_2 = 109,27^\circ$.

Расчет рабочей лопатки последней ступени турбины



Рабочая лопатка турбины



Треугольники скоростей рабочей решетки турбины

Выбор профиля рабочей лопатки осуществляется по углам входа и выхода потока пара β_1 и β_2 [2, 6, 7]:

профиль рабочей лопатки

P-60-38A.

Основные характеристики профиля:

- оптимальный шаг установки $t_{\text{опт}} = 0,41$;
- ширина лопатки $b_1 = 2,61 \text{ см} = 0,0261 \text{ м}$;
- площадь профиля лопатки $f_1 = 0,76 \text{ см}^2 = 0,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- минимальный момент инерции $I_{\text{min}} = 0,018 \text{ см}^4 = 1,8 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$;
- минимальный момент сопротивления $W_{\text{min}} = 0,035 \text{ см}^3 = 3,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3$;

– расстояние от кромок профиля до нейтральной оси:

$$y_{кр} = \frac{I_{min}}{W_{min}} = \frac{1,8 \cdot 10^{-10}}{3,5 \cdot 10^{-8}} = 0,514 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Пересчет характеристик профиля рабочей лопатки на расчетную ширину:

– площадь профиля

$$f_p = f_1 \cdot \left(\frac{b}{b_1}\right)^2 = 0,76 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{0,053}{0,0261}\right)^2 = 3,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

– минимальный момент инерции

$$I_{min}^p = I_{min} \cdot \left(\frac{b}{b_1}\right)^4 = 1,8 \cdot 10^{-10} \cdot \left(\frac{0,053}{0,0261}\right)^4 = 30,61 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4;$$

– минимальный момент сопротивления

$$W_{min}^p = W_{min} \cdot \left(\frac{b}{b_1}\right)^3 = 3,5 \cdot 10^{-8} \cdot \left(\frac{0,053}{0,0261}\right)^3 = 29,31 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3;$$

– расстояние от кромок до нейтральной оси

$$y_{кр}^p = y_{кр} \cdot \left(\frac{b}{b_1}\right) = 0,514 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{0,053}{0,0261}\right) = 1,04 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Напряжение растяжения, действующего на рабочую лопатку:

$$\sigma_p = \frac{(1 + M) \cdot \rho \cdot U^2}{\theta} = \frac{(1 + 0,3) \cdot 7800 \cdot 201,69^2}{5,972} = 69,07 \text{ МПа,}$$

где $M = 0,3$ – отношение площади профиля лопатки у вершины к площади профиля лопатки в корневом сечении [3, 5]; $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала лопатки [3, 4]; θ – отношение среднего диаметра ступени к длине рабочей лопатки

$$\theta = \frac{d}{l_2} = \frac{1,284}{0,215} = 5,972.$$

Напряжение изгиба, действующего на рабочую лопатку:

– на кромке

$$\sigma_{кр} = \frac{y_{кр}^p \cdot M_k}{I_{min}^p} = \frac{1,04 \cdot 10^{-2} \cdot 1,24}{30,61 \cdot 10^{-10}} = 8,39 \text{ МПа.}$$

– в спинке

$$\sigma_{\text{сп}} = -\frac{y_{\text{кр}}^p \cdot M_{\text{к}}}{I_{\text{min}}^p} = -\frac{1,04 \cdot 10^{-2} \cdot 1,24}{30,61 \cdot 10^{-10}} = -8,39 \text{ МПа},$$

где $M_{\text{к}}$ – изгибающий момент в корневом сечении лопатки

$$M_{\text{к}} = \frac{P \cdot l_2}{2} = \frac{11,49 \cdot 0,215}{2} = 1,24 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

здесь P – изгибающая сила, действующая на лопатку

$$P = \sqrt{P_u^2 + P_a^2} = \sqrt{11,36^2 + 1,74^2} = 11,49 \text{ Н},$$

где P_u и P_a – окружная и осевая составляющие изгибающей силы:

$$P_u = \frac{G \cdot (C_{1u} - C_{2u})}{\varepsilon \cdot z} = \frac{6,66 \cdot (240,79 + 76,42)}{1,0 \cdot 186} = 11,36 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} P_a &= \frac{G \cdot (C_{1a} - C_{2a})}{\varepsilon \cdot z} + (P_1 - P_2) \cdot t_2 \cdot l_2 = \\ &= \frac{6,66 \cdot (202,05 - 218,59)}{1,0 \cdot 186} + (0,0049 - 0,0044) \cdot 10^6 \times \\ &\quad \times 0,0217 \cdot 0,215 = 1,74 \text{ Н}, \end{aligned}$$

где C_{1u} , C_{2u} и C_{1a} , C_{2a} – окружные и осевые составляющие абсолютных скоростей потока пара на входе и выходе из ступени:

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos\alpha_1 = 314,34 \cdot \cos 40^\circ = 240,79 \text{ м/с};$$

$$C_{1a} = C_1 \cdot \sin\alpha_1 = 314,34 \cdot \sin 40^\circ = 202,05 \text{ м/с};$$

$$C_{2u} = C_2 \cdot \cos\alpha_2 = 231,57 \cdot \cos 109,27^\circ = -76,42 \text{ м/с};$$

$$C_{2a} = C_2 \cdot \sin\alpha_2 = 231,57 \cdot \sin 109,27^\circ = 218,59 \text{ м/с};$$

z – число рабочих лопаток на диске

$$z = \frac{\pi \cdot d}{t_2} = \frac{3,14 \cdot 1,284}{0,0217} = 186 \text{ шт.};$$

t_2 – фактический шаг установки рабочих лопаток на диске

$$t_2 = b \cdot t_{\text{опт}} = 0,053 \cdot 0,41 = 0,0217 \text{ м}.$$

Суммарное напряжение растяжения, действующее на лопатку:

– на кромке

$$\sigma_{\text{ркр}}^{\text{max}} = \sigma_{\text{р}} + \sigma_{\text{кр}} = 69,07 + 8,39 = 77,46 \text{ МПа};$$

– на спинке

$$\sigma_{\text{рсп}}^{\text{max}} = \sigma_{\text{р}} + \sigma_{\text{сп}} = 69,07 - 8,39 = 60,68 \text{ МПа}.$$

Материал рабочей лопатки – сталь марки 12Х13[3, 4];

$$[\sigma] = 218 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{ркр}} < [\sigma]$$

$$77,46 < 218 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{рсп}} < [\sigma]$$

$$60,68 < 218 \text{ МПа}.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Жирицкий Г.С., Стрункин В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. –М.: Машиностроение, 1968. 520 с.
2. Щегляев А.В. Паровые турбины. –М.: Энергия, 1976. 357 с.
3. Шестаченко И.Я. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учеб.-метод. пособие к практическим занятиям / Юж.-Рос. гос. техн. ун-т. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2009. 46 с.
4. Ефимов Н.Н. Расчеты на прочность тепломеханического оборудования ТЭС и АЭС: учеб.-метод. пособие / Юж.-Рос. гос. техн. ун-т. –Новочеркасск: ЮРГТУ, 2003. 35с.
5. Шестаченко И.Я. Тепловой расчёт паровых турбин: учеб.-метод. пособие к курсовому и дипломному проектированию / Юж.-Рос. гос. техн. ун-т. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2007. 79 с.
6. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов / Под ред. А.Г. Костюка и В.В. Фролова / МЭИ. – М.: 2001.488 с.
7. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1993. Кн.1. 384 с. Кн.2. 416 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ **Геометрические характеристики профилей**

Тип профиля	$\alpha_{1з}, \beta_{2з},$ град.	$\alpha_{0расч},$ $\beta_{1расч},$ град.	$t_{опт}$	$(M_{1t})_{опт},$ $(M_{2t})_{опт},$	$b_1, \text{ см}$	$f_1, \text{ см}^2$	$I_{min}, \text{ см}^4$	$W_{min}, \text{ см}^3$
C-90-09A	8 – 11	70 – 120	0,72 – 0,85	До 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
C-90-12A	10 – 14	70 – 120	0,72 – 0,87	До 0,85	5,25	4,09	0,591	0,575
C-90-15A	13 – 17	70 – 120	0,70 – 0,85	До 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
C-90-18A	16 – 20	70 – 120	0,70 – 0,80	До 0,85	4,71	2,72	0,243	0,333
C-90-22A	20 – 24	70 – 120	0,70 – 0,80	До 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
C-90-27A	24 – 30	70 – 120	0,65 – 0,75	До 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
C-90-33A	30 – 36	70 – 120	0,62 – 0,75	До 0,90	4,5	1,84	0,090	0,163
C-90-38A	35 – 42	70 – 120	0,60 – 0,73	До 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
C-55-15A	12 – 18	45 – 75	0,72 – 0,87	До 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
C-55-20A	17 – 23	45 – 75	0,70 – 0,85	До 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
C-45-25A	21– 28	35– 65	0,60– 0,75	До 0,90	4,58	3,30	0,703	0,536
C-60-30A	27– 34	45– 85	0,52– 0,70	До 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
C-65-20A	17– 23	45– 85	0,60– 0,70	До 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
C-70-25A	22– 28	55– 90	0,50– 0,67	До 0,90	4,5	1,89	0,242	0,235
C-90-12Б	10– 14	70– 120	0,72– 0,87	0,85– 1,15	5,66	3,31	0,388	0,420
C-90-15Б	13– 17	70– 120	0,70– 0,85	0,85– 1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
C-90-12Р	10– 14	70– 120	0,58– 0,68	1,4– 1,8	4,09	2,30	0,237	0,324
C-90-15Р	13– 17	70– 120	0,55– 0,65	1,4– 1,7	4,2	2,00	0,153	0,238
P-23-14A	12– 16	20– 30	0,60– 0,75	До 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
P-26-17A	15– 19	23– 35	0,60– 0,70	До 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
P-30-21A	19– 24	25– 40	0,58– 0,68	До 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
P-35-25A	22– 28	30– 50	0,55– 0,65	До 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
P-46-29A	25– 32	44– 60	0,45– 0,58	До 0,85	2,56	1,22	0,071	0,112
P-60-33A	30– 36	47– 65	0,43– 0,55	До 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
P-60-38A	35– 42	55– 75	0,41– 0,51	До 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
P-23-14Ак	12– 16	20– 30	0,60– 0,75	До 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
P-26-17Ак	15– 19	23– 45	0,60– 0,70	До 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
P-27-17Б	15– 19	23– 45	0,57– 0,65	0,8– 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
P-27-17Бк	15– 19	23– 45	0,57– 0,68	0,85– 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
P-30-21Б	19– 24	23– 40	0,55– 0,65	0,85– 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
P-35-25Б	22– 28	30 – 50	0,55– 0,65	0,85– 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
P-21-18Р	16– 20	19– 24	0,60– 0,70	1,3– 1,6	2,0	1,16	0,118	0,142
P-25-22Р	20– 24	23– 27	0,54– 0,67	1,35– 1,6	2,0	0,99	0,084	0,100

Учебное издание

**Янченко Илья Владимирович
Скубиенко Сергей Витальевич**

**РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ
ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

**Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям студентов**

Редактор *Я.В. Максименко*
Компьютерная верстка *А.Н. Терёшкина*

Подписано в печать 12.05.2025.

Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 1,39. Уч.-изд. л. 1,5. Тираж 50 экз. Заказ № 46-0341.

Южно-Российский государственный политехнический
университет (НПИ) имени М.И. Платова
Редакционно-издательский отдел ЮРГПУ (НПИ)
346428, г. Новочеркасск, ул. Просвещения, 132

Отпечатано в ИД «Политехник»
346428, г. Новочеркасск, ул. Первомайская, 166
idp-npi@mail.ru