

Эта часть работы выложена в ознакомительных целях. Если вы хотите получить работу полностью, то приобретите ее воспользовавшись формой заказа на странице с готовой работой:

<https://studservis.ru/kontrolnaya-rabota/295609>

Тип работы: Контрольная работа

Предмет: Теплотехника

-

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 1

Вариант 0

Задача 1. Выполнить детальный тепловой расчет турбинной ступени среднего давления по данным табл. 1 методических указаний согласно номера варианта. Построить тепловой процесс ступени в $h-s$ координатах с учетом потерь, указать значения всех параметров. Определить размеры сопловых и рабочих лопаток, выбрать их профили. Найти все потери, КПД и мощность. Построить треугольники скоростей в масштабе, указав значения всех элементов.

Величины, одинаковые для всех вариантов: тепло перепад ступени от статических параметров $h_0 = 50$ кДж/кг; скорость входа пара в сопловую решетку $C_0 = 70$ м/с; коэффициент использования этой скорости в ступени $\chi_0 = 0,8$; степень реактивности $p_T = 0,18$; эффективный угол $\alpha_{1\text{эф}} = 12^\circ$; частота вращения $n = 3000$ об/мин; коэффициенты скорости $\varphi = 0,96$; $\psi = 0,88$; коэффициенты расхода $\mu_1 = 0,97$; $\mu_2 = 0,9$; диаметр уплотнения диафрагмы $dy = 300$ мм; радиальный зазор $\delta_y = 0,5$ мм; число гребней уплотнения $z_y = 5$ шт.; коэффициент расхода уплотнения $\mu_y = 0,7$; коэффициент трения диска $K_{\text{тр}} = 0,0005 - 0,0008$.

Данные согласно номера варианта:

Расход пара $G = 25$ кг/с;

Начальное давление $P_0 = 11$ бар $= 1,1 \cdot 10^6$ Па $= 1,1$ МПа;

Начальная температура $t_0 = 270$ °C.

Решение.

1.1. Параметры торможения перед ступенью

Для заданных исходных значений $P_0 = 1,1$ МПа и $t_0 = 270$ °C из $i-s$ диаграммы воды и водяного пара имеем: $V_0 \approx 0,220$ м³/кг, $i_0 \approx 2980$ кДж/кг. Эти же значения приводятся в таблицах [1] для $P_0 = 11$ бар и $t_0 = 270$ °C.

По заданным начальным статическим параметрам пара P_0 , t_0 и кинетической энергии $(\chi_0 C_0^2)/2000$ по $h-s$ диаграмме определяем параметры торможения перед ступенью P_0^* , t_0^* , V_0^* , i_0^* (рис. 1), для чего откладываем на диаграмме от точки $i_0 = 2980$ кДж/кг вертикально вверх ($S_0 = \text{const}$) отрезок, равный величине кинетической энергии пара. Отсюда энтальпия торможения:

$$i_0^* = i_0 + (\chi_0 C_0^2)/2000 = 2980 + (0,8 \cdot 70^2)/2000 \approx 2982 \text{ кДж/кг.}$$

По проходящим через полученную таким образом точку изобаре, изотерме и изохоре соответственно определяем, что

давление торможения $P_0^* \approx 1,11$ МПа $= 11,1$ бар;

температура торможения $t_0^* \approx 271$ °C;

удельный объем торможения $V_0^* \approx 0,218$ м³/кг.

Располагаемый тепло перепад ступени от параметров торможения:

$$h_0^* = h_0 + (\chi_0 C_0^2)/2000 = 50 + (0,8 \cdot 70^2)/2000 \approx 51,96 \approx 52,0 \text{ кДж/кг,}$$

где h_0 – располагаемый тепло перепад, откладываемый от заданных статических параметров P_0 , t_0 ;

C_0 – абсолютная скорость на входе в ступень (скорость выхода из предыдущей ступени C_2), м/с;

χ_0 – коэффициент использования этой скорости в данной ступени.

1.2. Оптимальное отношение скоростей:

$$(U/C_a)_{\text{opt}} = (\varphi \cos \alpha_{1\text{эф}}) / (2\sqrt{1-p_T}) = (0,96 \cdot \cos 12^\circ) / (2 \cdot \sqrt{1-0,18}) \approx 0,518.$$

1.3. Фиктивная скорость:

$$C_a = \sqrt{2 \cdot h_0^* \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 52,0 \cdot 10^3} \approx 322,4 \text{ м/с.}$$

1.4. Окружная скорость на среднем диаметре:

$$U = (U/C_a)_{\text{opt}} C_a = 0,518 \cdot 322,4 \approx 167,0 \text{ м/с.}$$

1.5. Средний диаметр ступени:

$$d_{cp} = 60U/\pi n = (60 \cdot 167,0)/(3,142 \cdot 3000) \approx 1,06 \text{ м},$$

где n – частота вращения, об/мин.

1.6. Располагаемые тепло перепады в сопловой и рабочей решетках:

$$h_{0c} = (1 - p_T) h_0^* = (1 - 0,18) \cdot 52,0 \approx 42,6 \text{ кДж/кг},$$

$$h_{0л} = h_0^* - h_{0c} = p_T h_0^* = 0,18 \cdot 52,0 \approx 9,4 \text{ кДж/кг}.$$

1.7. По H-S диаграмме (рис. 1) и с использованием [2] определяются параметры пара за сопловой и рабочей решетками P_1 , P_2 , V_{1t} , V_{2t} :

$$P_1 \approx 0,95 \text{ МПа} = 9,5 \text{ бар}, V_{1t} \approx 0,25 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_2 \approx 0,90 \text{ МПа} = 9,0 \text{ бар}, V_{2t} \approx 0,26 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

1.8. Теоретическая абсолютная скорость выхода из сопловой решетки:

$$C_{1t} = \sqrt{2h_{0c} \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 42,6 \cdot 10^3} = 291,9 \text{ м/с}.$$

1.9. Скорость звука в потоке пара за сопловой решеткой:

$$a_1 = \sqrt{k p_1 V_{1t} \cdot 10^5} = \sqrt{1,3 \cdot 9,5 \cdot 0,25 \cdot 10^5} \approx 555,7 \text{ м/с},$$

где k – показатель изобары; для перегретого пара $k = 1,3$;

P_1 – давление пара за сопловой решеткой, бар.

1.10. Число Маха сопловой решетки:

$$M_{1t} = C_{1t}/a_1 = 291,9/(555,7) \approx 0,525.$$

1.11. Выходная площадь сопловой решетки предварительная

Поскольку M_{1t1} , площадь рассчитывается по формуле

$$F_1 = (G V_{1t})/(\mu_1 C_{1t}) = (25 \cdot 0,25)/(0,97 \cdot 291,9) \approx 0,0221 \text{ м}^2,$$

где μ_1 – коэффициент расхода сопловой решетки.

1.12. Произведение степени парциальности на высоту лопаток

В первых нерегулируемых ступенях турбин малой мощности нередко применяется парциальный подвод пара, чтобы обеспечить приемлемую высоту лопаток $l_1 \geq 12$ мм. Для этих ступеней вначале определяется произведение степени парциальности на высоту лопаток по формуле

$$e l_1 = F_1/(\pi d_{cp} \sin \alpha_1 \text{эф}) = 0,0221/(3,142 \cdot 1,06 \cdot \sin 12^\circ) \approx 0,0319 \text{ м} = 31,9 \text{ мм}.$$

1.13. Оптимальная степень парциальности:

$$e_{opt} = 0,5 \sqrt{e l_1 \cdot 100} = 0,5 \sqrt{0,0319 \cdot 100} \approx 0,893 \text{ м}.$$

Поскольку $e_{opt} = 0,893 \geq 0,7$, целесообразно принять $e_{opt} = 1$ согласно рекомендациям методических указаний.

1.14. Высота сопловых лопаток:

$$l_1 = (e l_1)/e_{opt} = 0,0319/1 = 0,0319 \text{ м} = 31,9 \approx 32 \text{ мм}.$$

1.15. Профиль сопловой решетки

По значениям числа $M_{1t} = 0,5250,85$, углов $\alpha_0 = 90^\circ$ и $\alpha_1 \text{эф} = 12^\circ$ выбираем по прил. I методических указаний профиль сопловой решетки C-90-12A.

Для выбранного профиля принимаем предварительно относительный шаг $t_1 = 0,8$. Значение хорды $b_1 = 52,5$ мм.

1.16. Действительная абсолютная скорость выхода из сопел:

$$C_1 = \phi C_{1t} = 0,96 \cdot 291,9 \approx 280,2 \text{ м/с}.$$

1.17. Отклонение потока в косом срезе от оси сопловых каналов

Поскольку в нашем случае $M_{1t} = 0,5251$, отклонения потока в косом срезе не происходит и $\angle \alpha_1 \approx \angle \alpha_1 \text{эф}$.

1.18. Шаг сопловых лопаток:

$$t_1 = t_1 b_1 = 0,8 \cdot 52,5 = 42 \text{ мм} = 0,042 \text{ м}.$$

1.19. Число сопловых лопаток:

$$Z_1 = (\pi d_{cp} e_{opt})/t_1 = (3,142 \cdot 1,06 \cdot 1)/0,042 \approx 79,3.$$

Полученную величину округляем до ближайшего большего целого значения: $Z_1 = 80$. Соответственно, уточняем величину шага сопловых лопаток:

$$t_1 = (\pi d_{cp} e_{opt})/Z_1 = (3,142 \cdot 1,06 \cdot 1)/80 \approx 0,0416 \text{ м} = 41,6 \text{ мм}.$$

1.20. Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2 C_1 U \cos \alpha_1},$$

$$W_1 = \sqrt{(280,2^2 + 167,0^2 - 2 \cdot 280,2 \cdot 167,0 \cdot \cos 12^\circ)} \approx 121,9 \text{ м/с}.$$

1.21. Угол входа в рабочую решетку:

$$\beta_1 = \arctg[(C_1 \sin \alpha_1)/(C_1 \cos \alpha_1 - U)] = \arctg[(280,2 \cdot \sin 12^\circ)/(280,2 \cdot \cos 12^\circ - 167,0)] \approx 0,498 \text{ рад} \approx 28,5^\circ.$$

1.22. Потеря энергии в сопловой решетке:

$$\Delta h_c = (C_{1t}^2) / 2000 (1 - \varphi^2) = 291,9^2 / 2000 (1 - 0,96^2) \approx 3,34 \text{ кДж/кг.}$$

Значение Δh_c откладывается от точки A1t вверх по изобаре P1 (рис. 1). Точка A1 характеризует состояние пара перед рабочей решеткой.

1.23. Теоретическая относительная скорость выхода из рабочей решетки:

$$W_{2t} = \sqrt{(2h_{0l} \cdot 10^3 + W_1^2)} = \sqrt{(2 \cdot 9,4 \cdot 10^3 + 121,9^2)} \approx 183,2 \text{ м/с.}$$

1.24. Скорость звука и число Маха рабочей решетки:

$$a_2 = \sqrt{(kP_2 V_{2t} \cdot 10^5)} = \sqrt{(1,3 \cdot 9,0 \cdot 0,25 \cdot 10^5)} \approx 551,5 \text{ м/с,}$$

$$M_{2t} = W_{2t} / a_2 = 183,2 / 551,5 \approx 0,332.$$

где V_{2t} – объем пара за рабочей решеткой, м³/кг, рис. 1.

1.25. Высота рабочих лопаток:

$$l_2 = l_1 + \Delta,$$

где $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – суммарная перекрыша, рис. 2, табл. 10 методических указаний. Тогда

$$l_2 = l_1 + \Delta_1 + \Delta_2 = 32 + 1,0 + 2,0 = 35 \text{ мм} = 0,035 \text{ м.}$$

1.26. Выходная площадь рабочей решетки

$$F_2 = (GV_{2t}) / (\mu_2 W_{2t}) = (25 \cdot 0,26) / (0,9 \cdot 183,2) \approx 0,0394 \text{ м}^2.$$

1.27. Угол выхода из рабочей решетки:

$$\angle \beta_{2\text{эф}} = \arcsin[F_2 / (\pi d_{cp} e_{opt} l_2)] = \arcsin[0,0394 / (3,142 \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 0,035)] \approx 0,345 \text{ рад.} = 19,8^\circ.$$

1.28. Профиль рабочей решетки

По значениям числа $M_{2t} = 0,3320,90$, углов $\beta_1 = 28,5^\circ$ и $\beta_{2\text{эф}} = 19,8^\circ$ выбираем профиль рабочей решетки Р-30-21А (прил. I методических указаний).

Для него принимаем значение относительного шага $t_2 = 0,62$. Значение хорды $b_2 = 25,6 \text{ мм}$.

1.29. Действительная скорость выхода из рабочей решетки:

$$W_2 = \psi W_{2t} = 0,88 \cdot 183,2 \approx 161,3 \text{ м/с.}$$

1.30. Абсолютная скорость выхода из ступени:

$$C_2 = \sqrt{(W_2^2 + U^2 - 2UW_2 \cos \beta_{2\text{эф}})},$$

$$C_2 = \sqrt{(161,3^2 + 167,0^2 - 2 \cdot 167,0 \cdot 161,3 \cdot \cos 19,8^\circ)} \approx 56,7 \text{ м/с.}$$

На основании полученных данных строим треугольник скоростей в масштабе 50 м/с – 1 см (рис. 2).

1.31. Угол выхода потока из ступени

Из треугольника скоростей, рис. 2, следует:

$$\alpha_2 = 180^\circ - \arctg[(W_2 \sin \beta_{2\text{эф}}) / (U - W_2 \cos \beta_{2\text{эф}})],$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - \arctg[(161,3 \cdot \sin 19,8^\circ) / (161,3 \cdot \cos 19,8^\circ - 167,0)] \approx 105,6^\circ.$$

1.32. Шаг рабочих лопаток:

$$t_2 = t_2 b_2 = 0,62 \cdot 25,6 \approx 15,9 \text{ мм} = 0,0159 \text{ м.}$$

1.33. Число рабочих лопаток:

$$Z_2 = (\pi d_{cp}) / t_2 = (3,142 \cdot 1,06) / 0,0159 \approx 209,5.$$

Полученное значение округляем до ближайшего большего целого значения $Z_2 = 210$ и уточняем шаг:

$$t_2 = (\pi d_{cp}) / Z_2 = (3,142 \cdot 1,06) / 210 \approx 0,0159 \text{ м} = 15,9 \text{ мм};$$

1.34. Потеря энергии в рабочей решетке:

$$\Delta h_l = (W_{2t}^2) / 2000 (1 - \psi^2) = 183,2^2 / 2000 (1 - 0,88^2) \approx 3,79 \text{ кДж/кг.}$$

1.35. Потеря с выходной скоростью:

$$\Delta h_{\text{вс}} = (C_2^2) / 2000 = 56,7^2 / 2000 \approx 1,61 \text{ кДж/кг.}$$

1.36. Значения Δh_l и $\Delta h_{\text{вс}}$ откладываем вверх по изобаре P2, рис. 1.

1.37. Располагаемая энергия ступени:

$$E_0 = h_0^* - \chi_2 \Delta h_{\text{вс}} = 52,0 - 0,9 \cdot 1,61 \approx 50,5 \text{ кДж/кг,}$$

где $\chi_2 = 0,8 - 1,0$; принимаем $\chi_2 = 0,9$.

1.38. Относительный лопаточный КПД:

$$\eta_{\text{ол}} = (E_0 - \Delta h_c - \Delta h_l (1 - \chi_2)) / \Delta h_{\text{вс}} / E_0,$$

$$\eta_{\text{ол}} = (50,5 - 3,34 - 3,79 - (1 - 0,9) \cdot 1,61) / 50,5 \approx 0,856;$$

$$\eta_{\text{ол}} = U(W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2) / (E_0 \cdot 1000),$$

$$\eta_{\text{ол}} = (167,0 \cdot (121,9 \cdot \cos 28,5^\circ + 161,3 \cdot \cos 19,8^\circ)) / (50,5 \cdot 1000) \approx 0,856.$$

Расхождение между значениями $\eta_{\text{ол}}$ не должно превышать 1,5%; в нашем случае значения совпадают вплоть до третьего знака.

1.39. Коэффициент потерь от трения боковых поверхностей рабочего колеса в паровой среде:

$$\xi_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} (d_{cp}^2) / F_1 (U/C_a)^3 = 0,0007 \cdot 1,06^2 / 0,0221 \cdot 0,518^3 \approx 0,00496.$$

1.40. Потеря от трения:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} E_0 = 0,00496 \cdot 50,5 \approx 0,25 \text{ кДж/кг.}$$

1.41. Коэффициент потерь от парциального подвода

Рассчитывается только при $e_{\text{opt}1}$; поскольку в нашем случае принято, что $e_{\text{opt}}=1$, считаем $\xi_{\text{парц}}=0$.

1.42. Потеря от парциального подвода:

$$\Delta h_{\text{парц}} = \xi_{\text{парц}} E_0 = 0 \cdot 50,5 = 0 \text{ кДж/кг.}$$

1.43. Коэффициент потерь от протечек через диафрагменное уплотнение:

$$\xi_{(д.у)} = (\mu_y F_y) / (\mu_1 F_1 \sqrt{z_y}) \eta_{\text{ол}},$$

$$F_y = \pi d_y \delta_y = 3,142 \cdot 0,3 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \approx 4,71 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

где F_y – площадь зазора в уплотнении, м²;

d_y – диаметр уплотнения, м;

δ_y – радиальный зазор в уплотнении, м;

μ_y – коэффициент расхода уплотнения;

z_y – число гребней уплотнения;

μ_1 – коэффициент расхода сопловой решетки. Тогда

$$\xi_{(д.у)} = (0,7 \cdot 4,71 \cdot 10^{-4}) / (0,97 \cdot 0,0221 \cdot \sqrt{5}) \cdot 0,856 \approx 0,0059.$$

1.44. Коэффициент потерь от протечек через бандажные уплотнения поверх рабочих лопаток:

$$\xi_{(б.у)} = (\pi d_{\text{п}} \delta_{\text{экв}}) / F_1 \sqrt{(p_T + 1,8 l_1 / d_{\text{ср}})} \cdot \eta_{\text{ол}},$$

$$\delta_{\text{экв}} = 1 / \sqrt{(4 / (\delta_a^2) + 1,5z / (\delta_r^2))},$$

$$d_{\text{п}} = d_{\text{ср}} + l_2 = 1,06 + 0,035 = 1,095 \text{ м,}$$

где δ_r , δ_a – соответственно радиальный и осевой зазоры, м; обычно принимают $\delta_r = (0,5-0,8) \cdot 10^{-3}$ м и

$$\delta_a = (4 - 6) \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

z – число гребней бандажного уплотнения (обычно $z = 2$). Тогда, принимая значения $\delta_r = 0,7 \cdot 10^{-3}$ м и

$$\delta_a = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м, получим}$$

$$\delta_{\text{экв}} = 1 / \sqrt{(4 / (5 \cdot 10^{-3})^2 + (1,5 \cdot 2) / (0,7 \cdot 10^{-3})^2)} \approx 0,00040 \text{ м;}$$

$$\xi_{(б.у)} = (3,142 \cdot 1,095 \cdot 0,0004) / (0,0221 \sqrt{(0,18 + 1,8 \cdot 0,032 / 1,06)}) \cdot 0,856 \approx 0,0258.$$

1.45. Суммарная потеря от утечек:

$$\xi_{\text{ут}} = \xi_{(д.у)} + \xi_{(б.у)} = 0,0059 + 0,0258 = 0,0317,$$

$$\Delta h_{\text{ут}} = \xi_{\text{ут}} E_0 = 0,0317 \cdot 50,5 \approx 1,60 \text{ кДж/кг.}$$

1.46. Коэффициент потерь от влажности:

$$\xi_{\text{вл}} = 2 U / C_a (0,9y_0 + 0,35(y_2 - y_0)),$$

$$y = 1 - X,$$

где y_0 , y_2 – степень влажности перед и за ступенью;

X – соответствующая степень сухости.

Поскольку процесс расширения происходит целиком в области перегретого пара, $X=1$, $y_2=y_0=0$ и $\xi_{\text{вл}}=0$.

1.47. Потеря от влажности:

$$\Delta h_{\text{вл}} = \xi_{\text{вл}} E_0 = 0 \cdot 50,5 = 0 \text{ кДж/кг.}$$

1.48. Полезно использованный тепло перепад ступени:

$$h_i = E_0 - \Delta h_{\text{с}} - \Delta h_{\text{л}}(1 - \chi_2) - \Delta h_{\text{вс}} - \Delta h_{\text{тр}} - \Delta h_{\text{парц}} - \Delta h_{\text{ут}} - \Delta h_{\text{вл}},$$

$$h_i = 50,5 - 3,34 - 3,79 - (1 - 0,9) \cdot 1,61 - 0,25 - 0 - 1,60 - 0,$$

$$h_i \approx 41,36 \text{ кДж/кг} \approx 41,4 \text{ кДж/кг.}$$

1.49. Внутренний относительный КПД:

$$\eta_{\text{oi}} = h_i / E_0 = 41,4 / 50,5 \approx 0,820.$$

1.50. Внутренняя мощность ступени:

$$N_i = G h_i = 25 \cdot 41,4 \approx 1035 \text{ кВт.}$$

Задача 2. Для ступени, рассчитанной в задаче 1, выполнить расчет на прочность рабочих лопаток и диафрагмы. По результатам расчета выбрать марку стали. Внешний диаметр диафрагмы принять по оценке: $D = d_{\text{ср}} + l_1 + 0,05$ м. Толщину диафрагмы принять $\delta = 0,04-0,05$ м. Хорду рабочей лопатки принять $b_2 = 0,03-0,04$ м.

Решение.

Расчет на прочность рабочих лопаток

Рабочие лопатки испытывают статические напряжения изгиба от воздействия потока пара напряжения растяжения от центробежной силы собственной массы и массы бандаж. Воздействие массы бандаж

относительно невелико и здесь учитываться не будет.

2.1. Напряжение растяжения в корневом сечении лопатки постоянного по высоте профиля без учета влияния бандажа:

$$\sigma_{\text{раст}} = C_p / f_2 = 2\rho U^2 / \theta \cdot 10^{-6};$$

$$\theta = d_{\text{ср}} / l_2 = 1,06 / 0,035 \approx 30,3,$$

где C_p – центробежная сила профильной части лопатки, Н;

U – окружная скорость, м/с;

ρ – плотность стали, обычно $\rho = 7800\text{--}8050$ кг/м³; в нашем случае принимаем значение плотности $\rho = 7850$ кг/м³;

f_2 – площадь профиля рабочей лопатки, м².

Площадь профиля f_2 зависит от хорды b_2 . Примем ее значение в соответствии с условием задачи

$b_2 = 0,034$ м. Масштабный коэффициент:

$$K = b_2 / (b_2^{\text{табл}}),$$

где $b_2^{\text{табл}}$ – табличное значение хорды для выбранного в зад. 1 по прил. I методических указаний профиля Р-30-21А; $b_2^{\text{табл}} = 25,6$ мм = 0,0256 м.

Соответственно, масштабный коэффициент и истинное значение площади профиля:

$$K = 0,034 / 0,0256 \approx 1,33.$$

$$f_2 = K^2 f_2^{\text{табл}} = 1,33^2 \cdot 1,85 \cdot 10^{-4} \approx 3,26 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

где $f_2^{\text{табл}}$ – табличное значение площади рабочей лопатки профиля Р-30-21А; $f_2^{\text{табл}} = 1,85$

см² = 1,85 • 10⁻⁴ м² (прил. I методических указаний).

Значение напряжения растяжения в корневом сечении лопатки

$$\sigma_{\text{раст}} = 2\rho U^2 / \theta \cdot 10^{-6} = 2 \cdot 7850 \cdot 167,0^2 / 30,3 \cdot 10^{-6} \approx 14,46 \text{ МПа}.$$

2.2. Окружное усилие:

$$R_u = G / (e_{\text{opt}} Z_2) (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2) = 25 / (1 \cdot 210) (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2).$$

При значении хорды $b_2 = 0,034$ м и выбранном в задаче 1 значении относительного шага $t_2 = 0,62$ шаг рабочих лопаток:

$$t_2 = t_2 b_2 = 0,62 \cdot 34 \approx 21,1 \text{ мм} = 0,0211 \text{ м}.$$

Соответственно, число рабочих лопаток:

$$Z_2 = (\pi d_{\text{ср}}) / t_2 = (3,142 \cdot 1,06) / 0,0211 \approx 157,99.$$

Полученное значение округляем до ближайшего большего целого значения $Z_2 = 158$ и уточняем шаг:

$$t_2 = (\pi d_{\text{ср}}) / Z_2 = (3,142 \cdot 1,06) / 158 \approx 0,0211 \text{ м} = 21,1 \text{ мм}.$$

Отсюда

$$R_u = 25 / (1 \cdot 158) \cdot (280,2 \cdot \cos 12^\circ + 56,7 \cdot \cos 105,6^\circ) \approx 41,0 \text{ Н}.$$

2.3. Осевое усилие:

$$R_z = G / (e_{\text{opt}} Z_2) (C_1 \sin \alpha_1 - C_2 \sin \alpha_2) + (P_1 - P_2) \cdot 10^{-5} l_2 t_2,$$

$$R_z = 25 / (1 \cdot 158) \cdot (280,2 \cdot \sin 12^\circ - 56,7 \cdot \sin 105,6^\circ) + (9,5 - 9,0) \cdot 10^{-5} \times \\ \times 0,035 \cdot 0,0211 \approx 37,5 \text{ Н},$$

где G – расход пара через ступень, кг/с;

e_{opt} – степень парциальности;

Z_2 – число рабочих лопаток;

t_2 – шаг, м;

l_2 – высота лопатки, м;

P_1 и P_2 – давления по обе стороны лопатки, бар.

2.4. Равнодействующая этих сил (изгибающее усилие):

$$R_{\text{изг}} = \sqrt{(R_u^2 + R_z^2)} = \sqrt{(41,0^2 + 37,5^2)} \approx 55,5 \text{ Н}.$$

2.5. Изгибающий момент:

$$M_{\text{изг}} = R_{\text{изг}} l_2 / 2 = 55,5 \cdot 0,035 / 2 \approx 0,971 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.6. Максимальное напряжение изгиба в кромках корневого профиля:

$$\sigma_{\text{изг}} = M_{\text{изг}} / W_{\text{min}} \cdot 10^{-6},$$

где W_{min} – минимальный момент сопротивления, м³; его значение:

$$W_{\text{min}} = K^3 W_{\text{min}}^{\text{табл}} = 1,33^3 \cdot 2,34 \cdot 10^{-5} \approx 5,48 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3,$$

где $W_{\text{min}}^{\text{табл}}$ – табличное значение минимального момента сопротивления рабочей лопатки профиля;

$$W_{\text{min}}^{\text{табл}} = 0,234 \text{ см}^3 = 2,34 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 \text{ (прил. I методических указаний)}.$$

Отсюда максимальное напряжение изгиба в кромках корневого профиля:

$$\sigma_{\text{изг}} = 0,971 / (5,48 \cdot 10^{-5}) \cdot 10^{-6} \approx 0,018 \text{ МПа}.$$

Как видно, напряжение изгиба в ступени не превышает 35–45 МПа.

2.7. Суммарное напряжение в корневом сечении лопатки:

$$\sigma = \sigma_{\text{раст}} + \sigma_{\text{изг}} = 14,46 + 0,018 \approx 14,47 \text{ МПа} \approx 14,5 \text{ МПа}.$$

2.8. Марка стали для лопаток

По суммарному напряжению выбираем марку стали для лопаток (прил. II методических указаний). При этом выбранный материал, естественно, должен иметь необходимый запас прочности. Коэффициентом запаса называется отношение предела текучести выбранного материала к суммарному напряжению в лопатке.

Значение коэффициента запаса прочности должно составлять:

$$k = [\sigma_{0,2}] / \sigma \geq 1,65 - 2,0.$$

Примем $k = 2,0$. Тогда

$$[\sigma_{0,2}] \geq k \cdot \sigma = 2,0 \cdot 14,5 = 29,0 \text{ МПа}.$$

По прил. II методических указаний выбираем сталь марки X14H18B2BP1 с пределом текучести $[\sigma_{0,2}] = 350$ МПа, плотностью $\rho = 7850$ кг/м³ и допустимой температурой $t = 580^\circ\text{C}$.

Расчет на прочность диафрагмы

Диафрагмы паровых турбин испытывают воздействие разности давлений $\Delta P = P_0 - P_1$, в результате чего в них возникает напряжение σ_{max} и прогиб Δ_{max} . Надежность сварной диафрагмы оценивается расчетом прогиба и максимального напряжения от разности давлений ΔP по упрощенной методике А.М. Валя [4, 5]. Внешний диаметр D определяется с учетом среднего диаметра ступени $d_{\text{ср}}$, высоты сопловых лопаток и толщины обода.

3.1. Максимальное напряжение в диафрагме, МПа:

$$\sigma_{\text{max}} = k_{\sigma} / 10 (0,1 D / \delta)^2 \Delta P,$$

$$D = d_{\text{ср}} + l_1 + 0,05 \text{ м} = 1,06 + 0,032 + 0,05 = 1,142 \text{ м},$$

где δ – толщина диафрагмы, м; величину δ принимаем по условию задачи в диапазоне 0,04–0,05 м, а именно $\delta = 0,05$ м;

k_{σ} – коэффициент напряжения; определяется по графику рис. 5 методических указаний и для отношения $d/D = 0,26$ значение $k_{\sigma} = 620$;

ΔP – разность давлений по обе стороны диафрагмы, МПа; принимается из расчета ступени в задаче 1:

$$\Delta P = P_0 - P_1 = 1,1 - 0,92 = 0,15 \text{ МПа}.$$

Отсюда

$$\sigma_{\text{max}} = 620 / 10 \cdot (0,1 \cdot 1,142 / 0,05)^2 \cdot 0,15 \approx 48,5 \text{ МПа}.$$

3.2. Максимальный прогиб диафрагмы:

$$\Delta_{\text{max}} = k_{\Delta} \Delta P / E (0,1 D / \delta)^3 D,$$

где E – модуль упругости материала диафрагмы, МПа; $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

k_{Δ} – коэффициент прогиба; определяется по графику рис. 5 методических указаний в зависимости от отношений d/D и δ/D .

Отношение

$$\delta/D = 0,046 / 1,142 \approx 0,04,$$

и величина $k_{\Delta} = 950$. Тогда

$$\Delta_{\text{max}} = 950 \cdot 0,15 / (2,1 \cdot 10^5) (0,1 \cdot 1,142 / 0,05)^3 \cdot 1,142 \approx 0,0092 \text{ м}.$$

3.3. Марка стали

По максимальному напряжению с учетом рабочей температуры выбирается марка стали с пределом текучести, обеспечивающим необходимый коэффициент запаса прочности:

$$k = [\sigma_{0,2}] / \sigma_{\text{max}} \geq 1,65 - 2,0.$$

Примем $k = 2,0$. Тогда

$$[\sigma_{0,2}] \geq k \cdot \sigma_{\text{max}} = 2,0 \cdot 48,5 = 97,0 \text{ МПа}.$$

По прил. II методических указаний выбираем сталь марки X14H18B2BP1 с пределом текучести $[\sigma_{0,2}] = 350$ МПа, плотностью $\rho = 7850$ кг/м³ и допустимой температурой $t = 580^\circ\text{C}$.

По выбранным размерам вычерчиваем эскиз диафрагмы, рис .3.

Ответы на вопросы

3-1. Приведите уравнение состояния идеального газа, уравнение изоэнтропы. Изобразите схематично процесс расширения пара в H-S диаграмме с учетом потерь при степени реактивности $\rho_t = 0$.

Ответ.

Уравнение состояния идеального газа:

$$pV=RT,$$

где p – давление, Па; V – удельный объем, м³/кг; T – абсолютная температура, К; R – газовая постоянная Дж/(кг·К).

Уравнение изоэнтропы:

$$pV^k = \text{const}; S = \text{const},$$

где k – показатель адиабаты; S – удельная энтропия, Дж/(кг·К).

Степень реактивности

$$p_T = h_{0л} / (h_{0с} + h_{0л}),$$

где $h_{0с}$ – располагаемый тепло перепад сопловых лопаток, кДж/кг;

$h_{0л}$ – располагаемый тепло перепад рабочих лопаток, кДж/кг.

При $p_T = 0$ $h_{0л} = 0$, т.е. процесс расширения пара происходит только в сопловых лопатках. Схема процесса представлена ниже:

Здесь Δh_c – потери в сопловых лопатках, кДж/кг;

Δh_l – потери в рабочих лопатках, кДж/кг;

$\Delta h_{\text{пот}}$ – прочие потери (парциальные, трение, утечки и т.п.), кДж/кг;

$\Delta h_{\text{вс}}$ – потери с выходной скоростью, кДж/кг.

3-18. Средний диаметр чисто активной ступени $d_{cp} = 1,3$ м, угол $\alpha_{1эф} = 120^\circ$, коэффициент скорости = 0,96. Какой тепло перепад может переработать ступень с максимальным КПД при частоте вращения $n = 50$ 1/с?

Ответ.

Окружная скорость:

$$U = \pi d_{cp} n = 3,142 \cdot 1,3 \cdot 50 \approx 204,2 \text{ м/с}.$$

Степень реактивности для чисто активной ступени $p_T = 0$.

Оптимальное отношение скоростей:

$$(U/C_a)_{\text{opt}} = (\varphi \cos \alpha_{1эф}) / (2\sqrt{1-p_T}) = (0,96 \cdot \cos 12^\circ) / (2 \cdot \sqrt{1-0}) \approx 0,470.$$

1.3. Фиктивная скорость:

$$C_a = U / (U/C_a)_{\text{opt}} = 204,2 / 0,470 \approx 434,5 \text{ м/с}.$$

1.4. Располагаемый тепло перепад от параметров торможения:

$$h_0^* = (C_a^2) / 2000 = (434,5^2) / 2000 \approx 94,4 \text{ кДж/кг}.$$

3-9. Приведите вывод формул окружного и осевого усилий на рабочих лопатках, удельной мощности. За счет чего возникает окружное усилие в активной и реактивной ступенях?

Ответ.

Поворот и ускорение струи пара в криволинейных каналах рабочих лопаток происходят под влиянием усилий, действующих на паровую струю: во-первых, струя пара испытывает реактивное усилие стенок канала, образованного рабочими лопатками, а, во-вторых, пар, заполняющий канал, испытывает разность давлений $p_1 - p_2$ при входе в канал и выходе из него. Пусть R' равнодействующая сил, с которыми лопатки действуют на струю пара, тогда струя развивает на лопатках усилие R равное и прямо противоположное усилию R' (см. рис.).

При расчетах турбины определяют проекции этого усилия R_u на направление окружной скорости и на перпендикулярное к ней осевое направление R_a . Это значит, что работу создает проекция силы на направление движения R_u , а перпендикулярная ей сила R_a стремится сдвинуть ротор по оси.

Определим вначале равное, но противоположно направленное усилие R_u^* , с каким лопатки действуют на струю проходящего пара. Его можно найти с помощью уравнения количества движения, записанного в проекциях на ось u . За время dt , с, через межлопаточный канал пройдет масса пара dm , кг, так что импульс силы со стороны лопатки вызовет изменение количества движения пара:

$$R_u^* dt = dm(c_2 \cos(\pi - \alpha_2) - c_1 \cos \alpha_1).$$

Поскольку $dm/dt = G$, а $R_u = -R_u^*$, то сила действия со стороны пара на рабочие лопатки в проекции на окружное направление:

$$R_u = G(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos(\pi - \alpha_2)) = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2),$$

где G – расход пара, кг/с.

Так же находится усилие в осевом направлении R_a . Используем уравнение количества движения в направлении оси a . Учтем при этом, что изменение количества движения пара происходит как под

действием импульса силы со стороны лопаток на пар, так и импульса силы за счет разности давлений пара на входе и на выходе из лопаток ($p_1 - p_2$), действующих на кольцевую площадь рабочих лопаток $F = \pi d_2 l_2$:

$$[R_a + F(p_1 - p_2)] dt = dm(c_2 \sin(\pi - \alpha_2) - c_1 \sin \alpha_1),$$

где l_2 – высота лопатки, м.

Переходя к силе, действующей со стороны пара на рабочие лопатки, получим:

$$R_a = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + F(p_1 - p_2).$$

Удельная мощность – мощность, развиваемая потоком пара на рабочих лопатках при расходе рабочего тела в 1 кг/с, Дж/кг:

$$h_u = N_u / G = (R_u) / G = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2),$$

где u – окружная скорость, м/с;

N_u – мощность, развиваемая потоком пара на рабочих лопатках ступени, или окружная мощность, Вт.

В активной ступени окружное усилие возникает только за счет активного импульса газа, связанного с возникновением на лопатке, находящейся в потоке, аэродинамической силы при изменении направления движения струи пара. В реактивной ступени помимо этого фактора возникает еще реактивная сила при разгоне паровой струи в результате ее дополнительного расширения в рабочих лопатках.

4-1. Определить основные размеры ступени (средний диаметр, степень парциальности, высоту сопловых и рабочих лопаток) при $(U/C_a)_{opt}$ по следующим исходным данным: $P_0^* = 62$ бар, $t_0^* = 470^\circ\text{C}$, $P_2 = 52$ бар, $G = 15$ кг/с, $\alpha_{1эф} = 12^\circ$, $\rho_T = 0,2$, $n = 50$ 1/с, $\phi = 0,97$, $\psi = 0,9$, $\mu_1 = 0,96$.

Ответ.

1. Располагаемый тепло перепад ступени от параметров торможения:

Для $P_0^* = 62$ бар = 6,2 МПа, $t_0^* = 470^\circ\text{C}$ по h - S -диаграмме находим величину энтальпии торможения:

$i_0^* \approx 3345$ кДж/кг. Проведя вертикальную линию вниз ($S = \text{const}$) до точки пересечения с изобарой $P_2 = 52$ бар = 5,2 МПа, получим значение энтальпии в данной точке $i_2 \approx 3295$ кДж/кг. Тогда располагаемый тепло перепад:

$$h_0^* = i_0^* - i_2 = 3345 - 3295 = 50 \text{ кДж/кг}.$$

2. Оптимальное отношение скоростей:

$$(U/C_a)_{opt} = (\phi \cos \alpha_{1эф}) / (2\sqrt{1 - \rho_T}) = (0,97 \cdot \cos 12^\circ) / (2 \cdot \sqrt{1 - 0,2}) \approx 0,530.$$

3. Фиктивная скорость:

$$C_a = \sqrt{2 \cdot h_0^* \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 50 \cdot 10^3} \approx 316,2 \text{ м/с}.$$

4. Окружная скорость на среднем диаметре:

$$U = (U/C_a)_{opt} C_a = 0,530 \cdot 316,2 \approx 167,7 \text{ м/с}.$$

5. Средний диаметр ступени:

$$d_{cp} = U / \pi n = 167,7 / (3,142 \cdot 50) \approx 1,068 \text{ м}.$$

6. Располагаемые тепло перепады в сопловой и рабочей решетках:

$$h_{0с} = (1 - \rho_T) h_0^* = (1 - 0,2) \cdot 50 \approx 40,0 \text{ кДж/кг},$$

$$h_{0л} = h_0^* - h_{0с} = \rho_T h_0^* = 0,2 \cdot 50 \approx 10,0 \text{ кДж/кг}.$$

7. По h - S диаграмме (рис. 1) и с использованием [2] определяются параметры пара за сопловой и рабочей решетками P_1 , P_2 , V_{1t} , V_{2t} :

$$P_1 \approx 5,5 \text{ МПа} = 55 \text{ бар}, V_{1t} \approx 0,06 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_2 = 5,2 \text{ МПа} = 52 \text{ бар}, V_{2t} \approx 0,063 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

8. Теоретическая абсолютная скорость выхода из сопловой решетки:

$$C_{1t} = \sqrt{2 h_{0с} \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 40,0 \cdot 10^3} = 282,8 \text{ м/с}.$$

9. Скорость звука в потоке пара за сопловой решеткой:

$$a_1 = \sqrt{k P_1 V_{1t} \cdot 10^5} = \sqrt{1,3 \cdot 55 \cdot 0,06 \cdot 10^5} \approx 655,0 \text{ м/с},$$

где k – показатель изобары; для перегретого пара $k = 1,3$;

P_1 – давление пара за сопловой решеткой, бар.

10. Число Маха сопловой решетки:

$$M_{1t} = C_{1t} / a_1 = 282,8 / (655,0) \approx 0,432.$$

11. Выходная площадь сопловой решетки предварительная

Поскольку M_{1t1} , площадь рассчитывается по формуле

$$F_{1t} = (G V_{1t}) / (\mu_1 C_{1t}) = (15 \cdot 0,06) / (0,96 \cdot 282,8) \approx 0,00331 \text{ м}^2,$$

где μ_1 – коэффициент расхода сопловой решетки.

12. Произведение степени парциальности на высоту лопаток

В первых нерегулируемых ступенях турбин малой мощности нередко применяется парциальный подвод пара, чтобы обеспечить приемлемую высоту лопаток $l_1 \geq 12$ мм. Для этих ступеней вначале определяется произведение степени парциальности на высоту лопаток по формуле

$$el_1 = F_1 / (\pi d_{cp} \sin \alpha_1 \varphi) = 0,00331 / (3,142 \cdot 1,068 \cdot \sin 12^\circ) \approx 0,0048 \text{ м.}$$

13. Оптимальная степень парциальности:

$$e_{opt} = 0,5 \sqrt{el_1 \cdot 100} = 0,5 \cdot \sqrt{0,0048 \cdot 100} \approx 0,345.$$

Поскольку $e_{opt} = 0,3450,7$, целесообразно оставить полученное значение согласно рекомендациям методических указаний.

14. Высота сопловых лопаток:

$$l_1 = (el_1) / e_{opt} = 0,0048 / 0,345 \approx 0,0138 \text{ м} = 13,8 \approx 14 \text{ мм.}$$

15. Действительная абсолютная скорость выхода из сопел:

$$C_1 = \varphi C_{1t} = 0,97 \cdot 282,8 \approx 274,4 \text{ м/с.}$$

16. Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2 C_1 U \cos \alpha_1},$$

$$W_1 = \sqrt{(274,4^2 + 167,7^2 - 2 \cdot 167,7 \cdot 274,4 \cdot \cos 12^\circ)} \approx 115,7 \text{ м/с.}$$

17. Теоретическая относительная скорость выхода из рабочей решетки:

$$W_{2t} = \sqrt{(2h_0 \cdot 10^3 + W_1^2)} = \sqrt{(2 \cdot 10,0 \cdot 10^3 + 115,7^2)} \approx 182,7 \text{ м/с.}$$

1.24. Скорость звука и число Маха рабочей решетки:

$$a_2 = \sqrt{(k P_2 V_{2t} \cdot 10^5)} = \sqrt{(1,3 \cdot 52 \cdot 0,063 \cdot 10^5)} \approx 652,6 \text{ м/с,}$$

$$M_{2t} = W_{2t} / a_2 = 182,7 / 652,6 \approx 0,280.$$

где V_{2t} – объем пара за рабочей решеткой, м³/кг.

1.25. Высота рабочих лопаток:

$$l_2 = l_1 + \Delta,$$

где $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – суммарная перекрыша, рис. 2, табл. 10 методических указаний. Тогда

$$l_2 = l_1 + \Delta_1 + \Delta_2 = 14 + 1,0 + 2,0 = 17 \text{ мм} = 0,017 \text{ м.}$$

4–13. Почему в ступенях большой веерности изменяются треугольники скоростей от корневого сечения к периферийному? Перечислите основные законы закруток.

Ответ.

Веерность ступени – это отношение l/d_{cp} , где l – высота лопатки, м; d_{cp} – средний диаметр ступени, м. Обычно если в первых ступенях турбины высота решеток составляет десятки миллиметров, то в последних – около метра. Поэтому в первом случае веерность ступени l/d_{cp} мала, и параметры и треугольники скоростей практически не изменяются по высоте. Иная картина возникает в ступенях с большой веерностью, характерной для ступеней с длинными лопатками.

При выходе из сопловой решетки у вектора скорости C_1 имеются осевая C_{1a} и окружная C_{1u} составляющие, которые заставляют частицы пара двигаться по винтовым траекториям так, что при этом на каждую частицу пара действует центробежная сила, стремящаяся отбросить ее к периферии. В результате по радиусу в зазоре между сопловой и рабочей решетками возникает градиент давления, уравновешивающий центробежную силу частиц пара. Таким образом, давление пара P_1 в зазоре увеличивается от корневого сечения к периферийному.

Напротив, окружная составляющая скорости C_2 на выходе из ступени мала и по этой причине давление P_2 практически постоянно по высоте. Постоянным будет и давление P_0 на входе в ступень. Значит, при практически неизменных по высоте давлениях P_0 и P_2 и, следовательно, теплоперепадах на различных радиусах из-за переменности давления в зазоре степень реактивности r_T будет возрастать от корневого сечения к периферийному.

Изменение r_T и окружной скорости по высоте ступени приводит к существенному изменению треугольников скоростей. В корневом сечении степень реактивности r_T мала и треугольники скоростей имеют обычный вид. На периферии r_T может достигать значений 0,65 – 0,70, вектор скорости C_1 будет малым, а W_2 – большим. Угол входа потока на рабочие лопатки изменится от значений $\beta_1 = 25^\circ - 40^\circ$ в корневом сечении до $120^\circ - 160^\circ$ в периферийном. Последнее означает, что для обеспечения высокой экономичности в ступенях большой веерности необходимо изменять профили рабочих лопаток по высоте. На основе уравнений радиального равновесия формируются различные законы закручивания лопаток решеток турбинных ступеней (основные законы закруток):

1. Закон постоянства углов $\alpha_1(r) = \text{const}$;

2. Закон постоянства циркуляции $C_u r = \text{const}$;

3. Закон постоянства удельного расхода.

8-1. Как организуются тепловые расширения корпусов одно- и многоцилиндровых турбин?

Ответ.

Система тепловых расширений турбины предназначена для сохранения в допустимых пределах взаимного положения роторных и статорных деталей турбоагрегата, изменяющих свои геометрические размеры по мере прогрева или остывания. Система тепловых расширений должна одновременно обеспечивать:

- а) свободные тепловые перемещения цилиндров и корпусов подшипников относительно фундамента и друг друга в заданных направлениях;
- б) надежное крепление цилиндров низкого давления к фундаментным рамам;
- в) надлежащее прилегание корпусов подшипников к фундаментным рамам;
- г) соосность проточной части, валопровода и расточек корпусов подшипников в заданных пределах на всех режимах работы;
- д) осевые зазоры между деталями ротора и статора в заданных пределах.

В одноцилиндровых турбинах малой мощности, имеющих длину не более пяти метров, величина тепловых перемещений незначительна и основная задача элементов системы тепловых расширений – обеспечение совпадения геометрических осей турбины и генератора.

8-20. В каких случаях применяют встроенные и выносные подшипники?

Ответ.

В паровых турбинах применяются только подшипники скольжения с жидкостным трением, в которых между вращающимися и неподвижными деталями при нормальной работе существует тонкий слой смазки. В различных конструкциях паровых турбин применяются либо выносные корпуса подшипников (стулья), которые устанавливаются отдельно от цилиндров на свои фундаментные рамы, либо встроенные корпуса подшипников, которые ввариваются непосредственно в конструкцию сварных цилиндров и составляют с ними одно целое.

Встроенные подшипники располагают непосредственно в корпусах. Применяют встроенные подшипники только там, где температура примыкающего цилиндра невелика и идущее по его металлу тепло не может сильно нагреть корпус подшипника. Обычно встроенные подшипники имеют значительный запас грузоподъемности; их срок службы определяется ресурсом смазки и эффективностью уплотнительных устройств, в связи с чем роль последних значительно возрастает. В основном они используются для опирания роторов ЦНД.

В крупногабаритных конструкциях встроенные подшипники заменяют выносными, которые в этом случае называются стоячковыми. Эта замена вызвана тем, что при диаметрах цилиндра более одного метра подшипниковые щиты получаются тяжелыми, применение стоячковых подшипников уменьшает вес.

8-11. Какие силы действуют на рабочие лопатки?

Ответ.

На рабочую лопатку турбины действуют следующие силы:

- а) изгибающие от динамического давления пара при течении его через лопаточные каналы;
- б) изгибающие от разности давлений по обе стороны лопаток (реактивных и активных с реакцией лопаток);
- в) растягивающие от центробежных сил масс рабочих частей лопаток, бандажной ленты и связанной проволоки.

Кроме того, термические напряжения вызывает неравномерное температурное поле.

1. Вукалович М.П. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Машино-строение, 1967. – 160 с.

2. <https://www.tlv.com/global/RU/calculator/superheated-steam-table.html?advanced=on>

3. Турбины тепловых и атомных электростанций/ Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Издательство МЭИ, 2001.– 488 с.

4. Жирицкий Г.С., Струнkin В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паро-вых и газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1968. – 520 с.

5. Костюк А.Г. Сборник задач по динамике и прочности турбомашин. – М.: Машино-строение, 1990. – 334 с.

6. Тепловые двигатели. Методическое пособие к курсовому проектированию для студентов старших курсов очной и заочной формы обучения направления 13.03.01 "Теплоэнергетика и Теплотехника"/ Сост. Л.Н.

Подборский. – Красноярск: ИПК СФУ, 2021. – 150 с.

7. Тепловые двигатели: учеб. программа, метод. указания и контрольные работы / Сиб. федер. ун-т; сост. Л.Н. Подборский.– Красноярск: СФУ, 2022.–52 с.

Эта часть работы выложена в ознакомительных целях. Если вы хотите получить работу полностью, то приобретите ее воспользовавшись формой заказа на странице с готовой работой:

<https://stuservis.ru/kontrolnaya-rabota/295609>