

Часть первая

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Курсовым проектом по дисциплине "Теория, конструкция и расчет турбомашин" предусматривается выполнение сокращенного газодинамического расчета осевого компрессора.

Глава I. СОКРАЩЕННЫЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ОДНОВАЛЬНОГО ТРД

§ I.1. Выбор основных исходных данных первой ступени компрессора

Задание. Выполнить газодинамический расчет осевого компрессора одновального ТРД с постоянным средним диаметром ($D_{cp} = const$) для следующих исходных условий:

высота полета $H = 0$;

скорость полета $V_H = 0 \left(M_H = \frac{V_H}{a_H} = 0 \right)$;

стандартные земные условия: $T_H^* = 288 \text{ К}$; $\rho_H^* = 1,014 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

расход воздуха $G_B = 100 \text{ кг/с}$;

степень повышения давления $\pi_K^* = 4,95$;

адиабатный КПД компрессора $\eta_K^* = 0,855$ ($\eta_K^* = 0,84 \div 0,86$);

коэффициент сохранения полного давления во входном устройстве $\delta_{вх} = 0,97$.

Схема и обозначения расчетных сечений одновального ТРД показаны на рис. I.1.

Выбор данных проводится в следующем порядке:

I. Степень реактивности первой ступени выбирается обычно близкой к оптимальной $\rho_K = 0,5$. Иногда для уменьшения величины предварительной закрутки на входе в колесо первой ступени степень реактивности доводят до $\rho_K = 0,55 \div 0,6$, но это

вызывает некоторое снижение КПД. В нашем расчете принимаем $\rho_K = 0,5$.

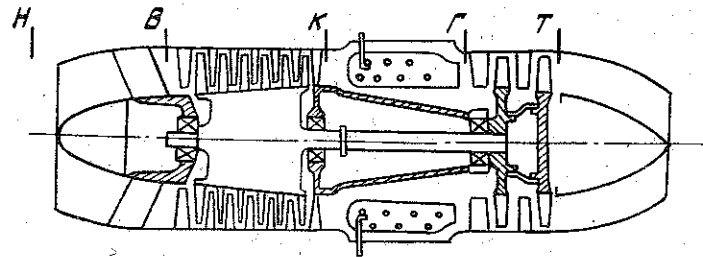


Рис. I.1. Схема и расчетные сечения ТРД: Н - вход в двигатель; В, К - вход и выход из компрессора; Г, Т - вход и выход из турбины

2. Относительный диаметр втулки первой ступени компрессора существующих ТРД составляет $\bar{a}_{\delta r_1} = 0,35 \div 0,6$. С уменьшением $\bar{a}_{\delta r_1}$ увеличивается производительность компрессора, но снижается работа, передаваемая воздуху в первых ступенях. В нашем случае выбираем $\bar{a}_{\delta r_1} = 0,4$.

3. Окружная скорость u_{K_1} на внешнем диаметре первой дозвуковой ступени находится обычно в пределах $330 \div 360 \text{ м/с}$. Чтобы иметь не слишком малый напор ступени в нашем случае выбираем $u_{K_1} = 360 \text{ м/с}$.

4. Окружная скорость на среднем диаметре первой ступени находится по формуле

$$u_{cp_1} = u_{K_1} \cdot \sqrt{\frac{1 + \bar{a}_{\delta r_1}^2}{2}} = 360 \cdot \frac{1 + 0,4}{2} = 252 \text{ м/с}.$$

5. Коэффициент теоретического напора \bar{H}_{th_1} на среднем диаметре первой ступени дозвуковых компрессоров ТРД выбирается в пределах $\bar{H}_{th_1} = 0,25 \div 0,4$. Правильность выбора величин \bar{H}_{th_1} , u_{K_1} , $\bar{a}_{\delta r_1}$ контролируют по величине теоретического напора первой ступени. Должно быть $H_{th_1} = 18 \div 22 \text{ кДж/кг}$. В нашем случае выбираем $\bar{H}_{th_1} = 0,315$ и убеждаемся, что

$$H_{th_1} = \bar{H}_{th_1} \cdot u_{cp_1}^2 = 0,315 \cdot 252^2 = 20 \text{ кДж/кг}$$

лежит в указанных пределах.

6. Осевая скорость C_{1a} , коэффициент расхода $\bar{C}_{1a} = \frac{C_{1a}}{u_{cp}}$ и угол α_1 входа воздуха в колесо первой ступени на среднем радиусе связаны между собой выражением

$$\operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{2(1 - \rho_k) - \bar{H}_{th1}}{2\bar{C}_{1a}},$$

позволяющим совместно с газодинамической функцией [I] расхода $q(\lambda_1)$ обеспечить выбранные значения величин \bar{H}_{th1} , ρ_k , $\bar{d}_{\theta r1}$ и u_{k1} .

Коэффициент расхода на среднем диаметре первой ступени лежит в пределах $\bar{C}_{1a} = 0,7 \div 0,9$. Выбираем $\bar{C}_{1a} = 0,726$ и определяем $C_{1a} = \bar{C}_{1a} \cdot u_{cp} = 0,726 \cdot 252 = 183$ м/с.

Правильность выбора \bar{C}_{1a} при уже выбранной окружной скорости u_{k1} контролируется по величине осевой скорости C_{1a} , которая в первой ступени дозвукового компрессора должна быть в пределах 170 ÷ 180 м/с.

Тогда получим угол входа в колесо первой ступени на среднем радиусе

$$\operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{2(1 - \rho_k) - \bar{H}_{th1}}{2\bar{C}_{1a}} = \frac{2(1 - 0,5) - 0,315}{2 \cdot 0,726} = 0,4718;$$

$$\alpha_1 = 64^\circ 45'.$$

7. Коэффициент производительности первой ступени компрессора

$$\bar{G}_k = (1 - \bar{d}_{\theta r1}^2) q(\lambda_1) \sin \alpha_1,$$

где газодинамическая функция расхода $q(\lambda_1)$ находится по значению λ_1 с использованием ГДФ:

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_{1a}}{\sin \alpha_1} = \frac{C_{1a}}{a_{1kp} \sin \alpha_1};$$

$$a_{1kp} = 18,3 \sqrt{T_n^*} = 18,3 \sqrt{288} = 310,6 \text{ м/с}.$$

Следовательно,

$$\lambda_1 = \frac{183}{310,6 \cdot 0,9045} = 0,6515, \quad q(\lambda_1) = 0,8555;$$

$$\bar{G}_k = (1 - 0,4^2) \cdot 0,8555 \cdot 0,9045 = 0,65.$$

$$C_p = R \frac{k}{k-1}$$

$$\lambda = \frac{C}{C^*} = \frac{C}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T}}$$

В дозвуковых компрессорах авиационных ГТД для первых ступеней коэффициент производительности \bar{G}_k должен быть близким к максимальному значению $\bar{G}_k = 0,65$. Значения $\bar{G}_k < 0,6$ приводят к необоснованному увеличению диаметральных размеров компрессора. Поэтому, если окажется $\bar{G}_k < 0,6$, следует выбрать новые сочетания исходных данных и повторить расчет по пп. 3-7. При этом следует иметь в виду, что при выбранном (или заданном) относительном диаметре втулки $\bar{d}_{\theta r1}$ величина \bar{G}_k увеличивается с уменьшением u_{k1} и ростом C_{1a} ; \bar{H}_{th1} ; α_1 .

8. Число Маха на входе в рабочее колесо первой ступени

$$M_{u1} = \frac{a_{1kp}}{a_1} \sqrt{\lambda_1^2 + \lambda_u^2 - 2\lambda_1 \lambda_u \cos \alpha_1} =$$

$$= 0,947 \sqrt{0,6515^2 + 0,811^2 - 2 \cdot 0,6515 \cdot 0,811 \cdot 0,4266} = 0,7525,$$

где приведенная окружная скорость

$$\lambda_u = \frac{u_{cp1}}{a_{1kp}} = \frac{252}{310,6} = 0,811;$$

$$\frac{a_{1kp}}{a_1} = \frac{1}{\sqrt{\frac{k+1}{2} \tau(\lambda_1)}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1,4+1}{2} \cdot 0,9293}} = 0,947.$$

Для первых ступеней дозвуковых компрессоров на среднем диаметре $M_{u1} = 0,75 \div 0,8$.

9. Проверяем окружную скорость u_{cp} на среднем диаметре колеса первой ступени.

Из параметрического соотношения [I] число Маха по окружной скорости колеса

$$M_u = \frac{M_{u1}}{\sqrt{\bar{C}_{1a}^2 + \left(\rho_k + \frac{\bar{H}_{th1}}{2}\right)^2}} = \frac{0,7525}{\sqrt{0,726^2 + \left(0,5 + \frac{0,315}{2}\right)^2}} = 0,7683;$$

скорость звука на входе в колесо

$$a_1 = \frac{a_{1kp}}{a_1} = \frac{310,6}{0,947} = 328 \text{ м/с};$$

$$\frac{T}{T^*} = \tau(\lambda) = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2$$

$$\frac{p}{p^*} = \varepsilon(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{p}{p^*} = \tau(\lambda)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\frac{p}{p^*} = \varepsilon(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

окружная скорость

$$u_{ср} = \alpha_1 \cdot M_0 = 328 \cdot 0,7683 = 252 \text{ м/с},$$

что совпадает с выбранной ранее величиной.

10. Густота решетки рабочего колеса первой ступени на среднем диаметре назначается на основе обобщенных опытных данных, полученных при продувке плоских решеток. Рассчитываются безразмерные величины

$$\frac{\bar{H}_{th}}{\bar{C}_a} = \frac{0,315}{0,726} = 0,434; \quad \frac{\bar{P}_k}{\bar{C}_a} = \frac{0,5}{0,726} = 0,689.$$

По формуле

$$\left(\frac{\bar{H}_{th}}{\bar{C}_a} \right)_{\frac{\delta}{t}=1,0} = 0,7 - 0,27 \frac{\bar{P}_k}{\bar{C}_a} + 0,16 \left(\frac{\bar{P}_k}{\bar{C}_a} \right)^2 \quad (I.1)$$

или по графику (рис. I.2) определяется \bar{H}_{th}/\bar{C}_a при густоте

$$\delta/t = 1,0$$

$$\left(\frac{\bar{H}_{th}}{\bar{C}_a} \right)_{\frac{\delta}{t}=1,0} = 0,586$$

и далее параметр

$$J = \frac{\bar{H}_{th} / \bar{C}_a}{\left(\bar{H}_{th} / \bar{C}_a \right)_{\frac{\delta}{t}=1,0}} = \frac{0,434}{0,586} = 0,74.$$

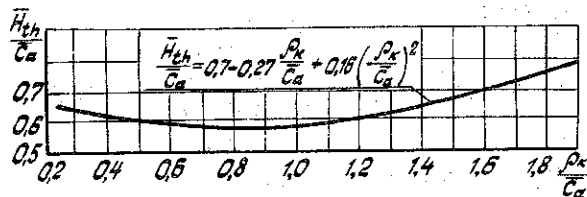


Рис. I.2. Экспериментальная зависимость \bar{H}_{th}/\bar{C}_a от \bar{P}_k/\bar{C}_a при $\delta/t = 1,0$

Наконец, по формуле

$$\frac{\delta}{t} = 0,225 + 0,275J + 0,5J^2 \quad (I.2)$$

или по графику (рис. I.3) находим густоту решетки первой ступени $\delta/t = 0,68$. Густота рабочей решетки первой дозвуковой ступени обычно составляет $0,6 \div 1,0$.

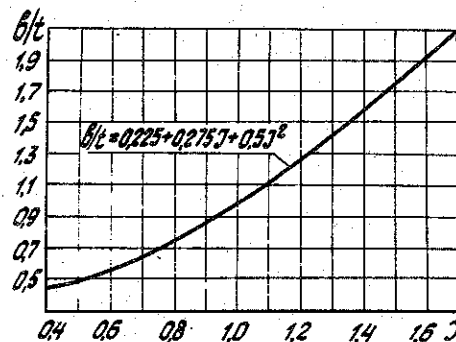


Рис. I.3. Экспериментальная зависимость густоты решетки от параметра J

II. Затраченная работа в первой ступени

$$H_{K1} = \frac{H_{th} \Omega}{\eta_3 \cdot \eta_f} \quad (I.3)$$

Для первой ступени можно принимать $\eta_3 \cdot \eta_f = 0,97 \div 0,98$ и $\Omega = 0,98 \div 1,0$. В нашем случае принято $\eta_3 \cdot \eta_f = \Omega = 0,98$, поэтому

$$H_{K1} = 20 \cdot \frac{0,98}{0,98} = 20 \text{ кДж/кг}.$$

12. Диаметр колеса первой ступени компрессора определяется по параметрам на входе в компрессор (сеч. В, см. рис. I.1)

$$D_{K1} = \sqrt{\frac{4 G_a \cdot \sqrt{T_B^*}}{\pi s_B \rho_B^* \bar{G}_K K_G}} \quad (I.4)$$

где $T_B^* = T_H^*$;

$$\rho_B^* = \rho_H^* \delta_{Bx} = 1,014 \cdot 10^5 \cdot 0,97 = 0,984 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

δ_{Bx} — коэффициент сохранения полного давления входного устройства;

$$S_g = \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa+1}} \cdot \frac{1}{R}}$$

(при $\kappa = 1,4$ и $R = 287,3$ Дж/кг·К $S_g = 0,0404$).

Во входных устройствах ТРД при $M_H \leq 1,0$ $\delta_{gx} = 0,96 \div 0,98$, а при $M_H \leq 1,5$ $\delta_{gx} = 0,92 \div 0,96$. В нашем случае по заданию $\delta_{gx} = 0,97$.

Коэффициент K_g учитывает неравномерность поля скоростей по высоте лопатки на входе в первую ступень и влияние пограничного слоя у наружной и внутренней стенок корпуса. Для лопаток с постоянной степенью реактивности по радиусу $K_g = 0,93 \div 0,95$; если в первой ступени предполагается применить закрутку по закону постоянства циркуляции, то $K_g = 0,97 \div 0,98$; при промежуточных законах профилирования лопаток $K_g = 0,95 \div 0,97$. В нашем примере используем промежуточный закон закрутки лопаток, поэтому для первой и всех последующих ступеней принимаем $K_g = 0,96$. Следовательно,

$$D_{K1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100 \sqrt{288}}{3,14 \cdot 0,0404 \cdot 0,984 \cdot 10^5 \cdot 0,65 \cdot 0,96}} = 0,934 \text{ м.}$$

Выбранные параметры позволяют провести предварительный расчет компрессора.

§ 1.2. Предварительный расчет компрессора

Вначале выбирается тип проточной части. При $D_K = const$ во всех ступенях реализуются максимальные значения окружных скоростей, что способствует получению высокой напорности во всех ступенях и ведет к уменьшению их числа. Однако при высоких степенях повышения давления в компрессоре и небольших расходах воздуха высоты лопаток последних ступеней могут получиться меньше $15 \div 20$ мм, что отрицательно сказывается на КПД этих ступеней и всего компрессора в целом. В этом случае следует выбирать проточную часть с $D_{cp} = const$ или $D_{gr} = const$.

В данном примере по условию задания принят тип проточной части с $D_{cp} = const$.

Особенности расчета компрессора с $D_{gr} = const$ и $D_K = const$ рассматриваются в § 1.6; 3,4 – 3,7.

Предварительный расчет компрессора включает определение следующих параметров (см. § 1.2 – 1.4):

1. Средний напор ступеней в звуковом компрессоре с $D_{cp} = const$

$$H_{K,cp} = (1,3 \div 1,5) H_{K1}$$

В нашем случае $H_{K,cp} = 1,4 \cdot H_{K1} = 1,4 \cdot 20 = 28$ кДж/кг. Обычно $H_{K,cp} = 28 \div 35$ кДж/кг.

2. Напор компрессора

$$H_K = \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_H^* \left(T_K^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287,3 \cdot 288 \left(4,95^{\frac{0,286}{1,4}} - 1 \right) \frac{1}{0,855} = 1005 \cdot 288 \cdot 0,5794 \frac{1}{0,855} = 196,135 \text{ кДж/кг.}$$

3. Число ступеней компрессора

$$Z = \frac{H_K}{H_{K,cp}} = \frac{196,135}{28} = 7,01.$$

Принимаем $Z = 7$ и уточняем $H_{K,cp} = 28$ 019,3 Дж/кг.

4. Мощность, потребляемая компрессором

$$N_K = G_g \cdot H_K = 100 \cdot 196,135 = 19\,613,5 \text{ кВт.}$$

5. Частота вращения ротора компрессора

$$n = \frac{U_{K1}}{\pi D_{K1}} = \frac{360}{3,14 \cdot 0,934} = 122,75 \text{ об/с.}$$

6. Напор по ступеням компрессора обычно распределяется так, что в двух-трех средних ступенях он максимальный (на $10 \div 20\%$ больше $H_{K,cp}$), а в последних примерно равен $H_{K,cp}$.

В качестве средней ступени выбирают $Z_{cp} = \frac{Z}{2}$ при четном числе ступеней, а при нечетном $Z_{cp} = \frac{Z+1}{2}$. Для ступеней от

$Z_{ср}$ до $Z_{ср} + (1 \div 2)$ можно принимать $H_{кi} = H_{кmax} = (1,1 \div 1,2) H_{кср}$.
В нашем случае

$$Z_{ср} = \frac{Z+1}{2} = \frac{7+1}{2} = 4.$$

На основе известных величин $H_{кi} = 20$ кДж/кг, $H_{кср} = 28$ 019, 3 Дж/кг и с учетом указанных рекомендаций строим в первом приближении график (рис. I.4). Далее суммируются напоры по ступеням и корректируются значения для отдельных ступеней с тем, чтобы обеспечить равенство

$$\sum_i H_{кi} = H_{к}.$$

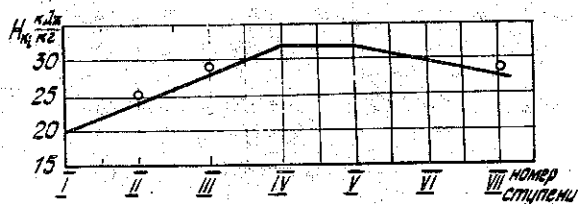


Рис. I.4. Распределение напора по ступеням компрессора

На рис. I.4 помечены значком \circ скорректированные значения $H_{кi}$, а в табл. I.1 приведены их численные значения и суммарный напор

$$\sum_i H_{кi} = 196,135 \text{ кДж/кг.}$$

7. Осевые скорости потока по ступеням компрессора постепенно уменьшаются от входа к выходу.

Величина C_{iaI} на входе в первую ступень определяется при выборе основных исходных данных первой ступени компрессора.

В нескольких последующих ступенях желательно сохранить величину C_{ia} неизменной, равной C_{iaI} (рис. I.5), что позволяет получить в этих ступенях повышенные напоры при заданной густоте решеток δ/t . Желательно, чтобы градиент уменьшения C_{ia} при переходе от ступени к ступени не превышал 10–15 м/с.

Таблица I.1

Параметры	Размерность	Ступени						
		I	II	III	IV	V	VI	VII
$H_{кi}$	кДж/кг	20	25	29	32	32	30	28,135
$C_{ia i}$	м/с	183	183	183	177	170	163	156
$\rho_{кi}$	-	0,5	0,52	0,54	0,56	0,58	0,60	0,62
$\varphi_{кi}$	-	0,98	0,965	0,95	0,935	0,92	0,905	0,89
$(\beta \cdot \beta_{кi})$	-	0,98	0,976	0,972	0,968	0,964	0,96	0,956
$H_{кhi}$	Дж/кг	20 000	25 285	29 672	33 129	33 530	31 823	30 221
$\bar{H}_{кhi}$	-	0,315	0,398	0,467	0,522	0,528	0,501	0,476
$\bar{C}_{ia i}$	-	0,726	0,726	0,726	0,702	0,675	0,647	0,619
$\eta_{кi}^*$	-	0,859	0,865	0,89	0,897	0,897	0,872	0,865
$H_{кi} \eta_{кi}^*$	Дж/кг	17 180	21 625	25 810	28 704	28 704	26 160	24 337
$\eta_{кi}^* = \eta_{кi}^* T_{кi}^* T_{кi}^*$	К	307,9	332,8	361,7	393,5	425,3	455,2	483,2
$T_{кi}$	К	286	307,9	332,8	361,7	393,5	425,3	455,2
$\varphi_{кi}^*$	-	1,221	1,27	1,3	1,3	1,28	1,23	1,2
$\rho_{кi}^* = \rho_{кi}^* T_{кi}^* T_{кi}^*$	Па	0,984 · 10 ⁵	1,201 · 10 ⁵	1,525 · 10 ⁵	1,983 · 10 ⁵	2,578 · 10 ⁵	3,3 · 10 ⁵	4,059 · 10 ⁵
								4,871 · 10 ⁵

При правильном выборе величины осевой скорости на выходе из компрессора $\bar{C}_{ак} \geq 0,45 \div 0,5$; $\lambda_k = 0,35 \div 0,45$; $h_{с.а.к} \geq 0,015 \div 0,02$ м ($h_{с.а.к}$ — высота лопаток спрямляющего аппарата последней ступени).



Рис. I.5. Распределение осевых скоростей по ступеням компрессора

8. Определяем параметры на выходе из компрессора.

Скорость воздуха C_k в современных авиационных ГТД составляет $140 \div 170$ м/с. Выбираем $C_k = 150$ м/с, тогда при осевом выходе воздуха из компрессора ($\alpha_k = 90^\circ$)

$$\bar{C}_{ак} = \frac{C_k}{U_{ср}} = \frac{150}{252} = 0,595;$$

$$\lambda_k = \frac{C_k}{\alpha_{кр}} = \frac{150}{18,3 \sqrt{T_k^*}} = \frac{150}{18,3 \sqrt{483,2}} = 0,3729,$$

где

$$T_k^* = T_n^* + \frac{H_k}{\frac{k}{k-1} R} = 288 + \frac{196 \cdot 135}{100,5} = 483,2 \text{ К.}$$

По λ_k из таблиц ГДФ находим $\varphi(\lambda_k) = 0,5546$.

Давление

$$P_k^* = \delta_{вх} \cdot P_n^* \cdot \pi_k^* = 0,97 \cdot 1,014 \cdot 10^5 \cdot 4,95 = 4,871 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Площадь проходного сечения

$$F_k = \frac{G_b \sqrt{T_k^*}}{P_k^* \varphi(\lambda_k) \sin \alpha_k \cdot s_b \cdot K_b} = \frac{100 \sqrt{483,2}}{4,871 \cdot 10^5 \cdot 0,5546 \cdot 10 \cdot 0,0404 \cdot 0,96} = 0,21 \text{ м}^2.$$

Средний диаметр

$$D_{ср} = D_{к1} \frac{1 + \bar{d}_{к1}}{2} = 0,934 \cdot \frac{1 + 0,4}{2} = 0,654 \text{ м.}$$

Высота лопатки спрямляющего аппарата последней ступени

$$h_{с.а.к} = \frac{F_k}{\lambda \cdot D_{ср}} = \frac{0,21}{3,14 \cdot 0,654} = 0,102 \text{ м.}$$

Таким образом, в нашем примере все величины ($\bar{C}_{ак}$, λ_k и $h_{с.а.к}$) лежат в допустимых пределах.

9. Степень реактивности ρ_{ki} обычно увеличивают с увеличением номера ступени на $1 \div 3\%$. Это позволяет получить большие значения коэффициента напора \bar{H}_{th} при незначительном снижении КПД. Результаты распределения ρ_{ki} по ступеням показаны в табл. I.1.

10. Теоретический (эйлеровский) напор в ступенях компрессора вычисляется по формуле

$$H_{thi} = H_{ki} \frac{(\eta_z \eta_f)}{\Omega_i},$$

где Ω_i — коэффициент, отражающий неравномерность скоростей, линейно изменяется по длине проточной части компрессора от $0,98 \div 1,0$ в первой ступени до $0,86 \div 0,9$ в последней.

Потери в зазорах η_z и потери от трения диска η_f обычно учитываются величиной $\eta_z \cdot \eta_f$. Произведение $\eta_z \cdot \eta_f$ уменьшается линейно от $0,97 \div 0,98$ в первой ступени до $0,95 \div 0,96$ в последней.

Результаты расчетов величины H_{thi} приведены в табл. I.1.

11. Коэффициенты напора \bar{H}_{th} и расхода $\bar{C}_{а}$ по ступеням компрессора рассчитаны по формулам

$$\bar{H}_{thi} = \frac{H_{thi}}{U_{ср}^2}; \quad \bar{C}_{ai} = \frac{C_{ai}}{U_{ср}}.$$

12. Густоты решеток рабочего колеса $(b/t)_{р.к}$ и спрямляющего аппарата $(b/t)_{с.а}$ в средних, наиболее нагруженных ступенях дозвукового компрессора не должны превышать $1,5 \div 1,6$. Поэтому прежде чем продолжить дальнейший расчет компрессора не-

необходимо проверить эти густоты в той ступени компрессора, где отношение \bar{H}_{th}/\bar{C}_a максимальное. В нашем примере \bar{H}_{th}/\bar{C}_a достигает максимального значения в V ступени (см. табл. I.1).

Для этой ступени

$$\bar{H}_{th}/\bar{C}_a = \frac{0,528}{0,675} = 0,782; \quad \rho_k/\bar{C}_a = \frac{0,58}{0,675} = 0,859.$$

По графику (рис. I.2) или по формуле (I.1) находим $(\bar{H}_{th}/\bar{C}_a)_{\beta_k=1,0} = 0,58$, а затем определяем параметр

$$J = \frac{\bar{H}_{th}/\bar{C}_a}{(\bar{H}_{th}/\bar{C}_a)_{\beta_k=1,0}} = \frac{0,782}{0,58} = 1,348.$$

Далее по графику (рис. I.3) или по формуле (I.2) находим $(\beta/t)_{p,k} = 1,5$, что можно допустить.

Густота решетки спрямляющего аппарата V ступени определяется в такой последовательности:

а) осевая скорость за рабочим колесом

$$C_{2aV} = \frac{C_{1aV} + C_{1aII}}{2} = \frac{170 + 163}{2} = 166,5 \text{ м/с};$$

б) окружная составляющая скорости воздуха на выходе из колеса

$$C_{2uV} = C_{cp} \left[(1 - \rho_k) + \frac{\bar{H}_{th}}{2} \right] = 252 \left[(1 - 0,58) + \frac{0,528}{2} \right] = 172,4 \text{ м/с};$$

в) угол потока на выходе

$$\alpha_{2V} = \arctg \frac{C_{2aV}}{C_{2uV}} = \arctg \frac{166,5}{172,4} = 44^\circ.$$

Принимая во внимание, что $\alpha_{3I} = \alpha_{1(I+1)}$, находим угол выхода потока из спрямляющего аппарата

$$\alpha_{3I} = \alpha_{1II} = \arctg \frac{C_{1aII}}{C_{1uII}} = \arctg \frac{163}{37,7} = 76^\circ 59',$$

здесь

$$C_{1uII} = C_{cp} \left[(1 - \rho_k) - \frac{\bar{H}_{th}}{2} \right] = 252 \left[(1 - 0,58) - \frac{0,528}{2} \right] = 37,7 \text{ м/с};$$

г) поворот потока в решетке спрямляющего аппарата

$$\Delta\alpha = \alpha_{3I} - \alpha_{2I} = 76^\circ 59' - 44^\circ = 32^\circ 59';$$

д) по графику (рис. I.6) или по формуле

$$\begin{aligned} (\Delta\alpha)_{\beta_k=1} &= 0,037 + 0,1\bar{\alpha}_3 + 0,262\bar{\alpha}_3^2 = \\ &= 0,037 + 0,1 \cdot 0,7698 + 0,262 \cdot 0,7698^2 = 0,27, \end{aligned} \quad (I.5)$$

где $\Delta\bar{\alpha} = \frac{\Delta\alpha}{100}$ и $\bar{\alpha}_3 = \frac{\alpha_3}{100}$, тогда параметр

$$E = \frac{\Delta\bar{\alpha}}{(\Delta\bar{\alpha})_{\beta_k=1}} = \frac{0,3298}{0,27} = 1,22;$$

е) далее по графику (рис. I.7) или по формуле

$$\begin{aligned} \left(\frac{\beta}{t}\right)_{CA} &= 10(0,981 - 1,788E + 0,912E^2) = \\ &= 10(0,981 - 1,788 \cdot 1,22 + 0,912 \cdot 1,22^2) = 1,57, \end{aligned} \quad (I.6)$$

что можно допустить.

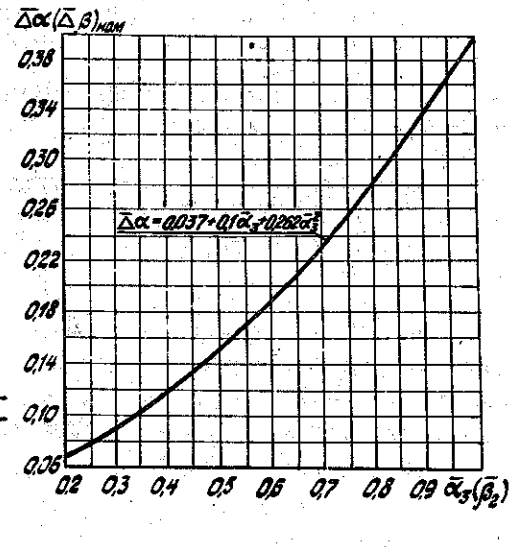


Рис. I.6. Экспериментальная зависимость относительного номинального угла отклонения потока в решетках от относительного угла выхода потока при $\frac{\beta}{t} = 1$

Если окажется, что густота в какой-либо из решеток выше допустимой, то следует перераспределить напоры по ступеням, уменьшив их в наиболее нагруженных средних ступенях.

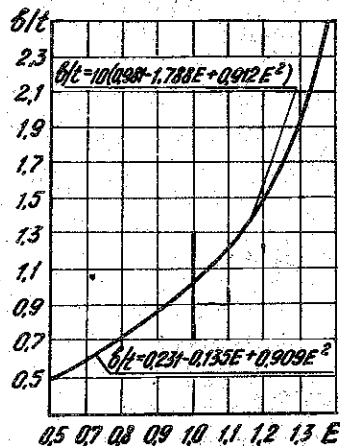


Рис. 1.7. Экспериментальная зависимость густоты решеток от параметра E

$$\frac{\gamma_v}{\gamma_{sv}} = 1 - \frac{H_{kz}}{H_k} (1 - \gamma_{kz}^*) = 1 - \frac{28\ 135}{196\ 135} (1 - 0,865) = 0,9806$$

и по нему определяем КПД условного эквивалентного политропно-го процесса

$$\gamma_{sv}^* = \frac{\frac{K-1}{K} \lg \pi_k^*}{\lg \left(1 + \frac{\gamma_v}{\gamma_{sv}^*} \frac{\pi_k^{*\frac{K-1}{K}} - 1}{\gamma_k^*} \right)} = \frac{0,286 \lg 4,95}{\lg \left(1 + 0,9806 \frac{4,95^{0,286} - 1}{0,855} \right)} = 0,897.$$

КПД γ_v , соответствующий равенству напоров в действительном и эквивалентном политропном процессах сжатия, определяется

$$\gamma_v = \frac{\gamma_v}{\gamma_{sv}^*} \gamma_{sv}^* = 0,9806 \cdot 0,897 = 0,8796.$$

13. КПД в отдельных ступенях, как правило, неодинаковы. В первых ступенях $\gamma_{k,cr}^* = 0,84 \div 0,86$, в средних $\gamma_{k,cr}^* = 0,89 \div 0,9$ и в последних $\gamma_{k,cr}^* = 0,86 \div 0,87$.

КПД отдельных ступеней можно согласовать с КПД всего компрессора методом эквивалентной поллитропы [1]. Для этих целей необходимо иметь напор (H_{kz}) и КПД (γ_{kz}^*) последней ступени. Выбирая $\gamma_{kz}^* = 0,865$, а $H_{kz} = 28\ 135$ Дж/кг, вычисляем отношение

Далее находим

$$\sum \frac{H_{ki}}{\gamma_{ki}^*} \gamma_{ki}^* = H_k \gamma_v = 196\ 135 \cdot 0,8796 = 172\ 520 \text{ Дж/кг.}$$

Напоры отдельных ступеней берутся из табл. I. I. Величины γ_{ki}^* в остальных ($z-1$) ступенях выбираются с учетом изложенных ранее рекомендаций так, чтобы $\sum \frac{H_{ki}}{\gamma_{ki}^*} \gamma_{ki}^* = H_k \gamma_v$. Величины γ_{ki}^* , выбранные в нашем случае, и значения $H_{ki} \gamma_{ki}^*$ указаны в табл. I. I.

14. Температура адиабатно заторможенного потока воздуха T_{zi}^* на выходе из спрямляющего аппарата данной ступени равна соответственно температуре торможения в абсолютном движении на выходе из рабочего колеса T_{zi}^* и на входе в последующую ступень $T_{i(i+1)}^*$

$$T_{i(i+1)}^* = T_{zi}^* = T_{zi}^* = T_{ii}^* + \frac{H_{ki}}{\frac{K}{K-1} R} = T_{ii}^* + \frac{H_{ki}}{1005}.$$

Для первой ступени $T_{11}^* = T_{21}^* = T_{11}^* = 288$ К. Результаты остальных расчетов сведены в табл. I. I.

15. Степень повышения давления в отдельных ступенях

$$\pi_{ki}^* = \left(\frac{H_{ki}}{\frac{K}{K-1} R T_{ii}^*} + 1 \right)^{\frac{K-1}{K}} = \left(\frac{H_{ki} \gamma_{ki}^*}{1005 T_{ii}^*} + 1 \right)^{3,5}.$$

Для проверки правильности этих расчетов необходимо вычислить общую степень повышения давления π_k^* , которая должна совпадать с заданной (см. табл. I. I.):

$$\pi_k^* = \pi_{k1}^* \pi_{k2}^* \dots \pi_{kz}^* = 1,221 \cdot 1,27 \dots 1,2 = 4,95.$$

Во всех ступенях, кроме первой, степень повышения давления является отношением полного давления на выходе из спрямляющего аппарата к полному давлению перед колесом, т.е.

$$\pi_{ki}^* = \frac{p_{zi}^*}{p_{ii}^*}.$$

Для первой ступени под начальным давлением понимается давление перед направляющим аппаратом и поэтому

$$\pi_{\kappa 1}^* = \frac{p_{31}^*}{p_b^*},$$

где $p_b^* = p_n^* \cdot \delta_{bx}$.

В частном случае, когда направляющий аппарат отсутствует, давление p_b^* будет являться одновременно и давлением перед колесом p_1^* .

16. Полное давление на входе в i -ю ступень равно полному давлению на выходе из $(i-1)$ -й ступени, т.е.

$$p_{ii}^* = p_{3(i-1)}^* = p_{1(i-1)}^* \cdot \pi_{\kappa(i-1)}^*.$$

Результаты расчетов, выполненных в данном параграфе, сведены в табл. I.1.

§ I.3. Расчет проходных сечений компрессора

Целью расчета является определение высот лопаток, диаметров $D_{\kappa i}$ и $D_{\delta r i}$ для всех ступеней компрессора. Порядок расчета следующий:

I. Окружная составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо ступени

$$C_{\tau i i} = C_{\tau p i} \left[(1 - \rho_{\kappa i}) - \frac{\bar{H}_{th i}}{2} \right].$$

2. Абсолютная и приведенная скорость на входе в колесо

$$C_{ii} = \sqrt{C_{1\sigma i}^2 + C_{\tau i i}^2}; \quad \lambda_{ii} = \frac{C_{ii}}{a_{1\kappa i}},$$

где

$$a_{1\kappa i} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} RT_{ii}^*} = 18,3 \sqrt{T_{ii}^*}.$$

По λ_{ii} и таблицам ГДФ находят $q(\lambda_{ii})$.

3. Угол входа в ступень по абсолютной скорости

$$\alpha_{ii} = \arcsin \frac{C_{\tau i i}}{C_{ii}}.$$

Подчеркнем, что угол на входе α_{ii} является одновременно и углом выхода потока из спрямляющего аппарата предыдущей ступени, т.е.

$$\alpha_{ii} = \alpha_{3(i-1)}.$$

4. Площадь сечения на входе в ступень

$$F_{ii} = \frac{G_B \sqrt{T_{ii}^*}}{p_{ii}^* q(\lambda_{ii}) \sin \alpha_{ii} \cdot S_B \cdot K_B}.$$

5. Высота рабочей лопатки на входе в колесо и диаметры $D_{\kappa i}$ и $D_{\delta r i}$

$$h_{ii} = \frac{F_{ii}}{\pi D_{cp}}; \quad D_{\kappa i} = D_{cp} + h_{ii}; \quad D_{\delta r i} = D_{cp} - h_{ii}.$$

Расчет проходных сечений проводится с использованием численных значений величин, полученных в предыдущих параграфах, а результаты расчета сведены в табл. I.2.

§ I.4. Схема меридионального сечения проточной части компрессора

Схема проточной части вычерчивается для того, чтобы убедиться в ее плавности, назначить долевые размеры рабочих и направляющих (спрямляющих) лопаток, а также выбрать осевые зазоры между решетками рабочих колес и спрямляющих аппаратов. Угол скоса χ_c внутренней и наружной поверхностей (при схеме $D_{cp} = const$) не должен превышать $8 \div 12^\circ$ на сторону (рис. I.8).

При вычерчивании схемы используются расчетные величины диаметров $D_{\kappa i}$ и $D_{\delta r i}$; числа ступеней Z , а также следующие статистические соотношения:

- удлинение лопаток $\bar{h} = \frac{h}{b} = 3,5 + 4,5$ в первых ступенях и $\bar{h} = 2 + 2,5$ в последних;

Параметры	Размерность	Ступени							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	K
C_{ni}	м/с	86,3	70,8	57,1	45,1	39,3	37,7	35,8	0
C_{ni}	м/с	202,3	196,2	191,7	182,7	174,5	167,3	160,1	150
α_{ni}	м/с	310,6	321,1	333,8	348	363	377,4	390,4	402,3
λ_{ni}	-	0,6515	0,6110	0,5743	0,5350	0,4907	0,4433	0,4101	0,3729
$q(\lambda)_{ni}$	-	0,8554	0,8207	0,7865	0,7363	0,6872	0,6433	0,6026	0,5546
$\alpha_{ni} = \alpha_3 (i-1)$	град	$64^{\circ}45'$	$68^{\circ}52'$	$72^{\circ}40'$	$75^{\circ}39'$	$76^{\circ}57'$	$76^{\circ}58'$	77°	90°
$\sin \alpha_{ni}$	-	0,9045	0,9327	0,9546	0,9688	0,9742	0,9743	0,9744	1,0
F_{ni}	m^2	0,575	0,492	0,411	0,347	0,296	0,257	0,231	0,21
$h_{ni} = h_3 (i-1)$	м	0,280	0,240	0,200	0,169	0,144	0,125	0,112	0,102
D_{ni}	м	0,934	0,894	0,854	0,823	0,798	0,779	0,766	0,756
D_{ni}	м	0,374	0,414	0,454	0,485	0,510	0,529	0,542	0,552
h_i	-	4,0	3,7	3,4	3,1	2,8	2,5	2,2	-
δ_{ai}	-	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	-
b_i	м	0,070	0,065	0,059	0,055	0,051	0,050	0,050	-
S_i	м	0,063	0,059	0,053	0,050	0,046	0,045	0,045	-
δ_{ai}	м	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,015	0,016	-

- относительная ширина лопаток рабочих колес и спрямляющих аппаратов $\frac{S}{\delta} = 0,85 + 0,9$ на среднем радиусе;

- относительная величина осевых зазоров между решетками рабочих колес и спрямляющих (направляющих) аппаратов $\delta_a = \frac{\delta_a}{\delta} = 0,15 + 0,2$ на первых и $\delta_a = 0,3 + 0,4$ на последних ступенях (здесь δ - хорда рабочей лопатки на среднем диаметре).

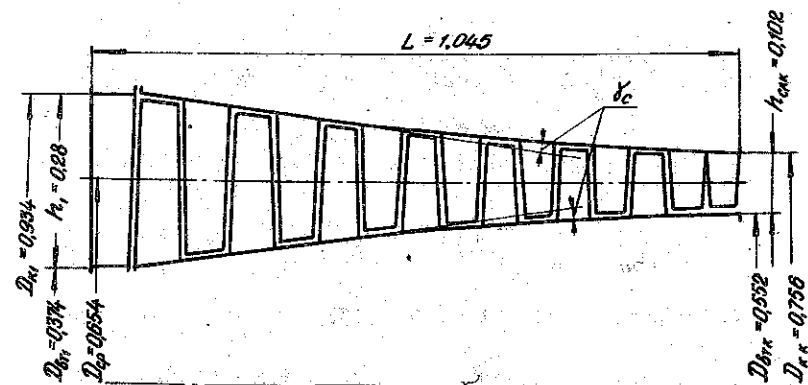


Рис. 1.8. Схема проточной части компрессора

В нашем примере выбран линейный закон изменения по ступеням удлинения рабочих и направляющих (спрямляющих) лопаток λ от 4 на первой ступени до 2,2 на последней; относительного осевого зазора δ_a от 0,2 на первой ступени до 0,32 на последней.

Относительная ширина решеток $\frac{S}{\delta} = 0,9$.

Результаты расчета приведены в табл. 1.2.

Меридиональный профиль проточной части компрессора показан на рис. 1.8. Как видно из рисунка, для схемы $D_{op} = const$ угол скоса δ_c значительно меньше $8 + 12^{\circ}$.

Далее можно приступить к детальному расчету всех ступеней по среднему диаметру, что показано на примере расчета первой ступени компрессора.