

§ 1.5. Детальный газодинамический расчет первой*) ступени компрессора по среднему диаметру

В расчетах этого параграфа используются данные табл. I.1 и I.2.

I. Угол потока воздуха на входе в рабочее колесо в относительном движении

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\bar{C}_{1a}}{1 - \bar{C}_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1} = \frac{0,726}{1 - 0,726 \operatorname{ctg} 64^\circ 45'} = \frac{0,726}{1 - 0,726 \cdot 0,4718} = 1,1042;$$

$$\beta_1 = 47^\circ 50'.$$

2. Относительная скорость воздуха на входе в колесо

$$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + (U_{cp1} - C_{1u})^2} = \sqrt{183^2 + (252 - 86,3)^2} = 246,9 \text{ м/с.}$$

3. Скорость звука на входе в ступень (см. § I.1) $\alpha_1 = 328 \text{ м/с.}$

4. Проверяется число Маха по относительной скорости на входе в рабочее колесо

$$M_{w1} = \frac{W_1}{\alpha_1} = \frac{246,9}{328} = 0,7527.$$

5. Густота решетки рабочего колеса $\left(\frac{b}{t}\right)_{p\kappa} = 0,68$ [см. формулу (I.2)].

6. Число лопаток рабочего колеса

$$Z_{p\kappa} = \frac{\bar{h} \left(\frac{b}{t}\right)_{p\kappa} \pi D_{cp}}{h_1} = \frac{4 \cdot 0,68 \cdot 3,14 \cdot 0,654}{0,280} = 19,95.$$

Округляя полученное $Z_{p\kappa}$ до 20, уточняем величину $\bar{h} = 4,01$.

*) Индекс I, обозначающий номер ступени, для простоты опущен.

7. Уточняется длина хорды рабочей лопатки

$$b = \frac{h_1}{\bar{h}} = \frac{0,280}{4,01} = 0,070 \text{ м.}$$

8. Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса

$$C_{2u} = U_{cp2} \left[(1 - \rho_{\kappa}) + \frac{\bar{H}_{2b}}{2} \right] = 252 \left[(1 - 0,5) + \frac{0,315}{2} \right] = 165,7 \text{ м/с.}$$

При $D_{cp} = \text{const}$ окружная скорость на среднем диаметре

$$U_{cp} = U_{cp1} = U_{cp2} = \text{const.}$$

9. Осевая скорость на выходе из колеса

$$C_{2a} = \frac{C_{1a} + C_{3a}}{2} = \frac{183 + 183}{2} = 183 \text{ м/с.}$$

где $C_{3ai} = C_{ai(i+1)}$.

В нашем примере в первых ступенях осевые скорости на среднем диаметре приняты одинаковыми, т.е. $C_{2a} = C_{1a} = C_{3a} = 183 \text{ м/с.}$

10. Абсолютная и приведенная скорости на выходе из колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2a}^2} = \sqrt{165,7^2 + 183^2} = 246,9 \text{ м/с;}$$

$$\lambda_2 = \frac{C_2}{a_{2kp}} = \frac{246,9}{321,1} = 0,769,$$

где $a_{2kp} = a_{3kp}$, т.е. $a_{2kpi} = a_{kp(i+1)}$.

11. Угол выхода из рабочего колеса в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{C_{2a}}{C_2} = \arcsin \frac{183}{246,9} = 47^\circ 50'.$$

12. Давление адиабатно заторможенного потока воздуха на выходе из колеса:

$$p_2^* = p_1^* \left(\frac{H_{K1}}{K} \frac{\gamma_{PK}^*}{RT_1^*} + 1 \right)^{\frac{K}{K-1}} = 0,984 \cdot 10^5 \left(\frac{20000 \cdot 0,935}{1005 \cdot 288} + 1 \right)^{3,5} = 1,225 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

КПД рабочего колеса γ_{PK}^* на среднем диаметре находится в пределах $0,92 \div 0,94$ (нами принято $\gamma_{PK}^* = 0,935$).

Величина коэффициента сохранения полного давления в спрямляющем аппарате $\delta_{с.а} = \frac{p_3^*}{p_2^*} = 0,98 \div 0,99$. В нашем случае

$$\delta_{с.а} = \frac{1,201 \cdot 10^5}{1,225 \cdot 10^5} = 0,98,$$

что находится в указанных пределах.

13. Площадь кольцевого сечения на выходе из рабочего колеса

$$F_2 = \frac{G_g \sqrt{T_2^*}}{p_2^* q(\lambda_2) \sin \alpha_2 \cdot S_g \cdot K_g} = \frac{100 \sqrt{307,9}}{1,225 \cdot 10^5 \cdot 0,9358 \cdot 0,7412 \cdot 0,0404 \cdot 0,96} = 0,532 \text{ м}^2.$$

Величина $q(\lambda_2)$ находится из таблиц ГДФ по значению $\lambda_2 = 0,769$.

14. Высота лопатки на выходе из рабочего колеса

$$h_2 = \frac{F_2}{\pi D_{cp}} = \frac{0,532}{3,14 \cdot 0,654} = 0,259 \text{ м.}$$

15. Наружный диаметр на выходе из колеса

$$D_{K2} = D_{cp} + h_2 = 0,654 + 0,259 = 0,913 \text{ м.}$$

16. Внутренний диаметр за колесом

$$D_{B2} = D_{cp} - h_2 = 0,654 - 0,259 = 0,395 \text{ м.}$$

17. Относительная скорость воздуха на выходе из колеса

$$W_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + (U_{cp} - C_{2u})^2} = \sqrt{183^2 + (252 - 165,7)^2} = 202,3 \text{ м/с.}$$

18. Угол выхода потока из рабочего колеса

$$\beta_2 = \arcsin \frac{C_{2a}}{W_2} = \arcsin \frac{183}{202,3} = 64^\circ 45'.$$

19. Угол отклонения потока в рабочем колесе

$$\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1 = 64^\circ 45' - 47^\circ 50' = 16^\circ 55'.$$

20. Угол выхода потока из спрямляющего аппарата равен углу входа в следующую ступень, т.е.

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

В нашем случае $\alpha_3 = 68^\circ 52'.$

21. Угол отклонения потока в спрямляющем аппарате

$$\Delta \alpha = \alpha_3 - \alpha_2 = 68^\circ 52' - 47^\circ 50' = 21^\circ 02'.$$

22. Номинальный угол отклонения потока $\Delta \alpha$ в спрямляющем аппарате при $b/c = 1,0$ определяется по формуле

$$(\Delta \bar{\alpha})_{b/c=1,0} = 0,037 + 0,1 \bar{\alpha}_3 + 0,252 \bar{\alpha}_3^2, \quad (1.7)$$

где

$$(\Delta \bar{\alpha})_{b/c=1} = \frac{(\Delta \alpha)_{b/c=1}}{100} \quad \text{и} \quad \bar{\alpha}_3 = \frac{\alpha_3}{100},$$

или по величине угла $\bar{\alpha}_3$ с помощью графика (рис.1.6)

$$(\Delta \alpha)_{b/c=1} = (\Delta \bar{\alpha})_{b/c=1} \cdot 100 = 23^\circ 24'.$$

23. Густота решетки спрямляющего аппарата для $F = 0,6 + 1,0$

$$b/c = 0,231 - 0,135E + 0,909E^2, \quad (1.8)$$

для $F = 1,0 + 1,4$

$$b/c = 10(0,981 - 1,788E + 0,912E^2), \quad (1.9)$$

где

$$E = \frac{\Delta \alpha}{(\Delta \alpha)_{b/c=1,0}} = \frac{21^\circ 02'}{23^\circ 24'} = \frac{0,2103}{0,234} = 0,8987,$$

или же она определяется по графику (рис. I.7) $(\delta/t)_{с.а} = 0,84$.

24. Число лопаток спрямляющего аппарата определяется с учетом удлинения лопаток $(h_2/\delta)_{с.а}$ и плотности решетки $(\delta/t)_{с.а}$, которые могут иметь такие же значения, как и для рабочих колес.

Выбирая $(h_2/\delta)_{с.а} = 4,0$, находим:

$$Z_{с.а} = \frac{(h_2/\delta)_{с.а} (\delta/t)_{с.а} \pi D_{ср}}{h_2} = \frac{4 \cdot 0,84 \cdot 3,14 \cdot 0,654}{0,259} = 26,6.$$

Округляя число лопаток до $Z_{с.а} = 27$, уточняем $(h_2/\delta)_{с.а} = 4,05$.

25. Длина хорды лопаток спрямляющего аппарата

$$\ell_{с.а} = \frac{h_{2,с.а}}{(h_2/\delta)_{с.а}} = \frac{0,259}{4,05} = 0,064 \text{ м.}$$

26. Проверяем плотность решетки рабочего колеса. По углу $\bar{\beta}_2 = \beta_2/100$ с помощью рис. I.6 или формулы (I.7) находим

$$(\Delta\bar{\beta})_{\beta k=1,0} = \frac{(\Delta\beta)_{\beta k=1,0}}{100} = 0,212.$$

Затем определяем параметр

$$E = \frac{\Delta\bar{\beta}}{(\Delta\beta)_{\beta k=1,0}} = \frac{0,169}{0,212} = 0,797,$$

где $\Delta\bar{\beta} = \frac{\Delta\beta}{100} = \frac{16,9}{100} = 0,169$ ($\Delta\beta$ - в градусах).

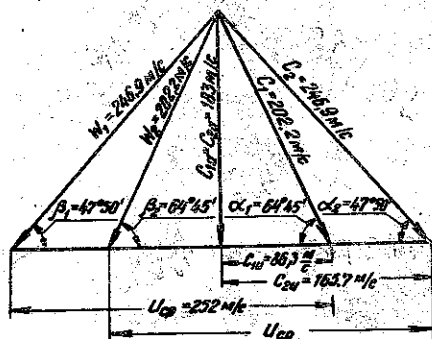


Рис. I.9. Треугольник скоростей первой ступени на среднем диаметре

Далее по формулам (I.8), (I.9) или рис. I.7 определяем $(\delta/t)_{р.к} = 0,68$, что совпадает с найденной ранее величиной.

На этом заканчивается газодинамический расчет первой ступени компрессора по среднему диаметру. На основе полученных данных вычерчивается треугольник скоростей первой ступени компрессора на среднем диаметре (рис. I.9).

§ I.6. Особенности расчета компрессоров с постоянными наружным и внутренним диаметрами

Основной отличительной особенностью расчета компрессоров при $D_k = const$ и $D_{б7} = const$ является то, что величина среднего диаметра по ступеням заранее неизвестна. Поэтому проходные сечения проточной части приходится определять методом последовательных приближений. Выбор исходных данных выполняется так же, как и в компрессоре с $D_{ср} = const$. Аналогично выполняется и предварительный расчет компрессора.

Особенности расчета компрессора с $D_k = const$ подробно рассмотрены в § 3.4 - 3.7.

Компрессоры с $D_{б7} = const$ в одновальных ТРД из-за низкой напорности применяются редко. Они находят применение во вторых и третьих каскадах высоконапорных компрессоров двух- и трехвальных двигателей. Основное их достоинство - увеличение высоты лопаток последних ступеней. Особенности расчета компрессора с $D_{б7} = const$ следующие.

1. Величины основных исходных данных (§ I.1) выбираются в следующих пределах: $d_{б7,1} = 0,45 \div 0,55$; $H_{th,1} = 0,25 \div 0,3$.

2. В предварительном расчете (§ I.2) параметры $H_{к,ср} = (1,2 \div 1,4) H_{к,1}$; $H_{к,ср} \leq 29 \div 30$ кДж/кг, а $h_{с.а,к}$ и $U_{ср,к}$ находятся в такой последовательности:

а) диаметр втулки компрессора

$$D_{б7} = d_{б7,1} \cdot D_{к,1} = const;$$

б) относительный диаметр втулки за последней ступенью компрессора (в сечении К)

$$\bar{d}_{б7,к} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4F_{ср}}{\pi D_{б7}}}};$$

в) внешний диаметр за компрессором

$$D_{к.к} = \frac{D_{\delta r}}{d_{\delta r.к}};$$

г) высота лопатки спрямляющего аппарата последней ступени

$$h_{с.а.к} = \frac{D_{к.к} - D_{\delta r}}{2};$$

д) средний диаметр на выходе из компрессора

$$D_{ср.к} = \frac{D_{к.к} + D_{\delta r}}{2};$$

е) окружная скорость на среднем диаметре последней ступени

$$U_{ср.к} = \pi D_{ср.к} \cdot n,$$

где n — частота вращения, об/с;

3. Расчет коэффициентов напора $\bar{H}_{\text{эт}}$ и расхода \bar{C}_a по ступеням (§ 1.2 п. II) в предварительном расчете не производится, а оценку густоты решеток наиболее нагруженной ступени производят аналогично тому, как это делается для компрессора с $D_k = \text{const}$ (см. § 3.4). При этом в первом приближении окружную скорость наиболее нагруженной ступени выбирают в пределах

$$U_{ср} = (1,01 \div 1,03) U_{ср.к}.$$

4. Расчет проходных сечений компрессора с $D_{\delta r} = \text{const}$ проводится методом последовательных приближений и делается это так же, как и для компрессора с $D_k = \text{const}$ (см. § 3.5). При этом следует иметь в виду, что

а) относительный диаметр втулки

$$\bar{d}_{\delta r.и} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4F_{и}}{\pi D_{\delta r}^2}}};$$

б) окружная скорость на среднем диаметре входа в ступень

$$U_{ср.и} = \frac{U_{\delta r} (1 + \bar{d}_{\delta r.и})}{2 \cdot \bar{d}_{\delta r.и}}.$$

Детальный газодинамический расчет первой ступени компрессора выполняется аналогично изложенному в § 1.5, но здесь так же, как и в компрессоре с $D_k = \text{const}$, в связи с изменением среднего диаметра по длине проточной части предполагаются цилиндрические поверхности тока в пределах рассчитываемой ступени, т.е.

$$D_{ср.2} = D_{ср.1} = D_{ср} \quad \text{и} \quad U_{ср.2} = U_{ср.1} = U_{ср}.$$

Это следует учитывать при расчете первой ступени по среднему диаметру.

Глава 2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ПО РАДИУСУ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

Из-за переменности окружных скоростей и наличия центробежных сил закрученного воздуха форма треугольников скоростей, а также численные значения коэффициентов теоретического напора, степени реактивности, коэффициента расхода и других величин не остаются постоянными вдоль радиуса ступени.

Для получения наибольшей эффективности ступени в целом параметры элементарных ступеней должны быть согласованы между собой по высоте, что обуславливается уравнением радиального равновесия потока в осевых зазорах между лопаточными венцами.

Уравнение радиального равновесия связывает между собой осевые (C_a) и окружные (C_u) составляющие абсолютной скорости воздуха. Если задаться изменением по радиусу ступени $C_u(r)$, то из уравнения радиального равновесия можно определить распределение $C_a(r)$, и наоборот.

Удобно изменение окружных составляющих скоростей по радиусу задавать в виде

$$C_{ur} \cdot r^m = \text{const},$$

$$\text{здесь} \quad C_{ur} = \frac{C_{u1} + C_{u2}}{2};$$