

## ПЗ 8. Компрессор одно - і багатоступінчатий

**Задача XIII—5.** Воздух сжимается в первом случае в идеальном одноступенчатом компрессоре, во втором — в двухступенчатом от давления  $p_{1абс} = 1 \text{ бар}$  и температуры  $t_1 = 20^\circ \text{C}$  до  $p_{2абс} = 9 \text{ бар}$ , процесс сжатия политропный,  $n = 1,3$ .

Определить: а) на сколько процентов уменьшится работа, затрачиваемая на сжатие в двухступенчатом компрессоре, если промежуточное многоступенчатое давление  $p_{абс} = 3 \text{ бар}$ , а охлаждение воздуха после сжатия в первой ступени производится до начальной температуры  $t_1 = 20^\circ \text{C}$ ; б) конечные температуры воздуха в первом и втором случаях  $t_2'$  и  $t_2''$ .

Ответ: а) на 12,7%; б)  $t_2' = 213^\circ \text{C}$ ;  $t_2'' = 104^\circ \text{C}$ .

**Задача XIII—7.** Воздух сжимается в пятиступенчатом компрессоре (см. рис. XIII—3) от давления  $p_{1абс} = 1 \text{ бар}$  и температуры  $t_1 = 20^\circ \text{C}$  до конечного давления  $p_{к абс} = 243 \text{ бар}$ , производительность компрессора при  $p_{1абс}$  и  $t_1$  будет равна  $V = 1,2 \text{ м}^3/\text{сек}$ , число оборотов  $n' = 6,25 \text{ об/сек}$ , температура воды на входе в холодильники  $t_{в1} = 10^\circ \text{C}$ , вода нагревается на  $10^\circ \text{C}$ .

Определить оптимальную степень повышения давления в одной ступени  $\lambda$ , конечные давления, температуры и рабочие объемы всех ступеней, мощность на компрессор, расход охлаждающей воды на компрессор.

**Решение.** Определяем оптимальную степень повышения давления в одной ступени:

$$\lambda = \sqrt[n]{\frac{p_k}{p_1}} = \sqrt[5]{\frac{243}{1}} = 3.$$

Конечные давления в ступенях равны

$$\begin{aligned} p_I &= p_1 \lambda = 1 \cdot 3 = 3 \text{ бар}; \quad p_{II} = p_I \lambda = 3 \cdot 3 = 9 \text{ бар}; \\ p_{III} &= p_{II} \lambda = 9 \cdot 3 = 27 \text{ бар}; \quad p_{IV} = p_{III} \lambda = 27 \cdot 3 = 81 \text{ бар}; \\ p_V &= p_{IV} \lambda = 81 \cdot 3 = 243 \text{ бар}. \end{aligned}$$

Определяем конечные температуры в ступенях.

В первой ступени

$$T_I = T_1 \left( \frac{p_I}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 293 \left( \frac{3}{1} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}} = 293 \cdot 1,329 = 389^\circ \text{K};$$

для определения конечной температуры во второй ступени принимаем температуру всасывания равной  $t_{вс} = 30^\circ \text{C}$ , т. е. на  $10^\circ \text{C}$  выше температуры охлаждающей воды (для получения оптимальных размеров холодильника), тогда

$$T_{II} = T_{\text{вс}} \left( \frac{p_{II}}{p_I} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 303 \left( \frac{9}{3} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}} = 303 \cdot 1,329 = 399^\circ\text{C};$$

конечные температуры в третьей, четвертой и пятой ступенях будут равны конечной температуре во второй ступени, так как равны степени повышения давления  $\lambda$ , значит

$$T_{II} = T_{III} = T_{IV} = T_V = 399^\circ\text{K}.$$

Определяем объемные коэффициенты.

На основании опытных данных можно принять показатели политроп расширения из вредного пространства для первой ступени  $m_I = 1,2$ , второй  $m_{II} = 1,25$ , третьей  $m_{III} = 1,3$ , четвертой и пятой  $m_{IV,V} = 1,35$ , а относительные объемы вредного пространства можно принять для первой и второй ступеней  $\epsilon_0^{I, II} = 0,8$ , для третьей  $\epsilon_0^{III} = 0,1$ , для четвертой  $\epsilon_0^{IV} = 0,12$  и для пятой  $\epsilon_0^V = 0,14$ . Тогда объемные коэффициенты будут равны: первой ступени

$$\lambda_{vI} = 1 - \epsilon_0^{I, II} \left( \lambda^{\frac{1}{m}} - 1 \right) = 1 - 0,8 \left( 3^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right) = 0,880;$$

второй ступени

$$\lambda_{vII} = 1 - 0,08 \left( 3^{\frac{1}{1,25}} - 1 \right) = 0,887;$$

третьей ступени

$$\lambda_{vIII} = 1 - 0,1 \left( 3^{\frac{1}{1,3}} - 1 \right) = 0,868;$$

четвертой ступени

$$\lambda_{vIV} = 1 - 0,12 \left( 3^{\frac{1}{1,35}} - 1 \right) = 0,850;$$

для пятой ступени при определении  $\lambda_v$  необходимо учесть отклонение поведения воздуха от поведения идеального газа.

Используем для этого экспериментальную зависимость  $p = f(p)$  (см. приложение 4) при  $t = \text{const}$ , где  $p = \frac{pv}{p_0 v_0}$ , произведение  $p v$  соответствует заданному состоянию, а  $p_0 v_0$  — состоянию при давлении  $1 \text{ кг/см}^2$  ( $0,98 \text{ бар}$ ) и температуре  $0^\circ \text{C}$ .

Изотермы идеальных газов в координатах  $p - p v$  являются горизонтальными линиями.

Изотермы реальных газов отклоняются от горизонтального направления.

Если при росте давления изотерма отклоняется вверх, то сжимаемость реального газа меньше, чем идеального, т. е. объемы уменьшаются медленнее, чем должно было бы быть для идеального газа.

Объемный коэффициент для пятой ступени будет равен [24]:

$$\lambda_{0V} = 1 - \varepsilon_0^V \left( \frac{\rho_{\text{вс } V}}{\rho_{\text{н } V}} \lambda - 1 \right) = 1 - 0,14 \left( \frac{1,11}{1,59} 3 - 1 \right) = 0,846,$$

где  $\rho_{\text{вс } V}$  — характеристический коэффициент для параметров всасывания в пятую ступень:

$$\rho_{\text{вс } V} = 81 \text{ бар}, t_{\text{вс}} = 30^\circ\text{C}, \rho_{\text{вс } V} = 1,11;$$

$\rho_{\text{н } V}$  — характеристический коэффициент для параметров нагнетания в пятой ступени:  $\rho_{\text{к а б с}} = 243 \text{ бар}, t_{\text{к}} = 126^\circ\text{C}, \rho_{\text{н } V} = 1,59.$

Определяем секундные объемы воздуха, всасываемого в каждую ступень с учетом влажности.

Объем сухого воздуха, всасываемого в первую ступень, равен

$$V_{\text{сух}} = V \frac{p_1 - \varphi p_{\text{нас I}}}{p_1} = \frac{1,00 - 0,8 \cdot 0,0233}{1,0} = 1,176 \text{ м}^3/\text{сек},$$

где  $\varphi$  — относительная влажность воздуха (см. гл.

XII), принимаем  $\varphi = 0,8$ ;

$p_{\text{нас I}} = 0,0233 \text{ бар}$  — парциальное давление насыщенного водяного пара в воздухе (см. приложение 5).

Из холодильника первой ступени воздух выходит с температурой  $30^\circ\text{C}$  и давлением  $3 \text{ бар}$ , если бы водяной пар не конденсировался, то его парциальное давление было бы

$$p_{\text{п}} = \varphi p_{\text{нас I}} \frac{p_1}{p_1} = 0,8 \cdot 0,0233 \frac{3}{1} = 0,0557 \text{ бар},$$

но при  $t = 30^\circ\text{C}$  давление насыщенного пара составит  $p_{\text{нас II}} = 0,0421 \text{ бар}$ , избыток водяного пара конденсируется и остается в промежуточном маслоотделителе.

Объем воздуха, всасываемого во вторую ступень,

$$V_{\text{вс II}} = V_{\text{сух}} \frac{T_{\text{II}}}{T_{\text{I}}} \frac{p_1}{p_{\text{вс II}} - p_{\text{нас II}}} = 1,176 \frac{303}{293} \cdot \frac{1}{3 - 0,0421} = 0,406 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Объем воздуха, всасываемого в третью ступень,

$$V_{\text{вс III}} = 1,176 \frac{303}{293} \cdot \frac{1}{3 - 0,0421} = 0,136 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

После холодильника третьей ступени в воздухе остается незначительное количество водяного пара, поэтому при расчете последующих ступеней его влияние можно не учитывать.

Объем воздуха, всасываемого в четвертую ступень,

$$V_{\text{вс IV}} = 1,176 \frac{303}{293} \cdot \frac{1}{27} = 0,045 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Объем воздуха, всасываемого в пятую ступень, определим с учетом отклонения поведения воздуха от поведения идеального газа:

$$V_{\text{вс V}} = V_{\text{сух}} \frac{\rho_V}{\rho_I} \cdot \frac{p_I}{p_{\text{вс V}}} = 1,176 \frac{1,11}{1,07} \cdot \frac{1}{81} = 0,0151 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Характеристические коэффициенты определяются по приложению 4: для параметров  $p_{\text{вс V}} = 81 \text{ бар}$  и  $t = 30^\circ \text{C}$   $\rho_V = 1,11$ ; для  $p_I = 1 \text{ бар}$ ,  $t = 20^\circ \text{C}$   $\rho_I = 1,07$ .

Находим рабочие объемы ступеней:  
первой ступени

$$V_{h I} = \frac{V}{\lambda_{v I} 2n} = \frac{1,2}{0,880 \cdot 2 \cdot 6,25} = 0,1090 \text{ м}^3;$$

аналогично для других ступеней

$$V_{h II} = 0,0366 \text{ м}^3, V_{h III} = 0,0262 \text{ м}^3, V_{h IV} = 0,00425 \text{ м}^3;$$

$$V_{h V} = 0,00287 \text{ м}^3.$$

Мощности на отдельные ступени компрессора:  
на I ступень

$$N_I = LV = p_I V \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{p_I}{p_I} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] =$$

$$= 1 \cdot 10^5 \cdot 1,2 \frac{1,35}{1,35-1} \left[ 3^{\frac{1,35-1}{1,35}} - 1 \right] = 152 \text{ кВт};$$

аналогично на II, III и IV ступени

$$N_{II} = 155 \text{ кВт}, N_{III} = 155 \text{ кВт}, N_{IV} = 155 \text{ кВт}.$$

Мощность на пятую ступень с учетом отклонения поведения воздуха от поведения идеального газа определяют по формуле [24]:

$$N_V = \frac{1}{\rho_V} p_{\text{вс V}} V_{\text{вс V}} \left\{ \frac{T_{\text{вс V}}}{273} \cdot \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{p_K}{p_{\text{вс V}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \rho'_V - \rho_V \right\} =$$

$$= \frac{1}{1,11} 81 \cdot 10^5 \cdot 0,0151 \left\{ \frac{303}{273} \cdot \frac{1,35}{1,35-1} \left[ \left( \frac{243}{81} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}} - 1 \right] + \right.$$

$$\left. + 1,18 - 1,11 \right\} = 163 \text{ кВт},$$

где  $\rho_V = 1,11$  и  $\rho'_V = 1,18$  — характеристические коэффициенты для параметров  $p_{\text{вс V}} = 83 \text{ бар}$ ,  $t = 30^\circ \text{C}$  и для  $p_K = 243 \text{ бар}$   $t = 30^\circ \text{C}$  соответственно.

Определяем мощность на компрессор

$$N = \sum N_i = 152 + 3 \cdot 155 + 163 = 780 \text{ кВт.}$$

Находим расход воды на охлаждение компрессора:

количество тепла, отводимого от 1 кг воздуха в первом цилиндре, равно

$$q_{ц1} = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_1 - T_1) = 0,71 \frac{1,35-1,40}{1,35-1,00} (389-293) = -9,72 \text{ кдж/кг;}$$

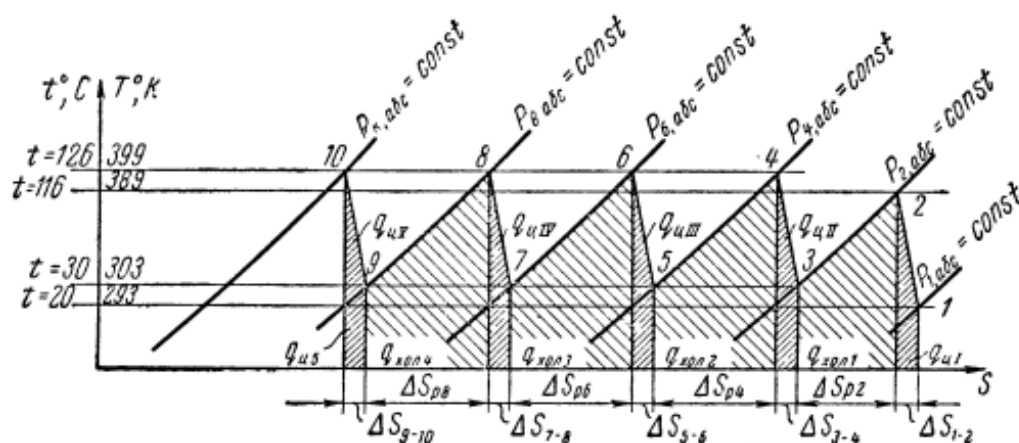


Рис. XIII—4

то же по диаграмме (рис. XIII—4)

$$q_{ц1} = \Delta s_{1-2} \frac{T_1 + T_2}{2} = 0,0286 \frac{293 + 389}{2} = 9,76 \text{ кдж/кг;}$$

во втором цилиндре

$$q_{цII} = 0,71 \frac{1,35-1,40}{1,35-1,00} (399-30) = -9,72 \text{ кдж/кг;}$$

во всех пяти цилиндрах

$$q_{ц} = q_{цI} z = 9,72 \cdot 5 = 48,60 \text{ кдж/кг.}$$

Количество тепла, отведенного от 1 кг воздуха в первом холодильнике (рис. XIII—3), равно

$$q_{хол1} = c_p \Delta t = 1,005 (116 - 30) = 86,43 \text{ кдж/кг;}$$

то же по  $s - T$ -диаграмме (рис. XIII—4)

$$q_{хол1} = \Delta s_p \frac{T_2 + T_3}{2} = 0,250 \frac{389 + 303}{2} = 86,50 \text{ кдж/кг;}$$

во втором холодильнике

$$q_{хол2} = c_p \Delta t = 1,005 (126 - 30) = 96,48 \text{ кдж/кг;}$$

то же по  $s - T$ -диаграмме

$$q_{\text{хол2}} = \Delta s_p \frac{T_4 + T_5}{2} = 0,260 \frac{399 + 303}{2} = 96,80 \text{ кдж/кг};$$

во всех четырех холодильниках

$$q_{\text{хол}} = 86,43 + 3 \cdot 96,48 = 375,87 \text{ кдж/кг}.$$

Находим количество тепла, отведенного во всех пяти цилиндрах и четырех холодильниках (во всем компрессоре),

$$q = q_{\text{ц}} + q_{\text{хол}} = 48,60 + 375,87 = 424,47 \text{ кдж/кг}.$$

Количество тепла, отводимого в 1 сек в компрессоре,

$$Q = qG = 424,47 \cdot 1,395 = 592 \text{ кдж/сек},$$

где  $G$  — весовая производительность компрессора, кг/сек, равная

$$G = \frac{pV_{\text{сух}}}{RT} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 1,176}{287 \cdot 293} = 1,395 \text{ кг/сек}.$$

Расход воды на охлаждение воздуха в компрессоре в 1 сек составит

$$G'_w = \frac{Q}{c\Delta t} = \frac{592}{4,187 \cdot 10} = 14,14 \text{ кг/сек}.$$

Определяем расход воды на конденсирование водяного пара, содержащегося в воздухе:

количество водяного пара, содержащегося во всасываемом воздухе;

$$G_{\text{п}} = \frac{\varphi p_{\text{нас1}} 10^5 V}{R_{\text{H}_2\text{O}} T_1} = \frac{0,8 \cdot 0,0233 \cdot 10^5 \cdot 1,2}{461 \cdot 293} = 0,0165 \text{ кг/сек};$$

теплота парообразования пара при  $p_{\text{нас1}} = 1 \text{ бар}$  и  $t_1 = 20^\circ \text{C}$  будет равна (см. приложение 5):

$$r = 2485 \text{ кдж/кг};$$

количество тепла, которое следует отвести от влажного воздуха, чтобы сконденсировать весь водяной пар, содержащийся в нем, равно

$$Q_{\text{п}} = rG_{\text{п}} = 2485 \cdot 0,165 = 41 \text{ кдж/сек};$$

расход воды на конденсирование водяного пара составит

$$G''_w = \frac{Q_{\text{п}}}{c\Delta t} = \frac{41}{4,187 \cdot 10} = 0,981 \text{ кг/сек}.$$

Расход воды на охлаждение компрессора равен

$$G_w = G'_w + G''_w = 14,250 + 0,981 = 15,231 \text{ кг/сек}.$$

**Задача XIII—8.** Для первой ступени турбокомпрессора (рис. XIII—5) дано сечение входа воздуха в ступень  $f_0 = 0,0628 \text{ м}^2$ ,

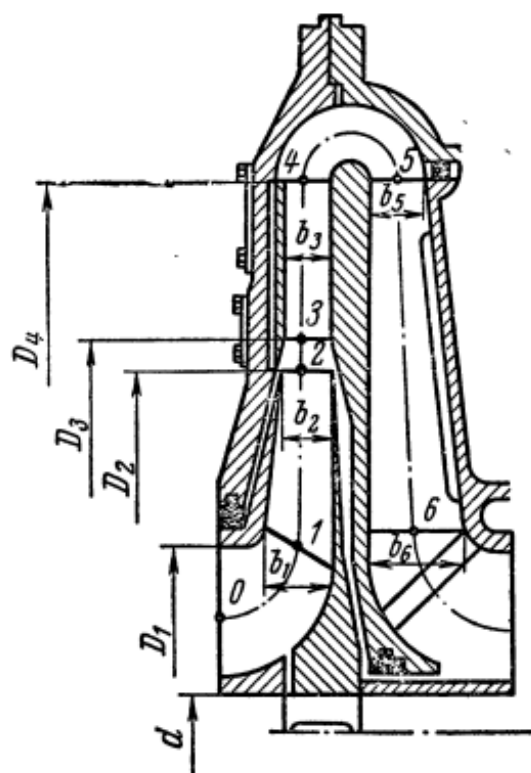


Рис. XIII—5

скорость в этом сечении  $w_0 = 87,5 \text{ м/сек}$ , параметры атмосферного воздуха  $p_{0\text{абс}} = 1 \text{ бар}$ ,  $t_0 = 20^\circ \text{С}$ , сечение выхода воздуха из колеса  $f_2 = 0,0670 \text{ м}^2$ , радиальная скорость выхода из колеса  $w_2 = 63,6 \text{ м/сек}$ . Определить давление воздуха на выходе из колеса.

Ответ:  $p_2 = 1,4 \text{ бар}$ .

**Задача XIII—9.** Для условий задачи XIII—8 определить работу на сжатие  $1 \text{ кг}$  воздуха.

Ответ:  $30,18 \text{ кДж/кг}$ .

**Задача XIII—10.** Производительность турбокомпрессора  $V = 5,5 \text{ м}^3/\text{сек}$  при  $p_{0\text{абс}} = 1 \text{ бар}$  и  $t_0 = 20^\circ \text{С}$ . Для его первой ступени (рис. XIII—5) даны скорость входа воздуха на колесо  $w_0 = 87,5 \text{ м/сек}$ , диаметр

$d_1 = 0,135 \text{ м}$ , площадь выходного сечения диффузора  $f_4 = 0,1115 \text{ м}^2$  и радиальная скорость в этом сечении  $w_4 = 35,15 \text{ м/сек}$ .

Определить давление на выходе из ступени  $p_4$ , диаметр и мощность, затрачиваемую на первую ступень.

**Решение.** Производительность компрессора равна

$$G = \frac{p_0 V}{RT_0} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 5,5}{287 \cdot 293} = 6,54 \text{ кг/сек.}$$

Площадь входного сечения турбокомпрессора определяем из уравнения неразрывности

$$\frac{f_0 w_0}{v_0} = \frac{f_4 w_4}{v_4} = G = \text{const},$$

откуда

$$f_0 = \frac{v_0}{w_0} G = \frac{0,842 \cdot 6,54}{87,5} = 0,0629 \text{ м}^2,$$

где

$$v_0 = \frac{RT}{p_0} = \frac{287 \cdot 293}{1 \cdot 10^5} = 0,842 \text{ м}^3/\text{сек};$$

диаметр входного сечения равен

$$D_1 = \sqrt{\frac{4f_0}{\pi} + d_1^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0629}{3,14} + 0,135^2} = 0,313 \text{ м};$$

удельный объем в выходном сечении диффузора—

$$v_4 = \frac{f_4 w_4}{G} = \frac{0,115 \cdot 35,15}{6,54} = 0,6 \text{ м}^3/\text{кг};$$

давление на выходе из диффузора при адиабатном процессе сжатия составит

$$p_4 = p_0 \left( \frac{v_0}{v_4} \right)^k = 1 \left( \frac{0,842}{0,600} \right)^{1,4} = 1,67 \text{ бар};$$

работа, затрачиваемая на 1 кг сжимаемого воздуха, будет

$$l = c_p (T_4 - T_0) + \frac{w_1^2 - w_0^2}{2} = 1,005 (349 - 293) + \\ + \frac{10^{-3} (35,15^2 - 87,50^2)}{2} = 56,018 \text{ кДж/кг},$$

где

$$T_4 = \frac{p_4 v_4}{R} = \frac{1,67 \cdot 10^5 \cdot 0,6}{287} = 349^\circ \text{К};$$

мощность, необходимая для первой ступени компрессора, равна

$$N = lG = 56,018 \cdot 6,54 = 366 \text{ кВт}.$$

**Задача XIII—11.** Определить работу на адиабатное сжатие 1 м<sup>3</sup> азото-водородной смеси (3Н<sub>2</sub> + N<sub>2</sub>), отнесенного к параметрам  $p'_{\text{абс}} = 0,98 \text{ бар}$  и  $t' = 0^\circ \text{С}$  в идеальном поршневом компрессоре от 300 бар и  $t = 25^\circ \text{С}$  до 900 бар: а) по методу с использованием экспериментальной зависимости  $\rho = f(p)$  при  $t = \text{const}$  (задача XIII—7) и б) по методу коэффициентов отклонения\*.

*Решение.*

Определяем работу на адиабатное сжатие азотоводородной смеси по методу (а) [24]:

$$l = 10^5 p' V' \left\{ \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{273}{T_1} (\rho_2 - \rho_1) \right\} = 10^5 \cdot 0,98 \times \\ \times 1 \left\{ \frac{1,4}{1,4-1} \left[ \left( \frac{900}{300} \right)^{\frac{1,4-1,0}{1,4}} - 1 \right] + \frac{273}{298} (1,72 - 1,22) \right\} = 175 \text{ кДж},$$

где  $\rho_2$  и  $\rho_1$  — характеристические коэффициенты, определяемые по экспериментальной зависимости  $\rho = f(p)$  при  $t = \text{const}$  (см. приложение 4):

$$\rho_2 = 1,72 \text{ для параметров } p_2 = 900 \text{ бар и } t = 25^\circ \text{С}, \\ \rho_1 = 1,22 \text{ для параметров } p_1 = 300 \text{ бар и } t = 25^\circ \text{С}.$$



Определяем работу на сжатие азотоводородной смеси по методу (б) по формуле

$$l = \mu_T l_{\text{ад.ид}} + 10^5 \cdot p' V' (p_2 - p_1),$$

где  $\mu_T$  — коэффициент отклонения; его значения даны в табл. XIII-1.

Таблица XIII-1

Коэффициент  $\mu_T$  для азотоводородной смеси

| Давление,<br>ат | $\mu_T$   |            | Давление,<br>ат | $\mu_T$   |            |
|-----------------|-----------|------------|-----------------|-----------|------------|
|                 | при 25° С | при 100° С |                 | при 25° С | при 100° С |
| 100             | 0,966     | 0,998      | 600             | 0,949     | 0,972      |
| 200             | 0,987     | 0,996      | 800             | 0,949     | 0,971      |
| 300             | 0,977     | 0,990      | 1000            | 0,945     | 0,969      |
| 400             | 0,966     | 0,998      |                 |           |            |

В формулу следует ставить среднее арифметическое значение\*, т. е. для параметров  $p_{\text{табс}} = 300 \text{ бар}$  и  $t = 25^\circ \text{ С}$   $\mu_T' = 0,977$ , а для  $p_{\text{табс}} = 900 \text{ бар}$  и  $t = 100^\circ \text{ С}$   $\mu_T'' = 0,970$ , тогда среднее значение коэффициента будет равно

$$\mu_T = \frac{\mu_T' + \mu_T''}{2} = \frac{0,977 + 0,970}{2} = 0,973;$$

$l_{\text{ад.ид}}$  — с большой степенью точности можно считать, что это работа процесса сжатия идеального газа, кдж/кг.

Определим работу

$$\begin{aligned} l &= \mu_T l_{\text{ад.ид}} + 10^5 \cdot p' V' \frac{273}{T_1} (p_2 - p_1) = \\ &= \mu_T \cdot 10^5 \cdot p' V' \left[ \frac{k}{k-1} \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + 10^5 \cdot p' V' \frac{273}{T_1} (p_2 - p_1) = \\ &= 0,973 \cdot 10^5 \cdot 0,98 \cdot 1 \left[ \frac{1,4}{1,4-1} \left( \frac{900}{300} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] + \\ &+ 10^5 \cdot 0,98 \frac{273}{298} (1,72 - 1,22) = 170 \text{ квт.} \end{aligned}$$

Известно, что метод (б) дает более точные значения работы по сравнению с методом (а); последний дает завышенные значения по сравнению с действительными, например для сжатия воздуха от 300 до 900 бар примерно на 10%.