

5 КОМПРЕССОРЫ

5.1 Назначение, принцип действия и классификация

Компримирующие машины – это машины для сжатия и перемещения газов. Машины противоположного назначения, призванные отсасывать газ и создавать разрежение в вакуумируемом объёме, называют вакуум-насосами.

Основными параметрами компримирующих машин являются: давления на входе $p_{\text{вх}}$ и выходе $p_{\text{вых}}$, объемная подача (по параметрам всасывания) G , степень повышения давления $\lambda = p_{\text{вых}} / p_{\text{вх}}$, частота вращения вала n и потребляемая номинальная мощность N_e . Если $\lambda < 1,15$, то такие агрегаты называют вентиляторами. При сравнительно невысоких λ ($\lambda \leq 2...3$) и отсутствии принудительного охлаждения, машины называют газодувками, а когда $\lambda > 3$ – компрессорами.

По принципу действия компрессоры делят на три группы: объёмные, лопастные и струйные. В первом случае сжатие происходит в результате уменьшения объёма газа. В лопаточных машинах к газу подводится энергия от вращающихся лопаток, заставляя его перемещаться в расширяющихся каналах. В таких каналах давление газа увеличивается. В струйных аппаратах также сжатие протекает в диффузоре, а предварительный разгон его обеспечивается в результате подмешивания сжимаемого газа в поток другого газа, обладающего высоким давлением и протекающего по сопловой части устройства, где происходит разгон этого второго газа, а давление, соответственно, уменьшается. Пароструйный компрессор позволяет отсасывать воздух из деаэратора и подавать образующуюся смесь под давлением в охладитель-разделитель.

При классификации по конструктивному признаку объёмные компрессоры подразделяются на поршневые и роторные, а лопастные – на центробежные и осевые. Возможно разделение компрессоров на группы в

зависимости от рода перемещаемого газа, вида привода, назначения компрессора.

5.2 Основные определения

Теоретический рабочий процесс ступени поршневого компрессора приведен на рис. 5.1. Отношение объема всасывания $V_{вс}$ к рабочему объему цилиндра V_h представляет объемный коэффициент ступени:

$$\lambda_0 = V_{вс} / V_h = 1 - \sigma \left(\beta^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right) \quad (5.1)$$

где $\sigma = V_0 / V_h$ – коэффициент вредного объема; V_0 и V_h – соответственно вредный и рабочий объемы цилиндра; $\beta = p_2 / p_1$ – отношение давлений в ступени; n_2 – показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме.

Действительный рабочий процесс компрессора, изображаемый его индикаторной диаграммой (5.2), отличается от теоретического прежде всего дополнительной работой вследствие сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов (заштрихованная площадь).

Отношение поданного компрессором газа V , приведенного к параметрам всасываемой среды к теоретической производительности компрессора V_T называется коэффициентом подачи:

$$\lambda = \frac{V}{V_T}. \quad (5.2)$$

Теоретическая производительность цилиндра компрессора, $м^3 / ч$

$$V_T = 60 \frac{\pi D^2}{4} S n, \quad (5.3)$$

где D и S – диаметр цилиндра и ход поршня, м; n – частота вращения вала в минуту;

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_p \lambda_T \lambda_{yT}, \quad (5.4)$$

где λ_p – коэффициент, учитывающий понижение давления при всасывании вследствие сопротивления системы всасывания; λ_T – коэффициент, учитывающий повышение температуры (понижение плотности газа) от нагрева газа при контакте со стенками цилиндра; λ_{yT} – коэффициент, учитывающий утечки через неплотности во всасывающих клапанах и поршневых кольцах.

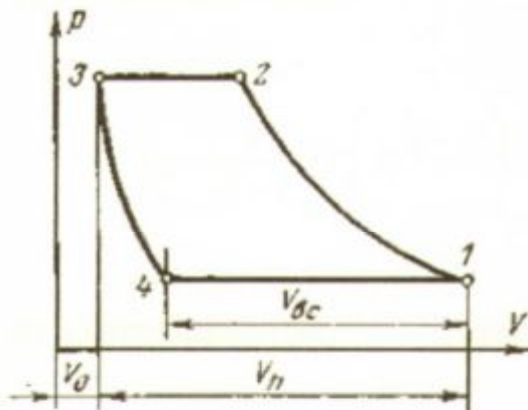


Рисунок 5.1

Теоретический рабочий процесс ступени поршневого компрессора

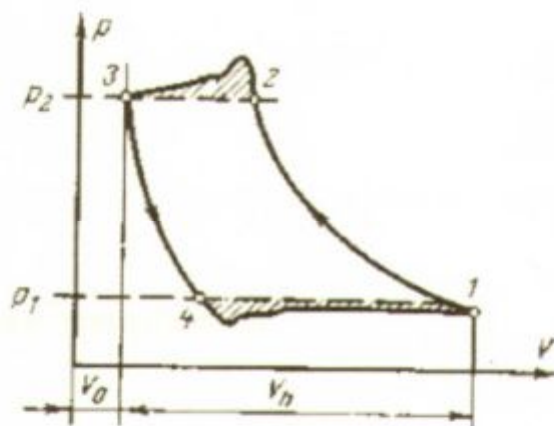


Рисунок 5.2

Индикаторная диаграмма

Если параметры всасываемого газа p_0 и T_0 , а в конце всасывания (начале сжатия) в цилиндре p_1 и T_1 , то

$$\lambda_p = \frac{P_1}{P_0};$$

$$\lambda_T = \frac{T_0}{T_1};$$
(5.5)

$$\lambda_{yT} = 1 - \frac{G_{yT}}{G_{BC}},$$

где G_{yT} и G_{BC} – соответственно масса всасываемого газа и утечек в процессе сжатия и нагнетания.

Теоретическая работа сжатия 1 кг газа в компрессоре:

а) изотермическое сжатие

$$l_{из} = RT_1 \ln \beta,$$
(5.6)

б) адиабатное сжатие

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$
(5.7)

в) политропное сжатие с показателем политропы n

$$l_{пол} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right).$$
(5.8)

Производительность компрессора V_k при нормальных физических условиях

$$V_k = V \frac{p_0 \cdot 273}{p_n(t_0 + 273)}, \quad (5.9)$$

где V – производительность компрессора при параметрах окружающей среды; p_0 и t_0 – абсолютное давление и температура окружающей среды; p_n – давление при нормальных физических условиях.

Если при давлении всасывания p_1 производительность цилиндра компрессора V_1 , $\text{м}^3/\text{с}$, то теоретическая работа сжатия в секунду и теоретическая мощность определяется по формулам:

$$N_{из} = p_1 V_1 \ln \beta; \quad (5.10)$$

$$N_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right); \quad (5.11)$$

$$N_{пол} = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (5.12)$$

Действительная эффективная мощность привода компрессора

$$N_e = \frac{N_{из}}{\eta_{из} \eta_m} = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад} \eta_m} = \frac{N_{пол}}{\eta_{пол} \eta_m} = \frac{N_{из}}{\eta_{еиз}} = \frac{N_{ад}}{\eta_{еад}} = \frac{N_{пол}}{\eta_{епол}}, \quad (5.13)$$

где $\eta_{из}$; $\eta_{ад}$; $\eta_{пол}$ – соответственно изотермический, адиабатный, политропный индикаторные к. п. д. компрессора; $\eta_{еиз}$; $\eta_{еад}$; $\eta_{епол}$ – соответственно эффективные к. п. д.; η_m – механический к. п. д. компрессора ($\eta_m = 0,8 \dots 0,95$);

5.3 Задачи

5.1. Одноцилиндровый одноступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $p_1 = 1,5 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 4 \cdot 10^5$ Па. Определить действительную подачу компрессора, если диаметр цилиндра $D = 0,25$ м, ход поршня $S = 0,2$ м, частота вращения вала $n = 20$ об/с, относительный объем вредного пространства $\sigma = 0,05$, показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме, $m = 1,2$ и коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $\eta_p = 0,96$.

5.2. Одноступенчатый поршневой компрессор всасывает $350 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при давлении $0,1$ МПа и температуре 7°C и сжимает его до $0,6$ МПа. Определить теоретическую мощность привода компрессора и температуру воздуха в конце сжатия. Расчет произвести для изотермического адиабатного и политропного сжатия с показателем политропы $1,25$.

5.3. Компрессор всасывает воздух при давлении $0,1$ МПа и сжимает его до давления $0,6$ МПа. Определить производительность компрессора, если при адиабатном сжатии теоретическая мощность 55 кВт.

5.4. Определить предельное значение давления, до которого можно сжимать воздух в одноступенчатом поршневом компрессоре с вредным объемом, если давление начала сжатия $0,2$ МПа. Показатель политропы расширения воздуха, остающегося во вредном объеме, принять равным $1,2$. Расчет произвести для вредного объема $3; 5$ и 10% .

5.5. При показателе политропы сжатия, равном $1,2$, 1 м^3 кислорода сжимается со степенью повышения давления, равной 6 . Определить количество теплоты, отводимой в процессе сжатия и охлаждения сжатого воздуха до начальной температуры. Начальные параметры воздуха соответствуют нормальному состоянию.

5.6. Одноступенчатый компрессор производительностью $0,8 \text{ м}^3/\text{мин}$ сжимает воздух от $0,1 \text{ МПа}$ до $0,6 \text{ МПа}$. Определить эффективную мощность привода компрессора, если эффективный изотермический к. п. д. компрессора $0,6$.

5.7. Определить эффективную мощность трехцилиндрового двухступенчатого воздушного компрессора с диаметром двух цилиндров первой ступени сжатия 200 мм и диаметром цилиндра второй ступени сжатия 160 мм при ходе поршней 150 мм , если частота вращения вала 860 об/мин . Среднее индикаторное давление для первой ступени $0,18 \text{ МПа}$ и второй – $0,32 \text{ МПа}$. Механический к. п. д. компрессора $0,78$.

5.8. Определить коэффициент подачи компрессора, если у него коэффициент вредного объема 3% и степень повышения давления в ступени 3 . Принять параметры начала сжатия $0,096 \text{ МПа}$ и 37°C . Параметры всасываемого воздуха $0,1 \text{ МПа}$ и 24°C . Коэффициент, учитывающий утечки, принять равным $0,96$. Показатель политропы расширения воздуха, остающегося во вредном объеме, равен $1,1$.

5.9. В процессе политропного сжатия воздуха в компрессоре от каждого нормального кубометра отводится $8,95 \text{ кДж}$ теплоты. Температура воздуха в процессе сжатия увеличивается на 120°C . Определить показатель политропы сжатия.

5.10. Определить, на сколько процентов уменьшится мощность, потребляемая поршневым компрессором, адиабатно сжимающим воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ до $p_2 = 8 \cdot 10^5 \text{ Па}$, при переходе от одноступенчатого к двухступенчатому сжатию.