

Тема 7: Термодинамический анализ процессов в компрессорах

- Компрессоры предназначены для сжатия и перемещения газов. Они нашли широкое применение в технике, являясь одним из основных агрегатов в газотурбинных, а также в некоторых поршневых двигателях.
- По способу сжатия газа компрессоры подразделяются на две группы. К первой группе относятся компрессоры объемного сжатия (поршневые, ротационные и др.), а ко второй – динамического сжатия (центробежные, осевые). Несмотря на конструктивные различия термодинамика процессов, протекающих в обеих группах компрессоров, одинакова. Поэтому для анализа процессов, протекающих в машинах для сжатия газов, ниже будет рассмотрена работа поршневого компрессора, как наиболее простого по конструкции.
- Компрессор состоит (рис. 7.1) из цилиндра 1, поршня 2, всасывающего клапана 3 и нагнетательного клапана 4. Рабочий процесс совершается за два хода поршня или за один оборот коленчатого вала. При движении поршня вправо через открытый всасывающий клапан газ поступает в цилиндр. При обратном движении поршня (влево) всасывающий клапан закрывается и происходит сжатие газа до определенного давления, при котором открывается нагнетательный клапан и производится нагнетание газа в резервуар.

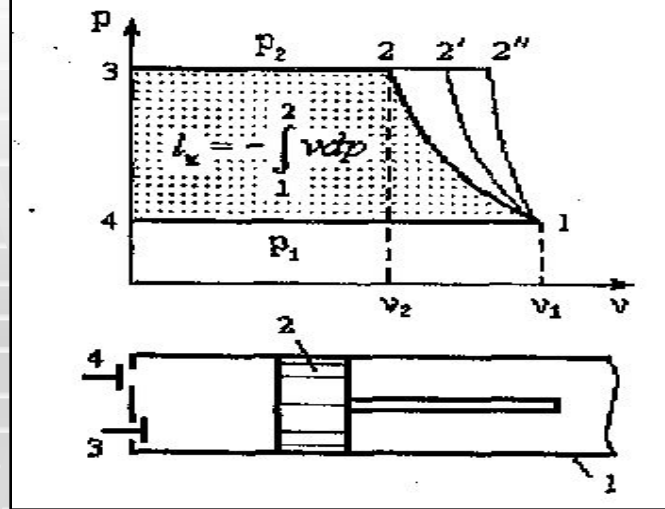


Рис. 7.1.

- Компрессор называется идеальным если:
- сжатый в цилиндре газ полностью без остатка выталкивается поршнем;
- отсутствуют потери энергии в клапанах;
- отсутствуют утечки и перетечки газа через неплотности;
- отсутствуют силы трения поршня о цилиндр.
- Теоретическая индикаторная диаграмма идеального поршневого компрессора показана на рис. 7.1. На диаграмме линия 4–1 – называется линией всасывания; 1–2 – процесс сжатия по изотерме; 1–2'' – процесс сжатия по адиабате; 1–2' – политропный процесс сжатия; 2–3 – линия нагнетания; 3–4 – условная линия, замыкающая цикл. Следует отметить, что линии всасывания 4 –1 и нагнетания 2–3 не изображают термодинамические процессы, т.к. состояние рабочего тела здесь не меняется, а меняется лишь его количество.

- Термодинамический расчет компрессора выполняется с целью определения работы, затрачиваемой на сжатие, что в свою очередь дает возможность определить мощность приводного двигателя.
- Удельная работа l , затрачиваемая на получение сжатого газа при условии обратимости всех процессов и отсутствии приращения кинетической энергии газа, определяется по следующей формуле

$$l_{\kappa} = p_1 v_1 - p_2 v_2 + \int_1^2 p dv \quad , \text{ где } p_1 v_1 - \text{ работа}$$

всасывания (затрачивается внешней средой при заполнении цилиндра); $p_2 v_2$ – работа нагнетания (затрачивается на вытеснение газа из цилиндра); $\int_1^2 p dv$ работа, затраченная на сжатие газа.

- Так как
$$p_1 v_1 - p_2 v_2 = \int_2^1 d(pv) = \int_1^2 (- p dv - v dp) ,$$

- то
$$l_{\kappa} = \int_1^2 (- p dv - v dp + p dv) = - \int_1^2 v dp .$$

- Ввиду того, что работа l_{κ} на получение сжатого газа затрачивается, она имеет отрицательный знак. Эта работа называется технической работой компрессора. Работа компрессора l_{κ} на диаграмме в $p v$ – координатах изображается площадью 1-2-3-4-1 (работа изотермического сжатия).

- Ввиду того, что работа l_k на получение сжатого газа затрачивается, она имеет отрицательный знак. Эта работа называется технической работой компрессора. Работа компрессора l_k на диаграмме в $p-v$ – координатах изображается площадью 1-2-3-4-1 (работа изотермического сжатия).
- Работа, затраченная на привод идеального компрессора при изотермическом сжатии, определяется по формуле

$$l_{\text{из}}^k = -RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad .(7.1)$$

- При адиабатном сжатии работа на привод компрессора будет

$$l_{\text{ад}}^k = -\frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad .(7.2)$$

- Эта работа численно равна площади 1-2"-3-4-1. Работа на привод компрессора при адиабатном сжатии может быть также записана в

виде формулы $l_{\text{ад}}^k = -(p_2 v_2 - p_1 v_1) - (u_2 - u_1) = -(u_2 + p_2 v_2) + (u_1 + p_1 v_1) = i_1 - i_2$

$$u_2 - u_1 = l_{\text{ад}}$$

- где - работа адиабатного сжатия.

- В случае сжатия по политропе формула для определения работы на привод идеального компрессора будет

$$l_{\text{п}}^{\text{к}} = -\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad .(7.3)$$

- Работа на привод компрессора при политропном сжатии численно равна площади 1-2'-3-4-1.
- Таким образом, сжатие по изотерме дает наименьшую площадь и, следовательно, наименьшую затрату работы. Наибольшая затрата работы получается при адиабатном сжатии.
- Для того чтобы процесс сжатия газа приблизить к изотермическому, необходимо от него в процессе сжатия отводить теплоту. С этой целью в стенках цилиндра компрессора делаются полости, через которые прокачивается охлаждающая жидкость.
- Действительная индикаторная диаграмма одноступенчатого компрессора представлена на рис. 7.2.

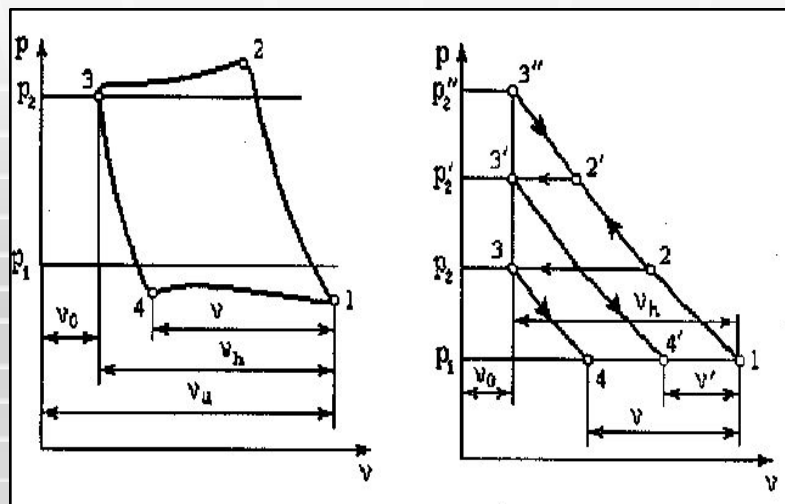


Рис. 7.2.

Рис. 7.3.

- Таким образом, первое отличие действительной индикаторной диаграммы одноступенчатого компрессора от теоретической (рис. 8.1) заключается в наличии вредного пространства в реальном компрессоре. Второе отличие обусловлено потерями на дросселирование во всасывающем и нагнетательном клапанах. Вследствие этого всасывание новой порции газа в цилиндр происходит при давлении, меньшем p_1 , а нагнетание – при давлении, большем p_2 в нагнетательном трубопроводе.

Вредное пространство уменьшает количество всасываемого газа и, следовательно, уменьшает производительность компрессора. Степень использования рабочего объема цилиндра оценивается объемным КПД компрессора

$$\lambda_v = \frac{V}{V_h} .$$

- Объемный КПД уменьшается с увеличением объема вредного пространства, т.к. в этом случае уменьшается объем всасываемого в цилиндр газа и при некоторой величине V/V_0 может стать равным нулю.
- Объемный КПД уменьшается также и с повышением давления сжатия. На графике рис. 8.3 дана диаграмма сжатия газа в одноступенчатом компрессоре для трех разных давлений p_2 , p'_2 , p''_2 .
- С увеличением давления увеличивается температура сжатого газа, в том числе и температура газа, оставшегося во вредном пространстве. Повышается также и температура стенок цилиндра.
- Суммарное уменьшение производительности компрессора из-за нагрева газа и влияния вредного пространства оценивается коэффициентом наполнения

$$\eta_{\text{нап}} = \lambda_V \frac{T_1'}{T_1} .$$

Обычно одноступенчатый компрессор применяется при степенях повышения давления не выше 10 – 12. Для получения газа высокого давления применяется многоступенчатое сжатие в трех, четырех и т.д. цилиндрах, последовательно соединенных между собой.

7.1. МОЩНОСТЬ ПРИВОДА И КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОМПРЕССОРА

- В энергетике под кпд обычно понимают отношение полезно используемой энергии ко всей затраченной. И чем выше процент полезно используемой энергии из всего ее затраченного количества, тем выше кпд. В случае компрессорных машин такое определение кпд оказывается неприемлемым. Поэтому для оценки степени совершенства реальных компрессорных машин их сравнивают с идеальными. При этом для охлаждаемых компрессоров вводится изотермический кпд $\eta_{из} = \frac{l_{из}}{l_{д}} = \frac{N_{из}}{N_{д}}$, где $l_{из}$ – работа на привод
- идеального компрессора при изотермическом сжатии; $l_{д}$ – действительная работа на привод реального охлаждаемого компрессора; $N_{из}$, $N_{д}$ – соответствующие мощности приводных двигателей.
- При расходе газа G кг/с затраченная в единицу времени работа (мощность приводного двигателя) определяется по формуле
$$L_{из} = Gl_{из} = GRT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = N_{из} .$$
- Для неохлаждаемых машин вводится адиабатический кпд. $\eta_{ад} = \frac{l_{ад}}{l_{д}} = \frac{N_{ад}}{N_{д}}$
- где $l_{ад}$ – работа на привод идеального компрессора при адиабатическом сжатии.

- Значения $h_{из}$ и $h_{ад}$ для различных типов компрессоров определяются при заводских испытаниях и указываются в справочниках.
- Мощность двигателя для привода компрессора при изотермическом сжатии будет определяться по формуле

$$N_{д} = \frac{N_{из}}{\eta_{из}} = \frac{Gl_{из}}{\eta_{из}}$$

- Адиабатный и изотермический процессы сжатия могут рассматриваться лишь как теоретические. В реальном компрессоре процесс сжатия происходит по политропе. Формула для определения эффективной мощности в политропном процессе сжатия с учетом потерь на трение, влияния вредного пространства, а также уменьшения подачи из-за нагрева газа имеет вид

$$N_e = \frac{Gl_{п}}{\eta_{п} \eta_{м} \eta_{нап}},$$

- где $l_{п}$ – работа на привод компрессора при политропном сжатии; $\eta_{п}$ – кпд компрессора при политропном сжатии; $\eta_{м}$ – механический кпд, учитывающий потери на трение.
- Работа $l_{п}$ определяется по формуле (7.3), где показатель политропы n находится, как правило, по параметрам газа в начале и конце процесса сжатия.

7.2. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

- Для получения газов высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры. В них сжатие газа осуществляется политропно в нескольких последовательно соединенных цилиндрах с промежуточным охлаждением газа после сжатия в каждом цилиндре.
- Принципиальная схема многоступенчатого компрессора, состоящего из трех ступеней, представлена на рис. 7.4.

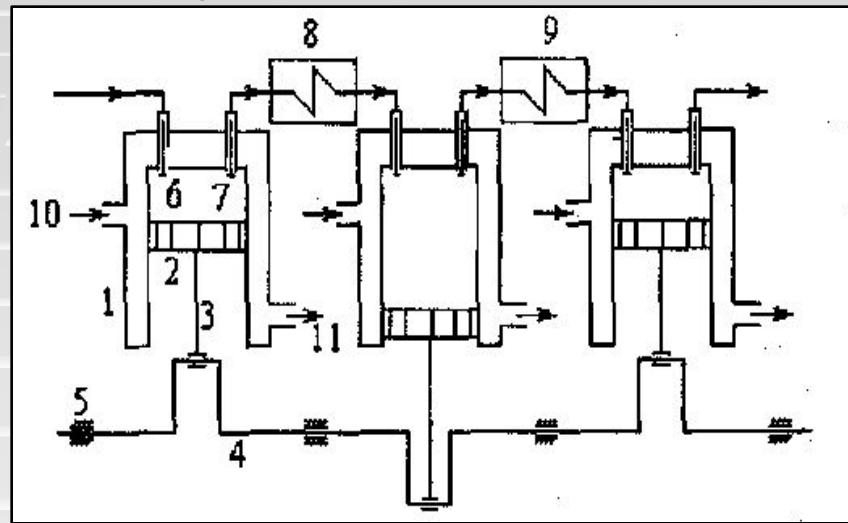


Рис. 7.4.

Принцип работы многоступенчатого компрессора состоит в следующем. Через клапан 6 первой ступени происходит всасывание газа. После сжатия газ через охладитель 8 направляется во вторую ступень компрессора. Причем всасывание газа во второй ступени происходит при давлении сжатия в первой ступени.

- Всасывание газа в третьей ступени выполняется через промежуточный охладитель 9 при давлении сжатия во второй ступени. Через нагнетательный клапан третьей ступени осуществляется нагнетание газа в резервуар. Диаграмма процессов сжатия в трехступенчатом компрессоре в p - v – координатах представлена на рис. 7.5.

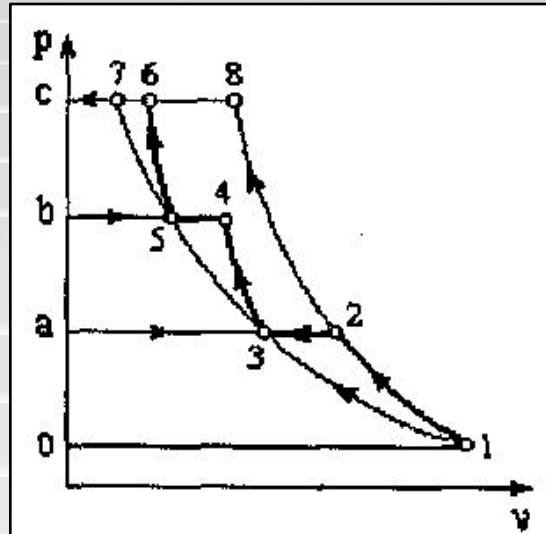


Рис. 7.5.

- Отношение давлений для каждой ступени обычно принимается одинаковым и равным некоторой величине x .

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5} = x$$

- *Перемножим отношения давлений в каждой ступени.* $\frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_4}{p_3} \cdot \frac{p_6}{p_5} = x^3$
- *Так как $p_2=p_3$ и $p_4=p_3$, то для величины x получим следующую формулу равенства начальных* $x = \sqrt[3]{\frac{p_6}{p_1}}$. *При z – ступенях компрессора* $x = \sqrt[z]{\frac{p_{2z}}{p_1}}$. *В случае*

температур, значений x и показателей политропы конечные температуры также будут равны, т.е. $T_2=T_4=T_6$. Ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением приближает рабочий процесс компрессора к наиболее экономичному изотермическому сжатию, и чем больше число ступеней сжатия, тем больше процесс сжатия будет приближаться к изотермическому процессу. При равенстве температур газа на входе в каждую ступень и равенстве отношений давлений затраты работы на сжатие во всех ступенях будут одинаковыми $l_1 = l_2 = l_3$, где

$$l_1 = -\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right];$$

$$l_2 = -\frac{n}{n-1} RT_3 \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right];$$

$$l_3 = -\frac{n}{n-1} RT_5 \left[\left(\frac{p_6}{p_5} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

- *Отсюда $l_k = 3l_1$. Или при z – ступенях $l_k = zl_1$.*