

КОМПРЕССОРЫ

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Сжатый газ, чаще всего воздух, широко используется в промышленности, энергетике, строительстве и быту.

Для сжатия газов и паров применяются машины, называемые *компрессорами*.

По принципу действия различают компрессоры *объёмные* и *лопаточные*.

В объёмных компрессорах рабочее тело сжимается механическим путём за счёт сближения ограничивающих газ стенок.

В лопаточных компрессорах тепло сообщается за счёт вращения ротора значительная скорость, а затем кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную.

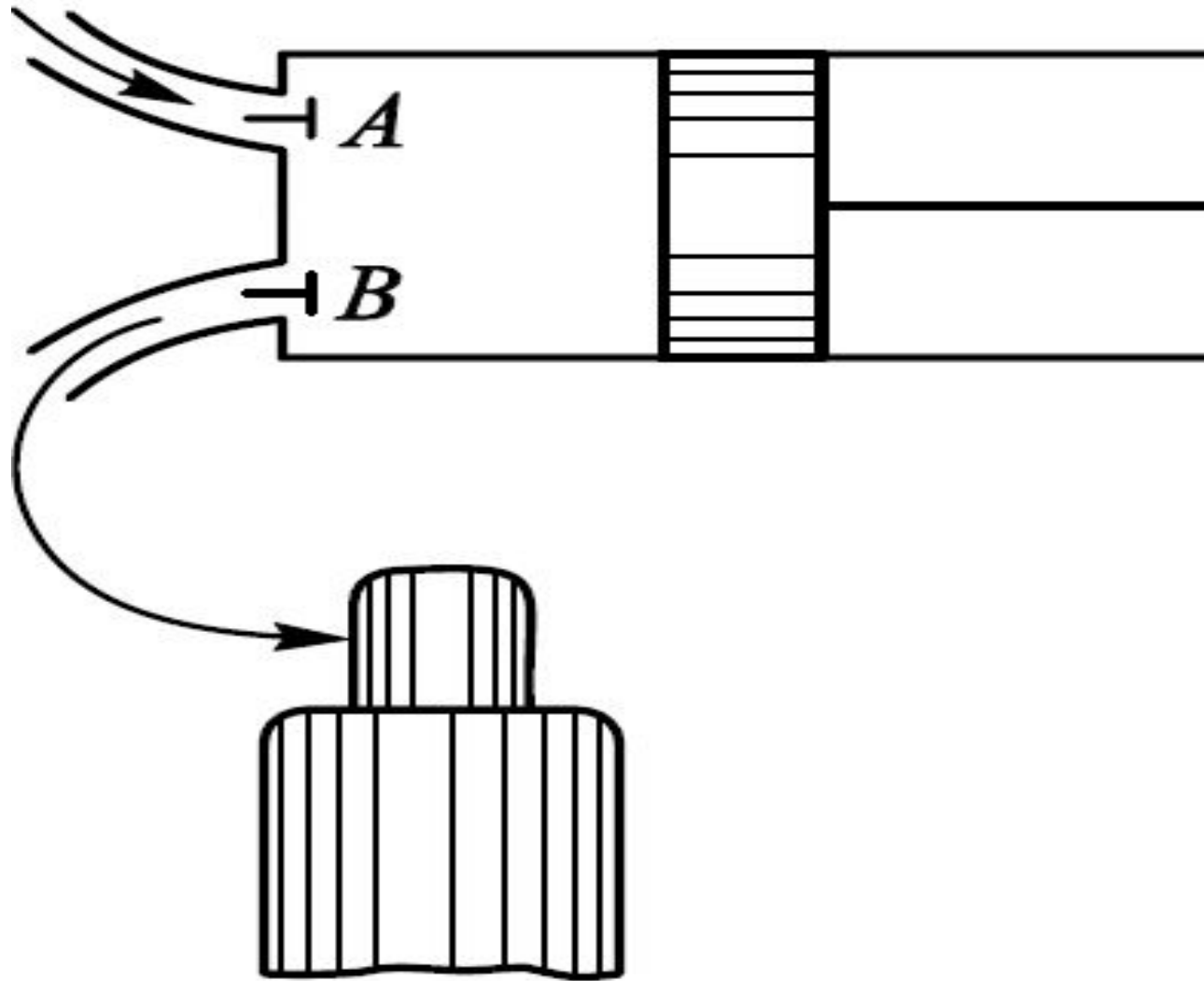
В обоих случаях давление возрастает и в конце сжатия достигает до 5 бар и более.

Машины, создающие относительно низкое давление (до 0,12 бар), называются *вентиляторами*.

Объёмные компрессоры делятся на *поршневые* и *ротацонные*, а лопаточные — на *центробежные (радиальные)* и *осевые (аксиальные)*.

Несмотря на существенные конструктивные и принципиальные различия между компрессорами разных типов, сущность термодинамических процессов в них одинакова.

ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР



Рассмотрим работу идеального одноступенчатого компрессора, в котором отсутствуют потери на трение, исключены утечки газа, а объём между крышкой цилиндра и днищем поршня в ВМТ принять равным нулю.

Введём следующие обозначения:

v_h – рабочий (полезный) удельный объём цилиндра;

p_1 – давление окружающей среды;

p_2 – давление газа в резервуаре.

Процессы:

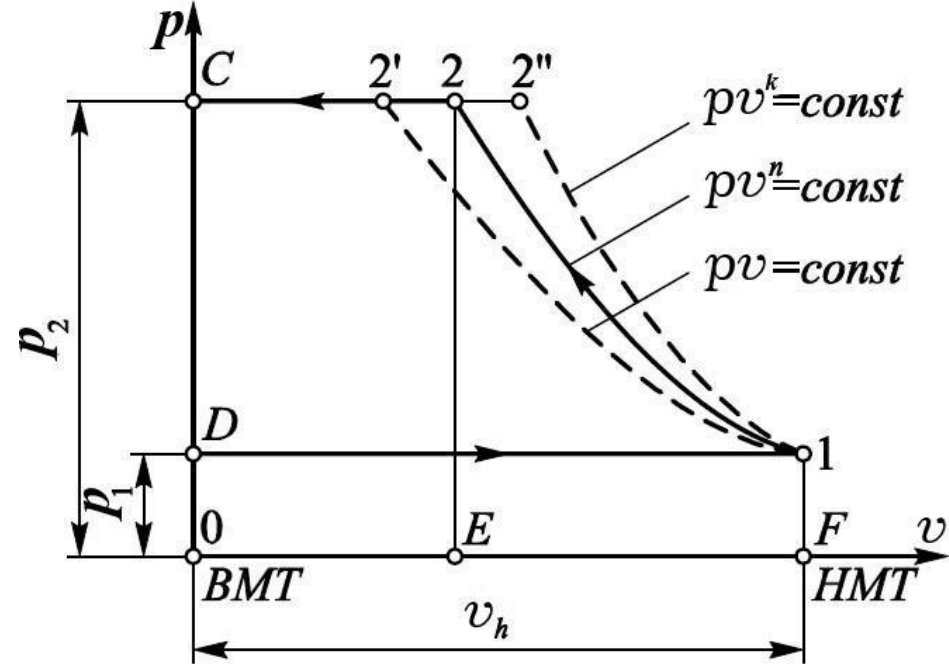
$D-1$ – всасывание;

$1-2$ – сжатие;

$2-C$ – нагнетание.

Поршневой компрессор является *двухтактной машиной*.

Площадь кругового процесса $D-1-2-C$, называемого *индикаторной диаграммой*, измеряет работу, расходуемую компрессором за один оборот его вала.



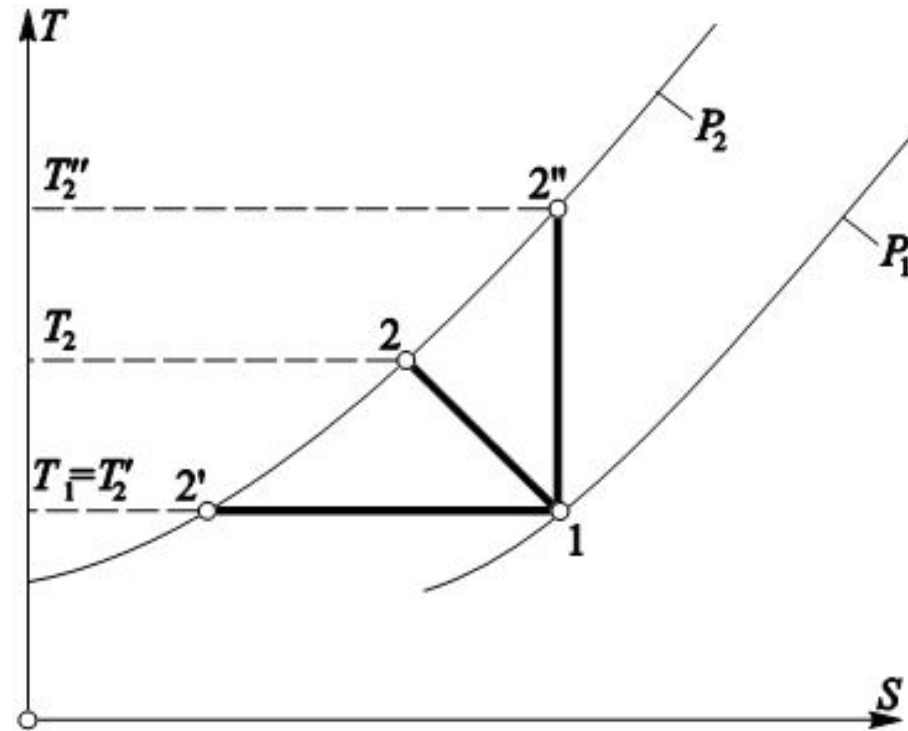
Всасывание и нагнетание не являются термодинамическими процессами, так как они происходят при переменном количестве газа. Поэтому здесь используется некоторая условность названия *цикла* компрессора.

Именно этим отличается *индикаторная диаграмма* от *p - v -диаграммы*, которая строится для постоянного количества рабочего тела.

При повышении давления газа по изотермическому процессу $1-2'$ нужна минимальная внешняя работа.

При повышении давления газа по адиабатному процессу $1-2''$ нужна максимальная внешняя работа.

В реальных условиях сжатие происходит по политропному процессу $1-2$ с показателем политропы в пределах $n = 1,2 - 1,3$.



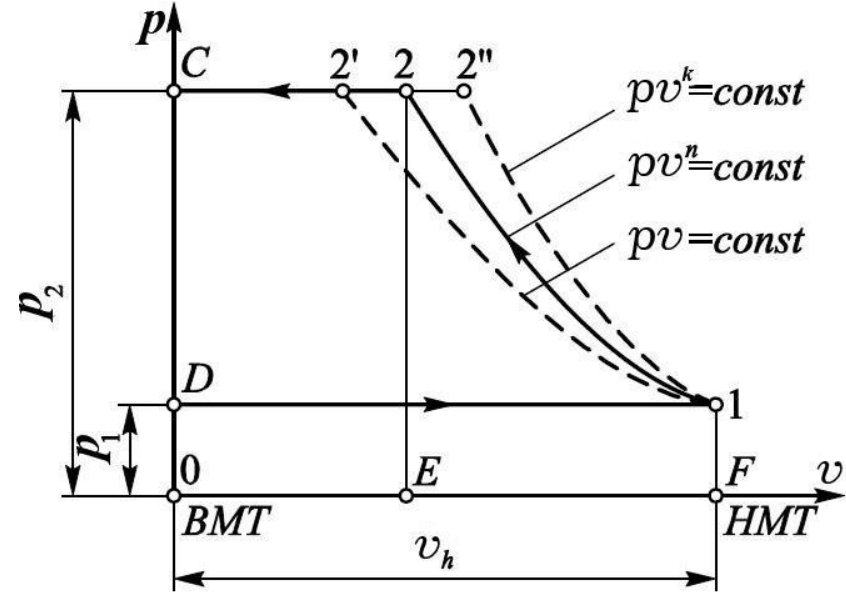
С увеличением n при одной и той же степени повышения давления p_2/p_1 конечная температура сжатия газа T_2 будет возрастать по закону

$$T_1^n p_1^{1-n} = T_2^n p_2^{1-n} \quad T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Абсолютное значение работы l_0 , затрачиваемое на сжатие 1 кг газа в одноступенчатом идеальном компрессоре, графически изображается площадью $D-1-2-C$ и подсчитывается так:

$$l_0 = \int_{v_1}^{v_2} p dv + p_2 v_2 - p_1 v_1$$

Величина работы $\int_{v_1}^{v_2} p dv$ зависит от процесса сжатия газа.



Если сжатие идёт по изотермическому процессу, то работа газа равна

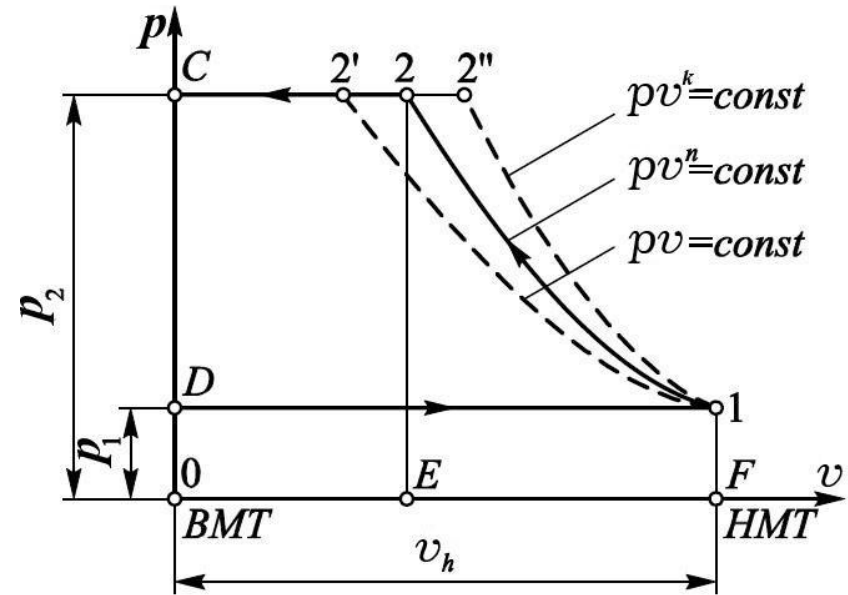
$$l_T = p_1 v_1 \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$$

При адиабатном сжатии работа равна:

$$l_{\text{ад}} = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k - 1}$$

Работа при сжатии по политропе равна:

$$l_{\text{пол}} = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n - 1}$$



Теоретическая работа компрессора l_0 , затрачиваемая на сжатие 1 кг газа, при изотермическом процессе выражается равенством:

$$l_{0T} = p_1 v_1 \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) + p_2 v_2 - p_1 v_1$$

Так как для изотермы $p_1 v_1 = p_2 v_2$, то

$$l_{0T} = p_1 v_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Формула для расчёта работы при политропном процессе сжатия газа

$$l_{0\text{пол}} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Обратим внимание на то, что теоретическая работа (при политропном сжатии), в n раз больше работы сжатия при политропном процессе.

Теоретическая работа компрессора на сжатие 1 кг газа для адиабатного процесса рассчитывается по следующей формуле:

$$l_{0\text{ад}} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Эта работа может быть определена также через удельную энтальпию газа (пара):

$$l_{0\text{ад}} = h_2 - h_1$$

В цилиндрах реальных компрессоров между крышкой с клапанами и поршнем существует так называемое «*вредное пространство*».

Наличие этого пространства вводит в индикаторную диаграмму дополнительный процесс $C-D$ – процесс расширения газа, оставшегося в конце нагнетания во вредном пространстве v_0 .

Заполнение цилиндра газом начинается в точке D , когда давление сжатого газа, заполнившего объём вредного пространства, уменьшится при расширении до давления окружающей среды p_1 .

В действительности процесс всасывания будет происходить при давлении ниже p_1 на величину $\Delta p_{\text{всас}}$, обусловленную разрежением, создаваемым движущимся поршнем.

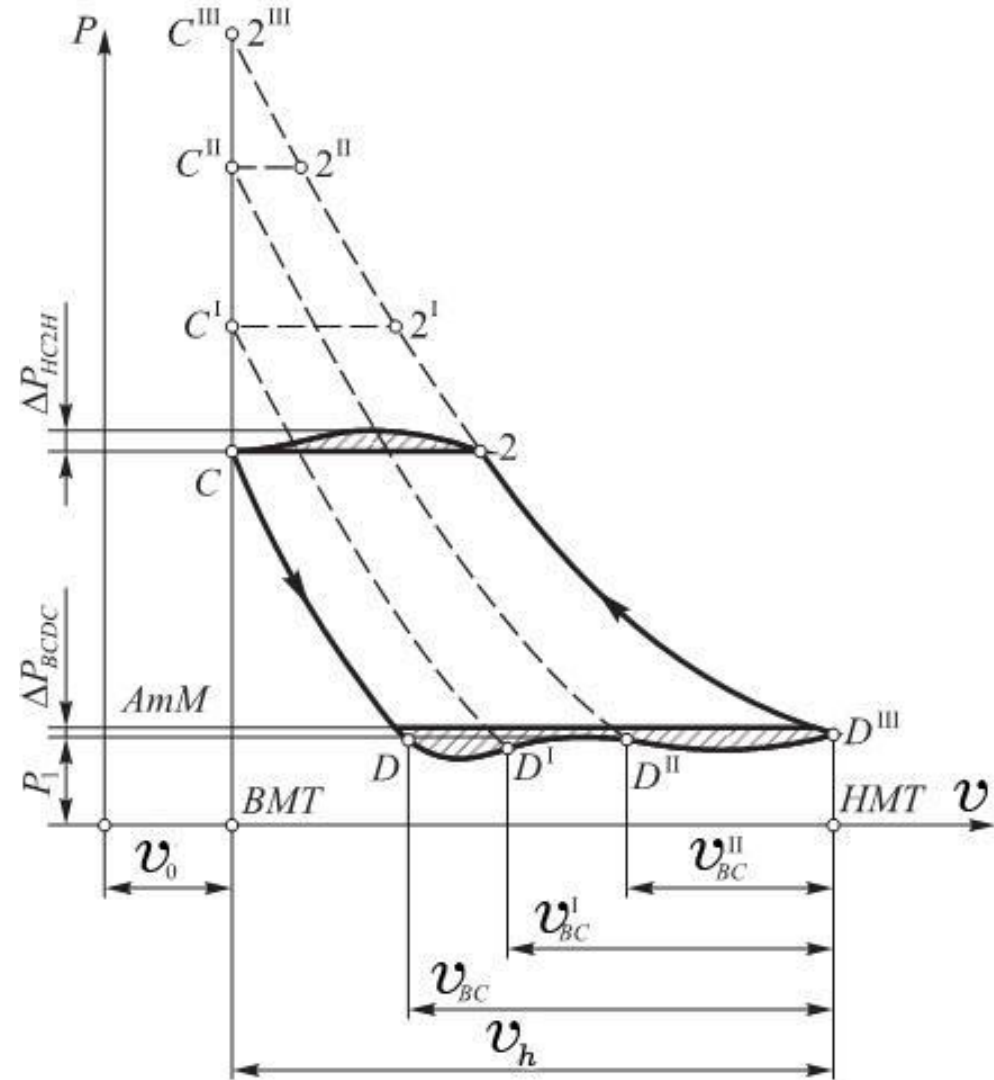
При нагнетании давление газа увеличивается на $\Delta p_{\text{нагн}}$ за счёт газодинамического сопротивления нагнетательного клапана и трубопроводов.

Заштрихованная площадка на рисунке отражает разницу между действительной индикаторной диаграммой и теоретической.

Наличие вредного пространства уменьшает количество газа, засасываемого в цилиндр компрессора, и, следовательно, снижает его производительность.

Отношение объёма, соответствующего процессу всасывания к рабочему объёму цилиндра, называется *объёмным КПД компрессора*.

$$\eta_{\text{об}} = \frac{V_{\text{вс}}}{V_h} \cdot 100\%$$



Так как объёмный КПД не учитывает температурных изменений газа в процессе всасывания (нагревание от внутренних поверхностей), а также утечек газа через неплотности, то для характеристики действительной производительности компрессора пользуются коэффициентом подачи или наполнения η_v .

В действительном цикле вследствие гидравлических сопротивлений воздушных и газовых каналов теплообменника и соответствующего падения давления в них удельная работа несколько снижается.

Коэффициент наполнения равен отношению действительного засасываемого объёма газа к рабочему объёму цилиндра.

Если давление сжатого газа возрастает от p_2 до $p_2^I, p_2^{II}, p_2^{III}$, то газопроизводительность компрессора снижается.

Это связано с тем, что уменьшается объём, соответствующий процессу всасывания ($v_{вс}^{II} < v_{вс}^I < v_{вс}$).

Когда линия сжатия пересечёт линию, проходящую через ВМТ (), ~~расширение~~ p_2^{III} газ в цилиндр компрессора прекращается (точка D^{III} совпадает с точкой 1).

Компрессор начинает работать сам на себя (линия сжатия 1–2 совпадает с линией расширения $C-D$, и участок процесса нагнетания 2– C сокращается до нуля).

Предельное значение отношения p_2/p_1 , при котором из-за наличия вредного пространства прекращается всасывание газа, определяют из равенства

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n = \left(\frac{v_0 + v_h}{v_0} \right)^n = \left(1 + \frac{v_h}{v_0} \right)^n$$

Относительной величиной вредного пространства называется отношение

$$a = \frac{v_0}{v_h}$$

С учётом этой величины получаем

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{1}{a} \right)^n = \left(\frac{1+a}{a} \right)^n$$

Так, для политропного сжатия ($n = 1,2$) при $a = 0,08$ предельное отношение давлений $p_2/p_1 = 22,4$. На практике $a = 0,05-0,10$.

Одноступенчатые компрессоры обычно применяются для получения сжатого газа давлением не выше 0,8–1 МПа, из-за того, что давление сжатого газа приводит при политропном сжатии к недопустимо высокой температуре.

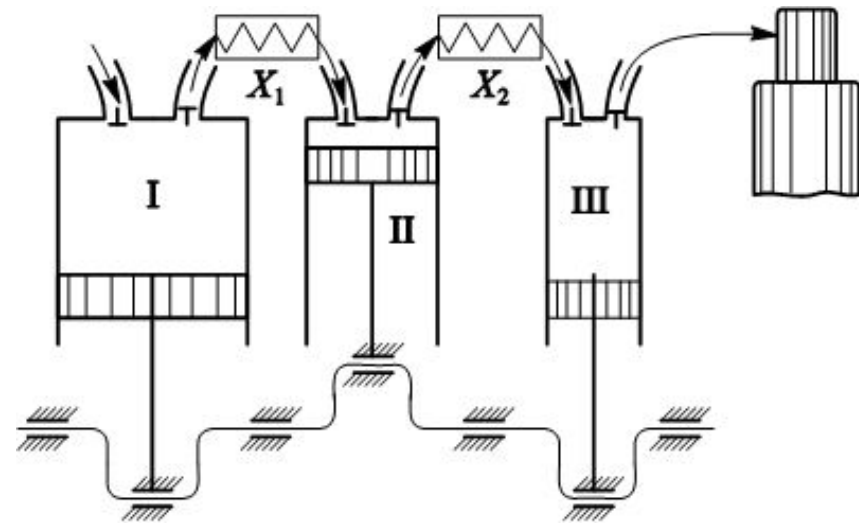
Поэтому при необходимости для получения высоких давлений газа компрессоры изготавливают многоступенчатыми, а после каждой ступени сжатый газ направляется в холодильник, где охлаждается при постоянном давлении до исходной температуры.

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

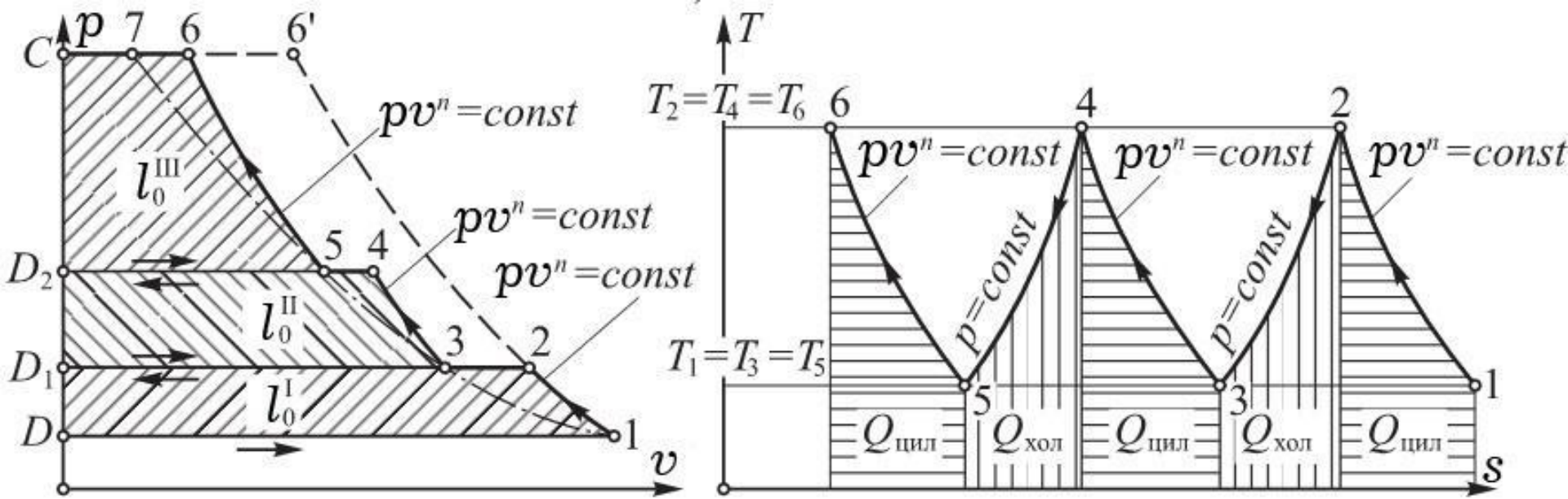
В многоступенчатых компрессорах сжатие газа последовательно происходит в нескольких цилиндрах с промежуточным охлаждением после каждого цилиндра в специальных холодильниках.

Такая конструкция обеспечивает благоприятные условия работы смазки компрессора.

В промежуточных холодильниках после каждого цилиндра газ охлаждается при постоянном давлении, равном давлению конечного сжатия в соответствующей ступени.



Рабочий процесс идеального трёхступенчатого поршневого компрессора представлен в p - v и T - s координатах.



Конструкция многоступенчатого компрессора должна обеспечить в ходе работы следующие процессы изменения состояния газа:

- 1) охлаждение газа во всех холодильниках должно доводиться до начальной температуры T_1 , которую газ имел при входе в первый цилиндр ($T_1 = T_3 = T_5$);
- 2) в процессе сжатия газа конечная температура во всех ступенях должна получаться одинаковой ($T_2 = T_4 = T_6$);
- 3) показатели политропных процессов сжатия во всех цилиндрах должны быть одинаковы, т.е. $n^I = n^{II} = n^{III}$.

Такие процессы обеспечат одинаковые степени повышения давлений во всех ступенях, т.е. $p_2/p_1 = p_4/p_3 = p_6/p_5$.

При выполнении указанных выше условий работы в каждой ступени будут одинаковы ($l'_0 = l''_0 = l'''_0$).

Обозначив отношение степени повышения давления в каждом цилиндре z , получим

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5} = z \quad z = \sqrt[3]{\frac{p_6}{p_1}} = \sqrt[3]{\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}}}$$

Для компрессора с числом ступеней m

$$z = \sqrt[m]{\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}}}$$

Объёмы цилиндров отдельных ступеней можно рассчитать из равенства

$$v_3 = v_1 \frac{p_1}{p_3} = v_1 \frac{p_1}{p_2} = \frac{v_1}{z}$$

$$v_5 = v_3 \frac{p_3}{p_5} = v_3 \frac{p_3}{p_4} = \frac{v_3}{z^2}$$

Работа, затрачиваемая на привод многоступенчатого компрессора, является суммой работ, требуемой для сжатия газа в отдельных ступенях.

$$l'_0 = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[z^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Удельную теоретическую работу m -ступенчатого компрессора, затрачиваемую на сжатие газа, можно определить как произведение ml_0 .

Если сжатие в компрессоре проводится по адиабате и возможно использовать hs -диаграмму, то для нахождения теоретической работы m ступеней используют формулу

$$ml_0 = m(h_2 - h_1)$$

Количество теплоты, отводимой от газа при сжатии в цилиндрах $Q_{\text{цил}}$ и затем при его охлаждении в промежуточных холодильниках $Q_{\text{хол}}$, определяют по формулам для политропного и изобарного процессов:

$$Q_{\text{цил}} = Gc(T_2 - T_1) = Gc_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1)$$

$$Q_{\text{хол}} = Gc_p (T_2 - T_1) \quad T_2 = T_1 z^{\frac{n-1}{n}}$$

Теоретическую мощность N_0 , затраченную на привод компрессора, можно определить по равенству

$$N_0 = Gml_0$$

Действительная (эффективная) мощность $N_{\text{Э}}$, необходимая для привода компрессора, рассчитывается с учётом потерь работы на преодоление сопротивлений клапанов и трубопроводов и на трение в контактирующих частях компрессора, которые учитываются механическим КПД:

$$N_{\text{Э}} = \frac{N_0}{\eta_{\text{М}}} = \frac{Gml_0}{\eta_{\text{М}}}$$

Для поршневых компрессоров $\eta_{\text{М}} = 0,85 \div 0,90$.

При известной объёмной производительности компрессора V , относимой обычно к условиям нагнетания газа в резервуар, массовую производительность G вычисляют по равенству

$$G = \frac{pV}{RT}$$