

Тепловые двигатели и нагнетатели

Компрессоры

Лекция № 21

1. Общие сведения

- *Компрессорами называются машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов.*
- В зависимости от конструктивного оформления и принципа работы, компрессоры могут быть разделены на две группы: *поршневые* и *турбинные (центробежные)*.

- По назначению компрессоры подразделяют **на воздушные** и **газовые (кислородные)** машины.
- Наибольшее распространение получили **воздушные компрессоры (компрессоры общего назначения)**.
- **Воздушные компрессоры** вырабатывают сжатый воздух давлением до 5,0 МПа, который широко применяется в промышленности.

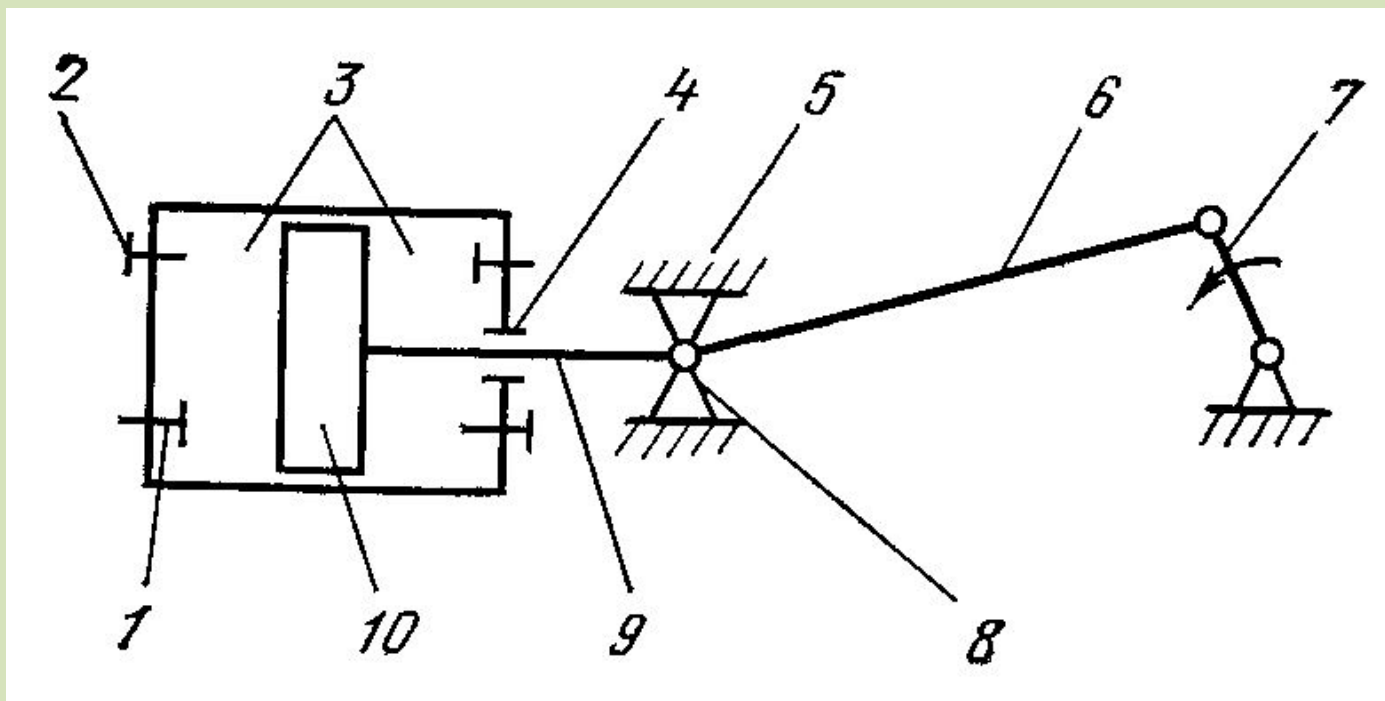
Например: **в металлургии** сжатый воздух используется в качестве дутья в доменных печах и в конвекторах, в нагревательных и термических печах; **в энергетике** — для нагнетания в топки котлов и камеры сгорания ГТУ и ДВС.

- **Сжатый воздух как энергоноситель** *используется* для привода различных пневмомеханизмов, молотов, трамбовок, вибраторов, обрубных молотков, патронов для зажима деталей в станках, пневмоподъемников и т. д.
- **Воздух широко используется для транспортировки сыпучих сред, для перемешивания материалов, для сепарации пыли** и *для многих других процессов.*
- **Развитие сети газопроводов природного газа** и увеличение их протяженности способствовали развитию газовых компрессоров на высокие давления – до 40 МПа и выше.
- Для доставки природного газа в пункт потребления через каждые 100 – 150 км газопроводов необходимо устанавливать компрессорные станции.

- По принципу действия различают *поршневые (объемные) компрессоры* и *турбокомпрессоры (центробежные)*.
- В поршневых машинах повышение давления происходит вследствие уменьшения объема замкнутого пространства, в котором находится газ, за счет перемещения стенки (например, поршня в цилиндре).
- При сжатии газ практически неподвижен, *силы инерции в нем не проявляются (статическое сжатие)*.
- *Характерная особенность поршневых компрессоров — периодичность рабочего процесса.*

Типы поршневых компрессоров.

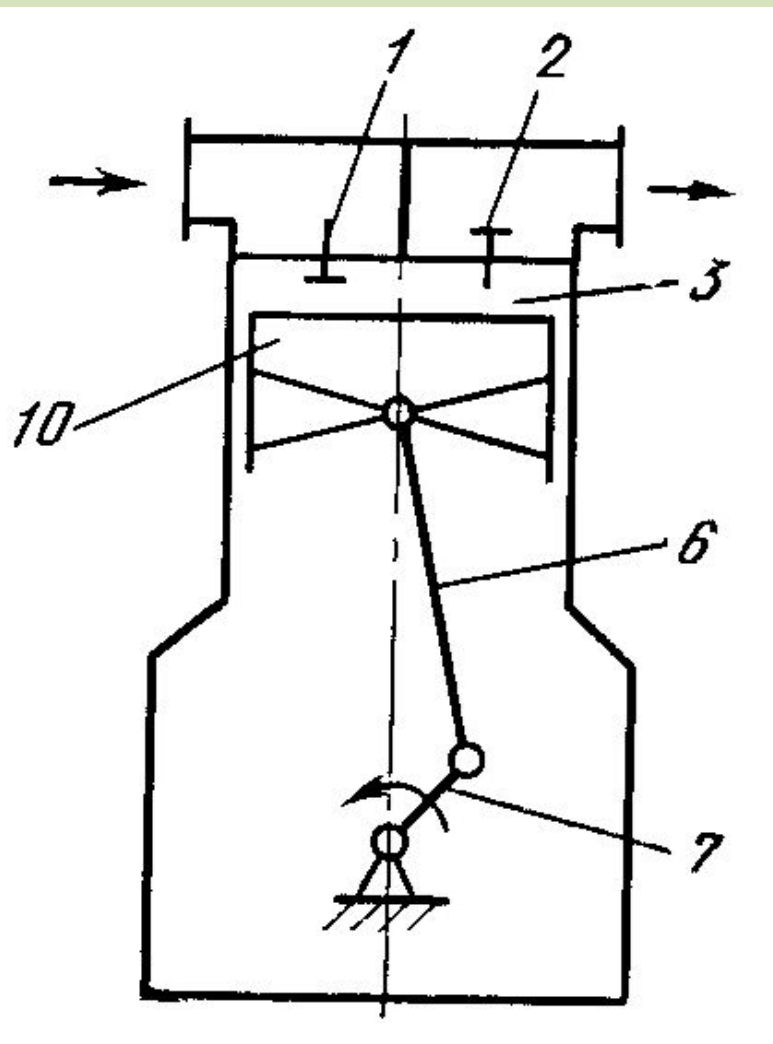
Крейцкопфный



- 1,2 – всасывающий и нагнетательный клапаны; 3 – рабочие полости цилиндра; 4 – уплотнение штока; 5 – направляющая крейцкопфа; 6 – шатун; 7 – кривошип (коленчатый вал); 8 – крейцкопф; 9 – шток; 10 – поршень

Типы поршневых компрессоров.

Безкрейцкопфный



1,2 – всасывающий и нагнетательный клапаны; 3 – рабочие полости цилиндра; 6 – шатун; 7 – кривошип (коленчатый вал); 10 – поршень

- **В турбокомпрессорах сжатие происходит вследствие использования сил инерции потока газа.**
- **Преобразование энергии в таких машинах можно условно разделить на два этапа:**
 - **на первом этапе** газу сообщается кинетическая энергия (например, вращающимся лопаточным аппаратом);
 - **на втором** поток газа тормозится и его кинетическая энергия преобразуется в потенциальную.
- **Оба этапа могут совершаться и одновременно.**
- **Характерная особенность турбокомпрессоров — непрерывность рабочего процесса.**

- По направлению движения потока различают центробежные и осевые турбокомпрессоры.
- В центробежных машинах поток движется радиально (от центра к периферии вращающегося рабочего колеса).
- В осевых машинах поток параллелен оси вращения рабочего колеса.
- По степени повышения давления газа турбокомпрессоры подразделяются:
 - на вентиляторы ($\epsilon \leq 1,15$);
 - нагнетатели или газодувки ($\epsilon \geq 1,15$) при отсутствии охлаждения);
 - компрессоры ($\epsilon > 1,15$ при наличии охлаждения).

КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ

2. Особенности процессов в реальном компрессоре

- Компрессорная машина представляет **открытую термодинамическую систему**.
- Теория компрессорных машин **основывается на термодинамике идеального газа**.
- Расчет воздушных компрессоров на давление до 10 МПа по **уравнениям идеального газа** дает погрешность 2%.
- К компрессорному процессу **как реального**, так и **идеального газа** применим первый закон термодинамики для потока, который в интегральной форме имеет вид:

$$l_{\text{к}} = (h_2 - h_1) + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} + q_{\text{внеш}} \cdot$$

- Уравнение ПНТ справедливо как для идеального (без трения), так и для реального (с учетом потерь на трение) сжатия воздуха в компрессоре.
- Потери на трение $l_{\text{тр}}$ в явном виде в него не входят.
- Наличие трения приводит к увеличению либо разности энтальпий $(h_2 - h_1)$, либо отведенной теплоты $q_{\text{внеш}}$, либо той и другой одновременно.
- Поэтому индикаторная работа реального компрессора $l_{\text{ки}}$, учитывающая потери на трение, будет всегда больше работы идеального компрессора при тех же значениях p_1 и p_2 .

- **Теплота трения** равна **работе трения** $q_{\text{тр}} = l_{\text{тр}}$,

- а $h = u + p\nu$.

- **Первый закон термодинамики** в дифференциальной форме для потока записывается в следующем виде:

$$\delta q_{\text{внеш}} = dh + \delta l_{\text{тех}} + d\left(\frac{c^2}{2}\right) \quad (1)$$

- **Первый закон термодинамики** для потока можно сформулировать так: *теплота, подведенная к потоку рабочего тела извне, расходуется на увеличение энтальпии рабочего тела, производство технической работы и увеличение кинетической энергии потока.*

- Подставив в уравнение (1) выражение $\delta q = dh - vdp$ и проинтегрировав полученное соотношение, запишем:

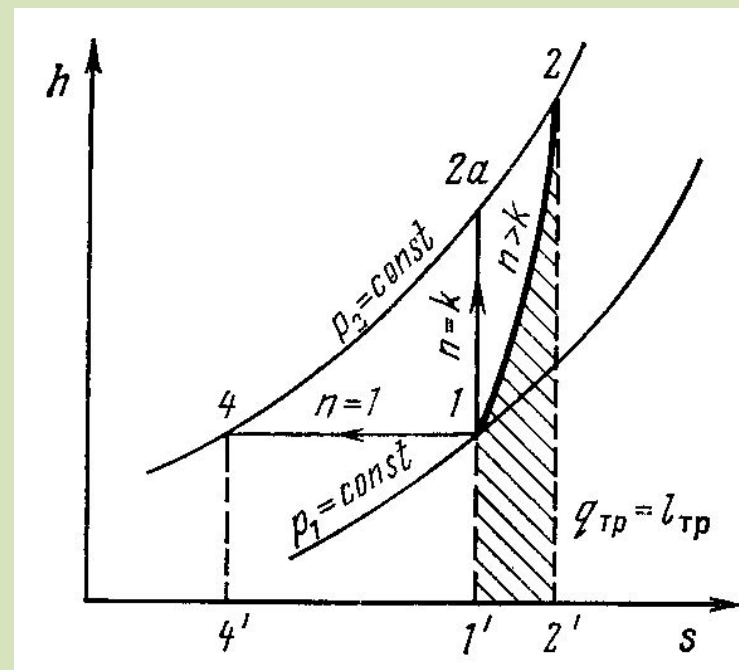
$$l_{ki} = \int_1^2 v dp + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} + l_{тр} \quad (2)$$

- Выражение (2) называется уравнением энергии (уравнением Бернулли). В нем изменение потенциальной энергии положения газа принимается незначительным.
- Работа l_{ki} , совершаемая над потоком в реальном компрессоре, расходуется на сжатие и перемещение газа $\int_1^2 v dp$,
- изменение его кинетической энергии $(c_2^2 - c_1^2)/2$ и на внутренние потери $l_{тр}$.

- Реальный компрессорный процесс считается политропным. *Работу политропного сжатия идеального газа* $l_{\text{пол}}$ (без потерь на трение) можно рассчитать по уравнению:

$$l_{\text{пол}} = - \left(\frac{n}{n-1} \right) \cdot R \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Вследствие того что внутренние потери необратимо превращаются в теплоту, которая воспринимается газом, линия процесса 12 на hs -диаграмме пойдет вправо от адиабаты $12a$.



Политропные процессы сжатия в hs -диаграмме

- При наличии потерь в зависимости от интенсивности внешнего охлаждения процесс сжатия может протекать с показателем политропы $n = 1,2 \div 1,7$, меньшим или большим показателя адиабаты.
- **Процесс сжатия** – расширения газа в компрессоре принято изображать в диаграммах координатах $p - v$ (p – давление газа, v – удельный объем).

Рассмотрим теоретический процесс работы поршневого компрессора

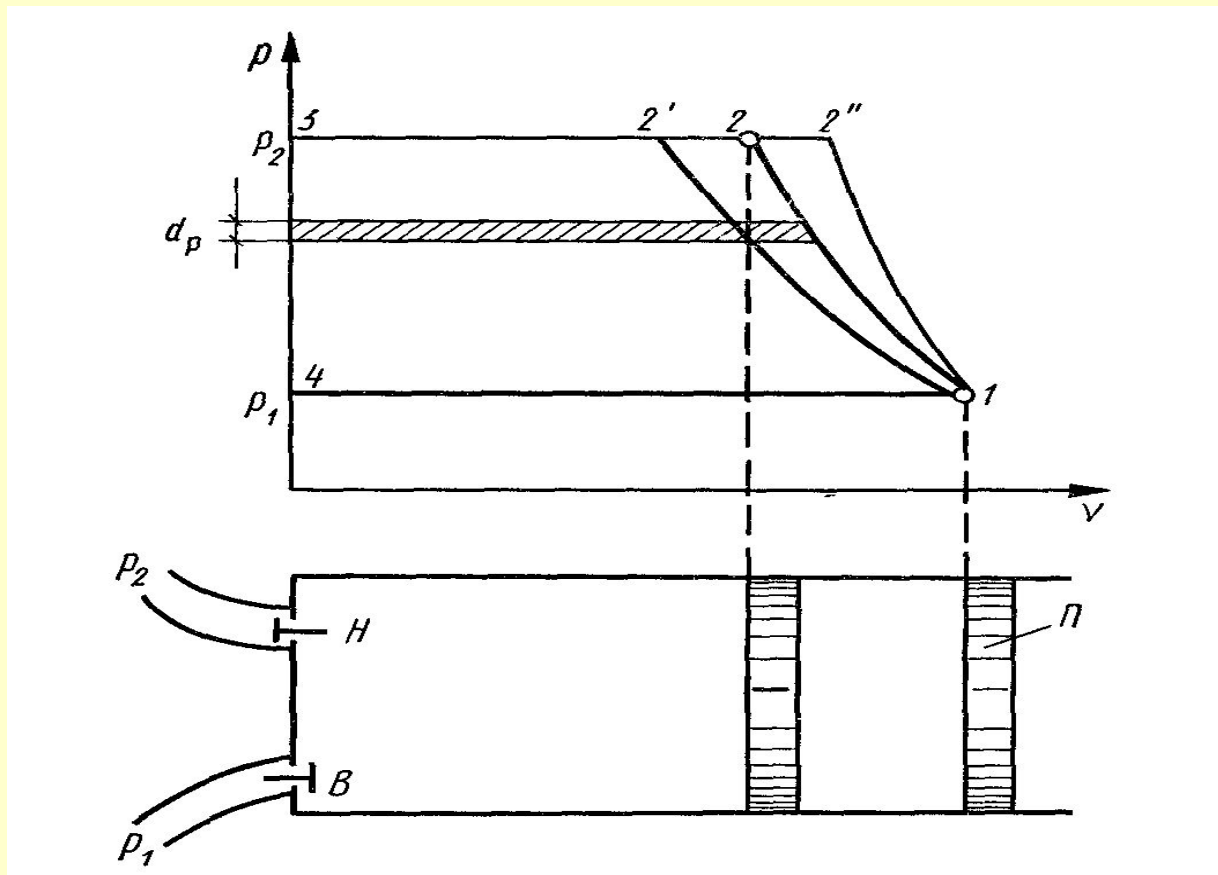


Схема теоретической индикаторной диаграммы работы поршневого компрессора

- Если при сжатии газ не обменивается теплотой с окружающей средой, то *такое сжатие называется адиабатическим* и связь между давлением и объемом определяется выражением:

$$p \cdot v^\gamma = const$$

- где γ – показатель адиабаты.
- Когда теплота нагретого от сжатия газа отбирается, можно создать условия, при которых газ будет *сжиматься при постоянной температуре* (**изотермический процесс**). Связь между удельным объемом и давлением определяется выражением:

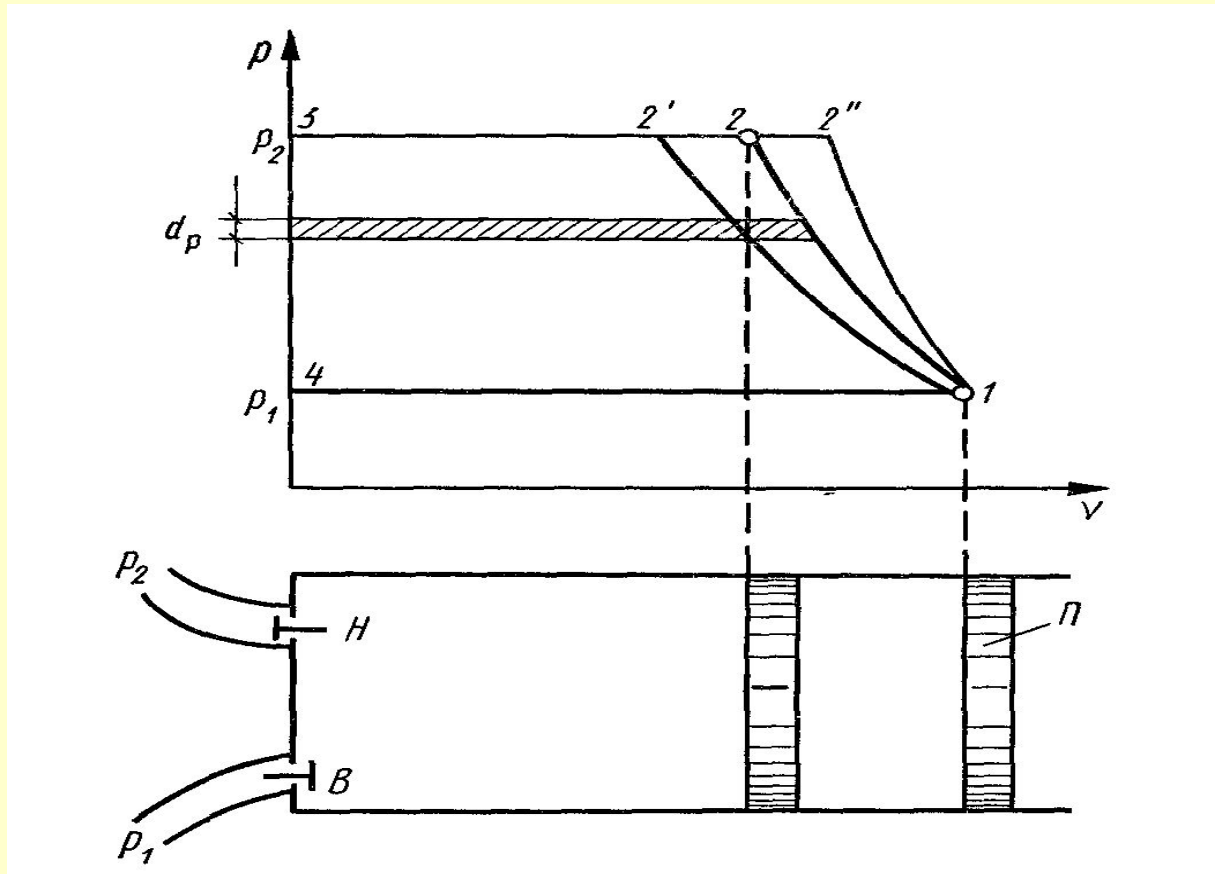
$$p \cdot v = const$$

- Если в процессе сжатия отбирается не вся теплота, то такой термодинамический процесс называется политропическим и связь между давлением удельным объемом определяется выражением

$$p \cdot v^n = \text{const}$$

- где n – показатель политропы, его значение находится в пределах:

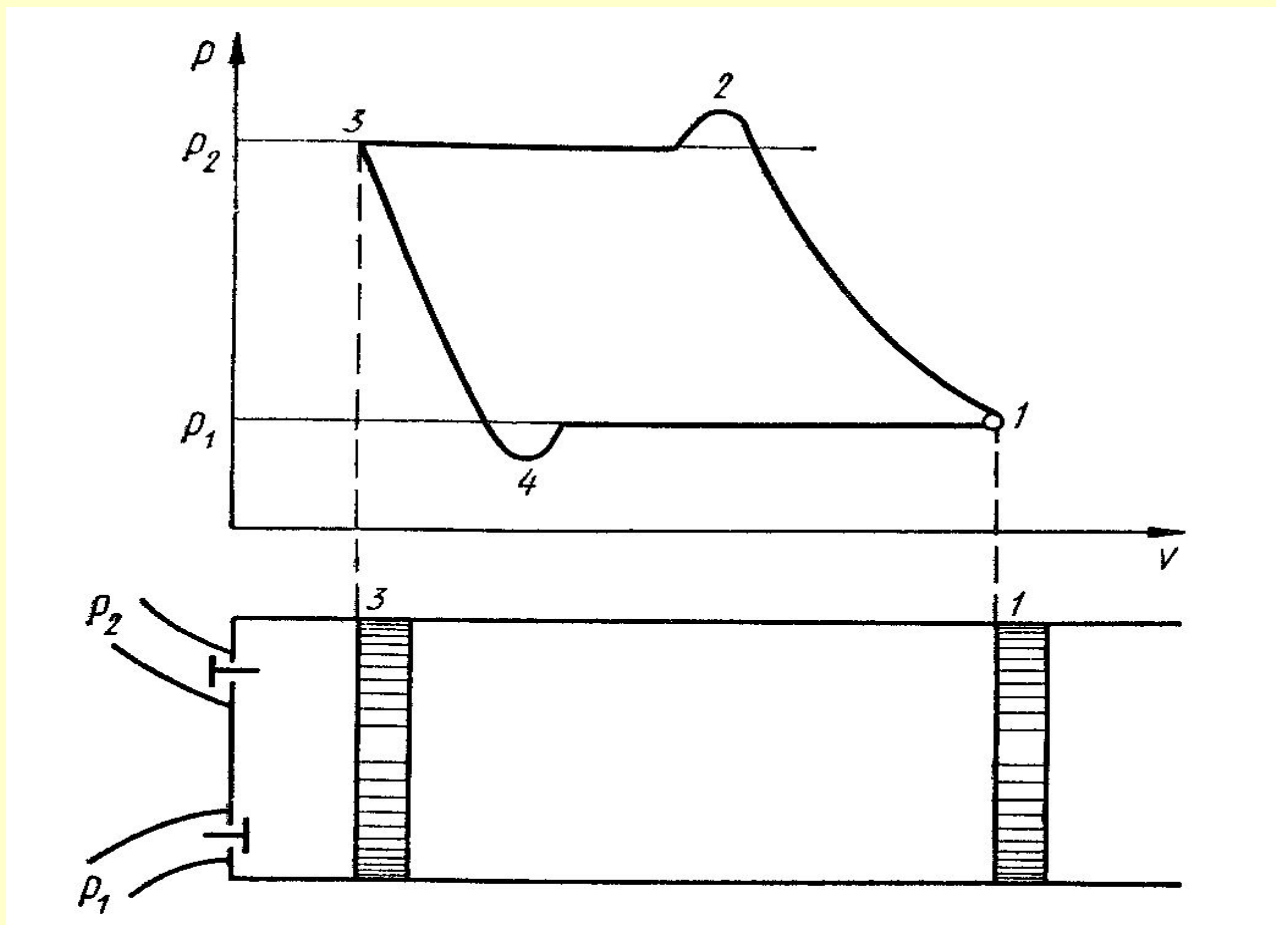
$$1 \leq n \leq \gamma$$



- Если считать, что кривая $1 - 2$ на диаграмме соответствует **политропическому процессу сжатия**, то кривая $1 - 2'$ **отражает изотермический процесс**, а кривая $1 - 2''$ – **адиабатический**.

- *Теоретическая индикаторная диаграмма* отличается от *действительной индикаторной диаграммы работы поршневого компрессора*.
- При построении *теоретической индикаторной диаграммы* не был учтен ряд особенностей, вызванные конструктивными элементами компрессора.
- Построим *действительную индикаторную диаграмму* в координатах $p - v$.

Схема действительной индикаторной диаграммы работы поршневого компрессора



- После открытия клапана давление в рабочем пространстве компрессора выравнивается и газ выталкивается поршнем в напорный трубопровод.
- На диаграмме это соответствует линии $1 - 3$.
- Однако весь газ вытолкнуть из рабочего цилиндра невозможно. Так как поршень не может вплотную подойти к крышке. Где находятся клапаны. Поэтому часть газа останется в цилиндре.
- Объем, занятый газом, оставшимся под давлением нагнетателя p_2 называется **объемом «вредного» пространства**. Этот объем действительно вреден, так как он мешает полному использованию рабочего пространства компрессора. Точка 3 соответствует крайне левому положению поршня.

- При движении поршня вправо газ, находящийся во вредном пространстве, должен расширится, чтобы давление стало несколько ниже, чем давление во всасывающем трубопроводе (линия 3–4).
- После открытия клапана давление выравнивается и всасывание газа происходит при постоянном давлении p_1 .
- Полученная замкнутая кривая $1 - 2 - 3 - 4$ на $p - v$ - диаграмме называется индикаторной диаграммой поршневого компрессора.
- Площадь этой диаграммы определяют экспериментально с помощью индикатора.

КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ

3. Вредное пространство

Наличие вредного пространства приводит к уменьшению объема всасываемого газа, так как всасывание новой порции газа начинается не в начале обратного хода поршня, а конце процесса расширения объема газа, оставшегося во вредном пространстве.

Объем всасываемого газа $V_{\text{вс}}$ *всегда меньше*
рабочего объема цилиндра $V_{\text{р}}$.

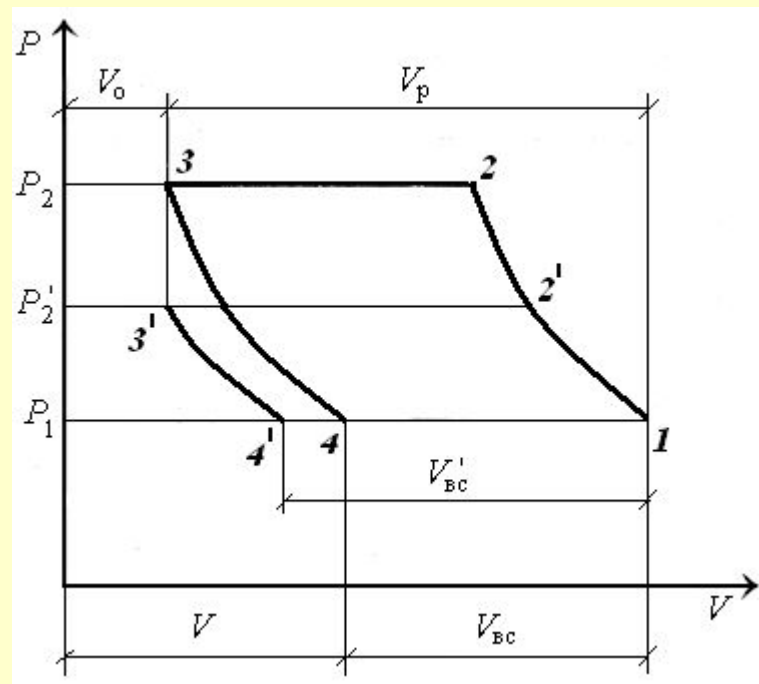
- Отношение объема всасываемого газа к рабочему объему цилиндра называется **объемным КПД λ_0** :

$$\lambda_0 = \frac{V_{\text{BC}}}{V_{\text{P}}}$$

- Для оценки объемного КПД обратимся к рисунку.
- Из рисунка очевидным является следующее равенство:

$$V_0 + V_{\text{P}} = V + V_{\text{BC}}$$

где **V_0 – объем вредного пространства;** **V – объем расширившегося газа.**



- Из записанного выражения получаем

$$V_{\text{BC}} = V_{\text{P}} - V + V_0$$

- Выражение для *объемного КПД* λ_0 будет иметь вид

$$\lambda_0 = 1 - \frac{V_0}{V_{\text{P}}} \cdot \left(\frac{V}{V_0} - 1 \right)$$

$$a = \frac{V_0}{V_{\text{P}}} \quad \text{—} \quad \text{относительный} \quad \text{объем} \quad \text{вредного} \\ \text{пространства}$$

- В практических расчетах a принимается в пределах: **0,02–0,1** в *I* – ступени, **0,03–0,1** во *II* – ступени, **0,05–0,12** в *III* – ступени, **0,05–0,12** в *IV* – ступени, **0,08–0,15** – в *V* – ступени и **0,1–0,18** в *VI* – ступени.

- При адиабатическом процессе сжатия газа в компрессоре связь между объемом и давлением определится из уравнением

$$p_2 \cdot V_0^\gamma = p_1 \cdot V^\gamma$$

- откуда

$$\frac{V}{V_0} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/\gamma} \quad \frac{p_2}{p_1} = \boldsymbol{\varepsilon} \quad \text{– степень сжатия газа в компрессоре}$$

- Для *объемного КПД* λ_0 можно записать

$$\lambda_0 = 1 - a \cdot \left(\boldsymbol{\varepsilon}^{1/\gamma} - 1 \right)$$

- Из полученного выражения видно, что значение *объемного КПД* λ_0 тем больше, чем меньше степень сжатия.

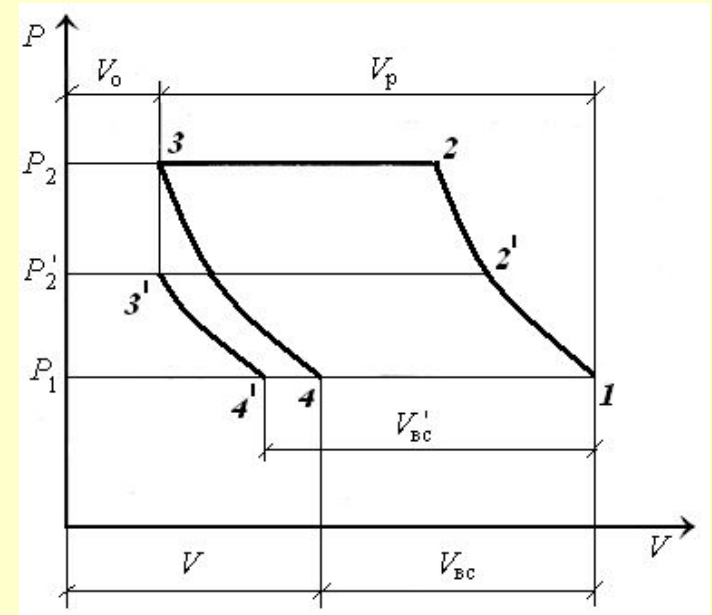
$$V'_{\text{BC}} > V_{\text{BC}}$$

- Если же увеличить степень сжатия, то объем всасываемого газа уменьшится.
- **Объем всасываемого газа**, вычисленный на основе выражений:

$$\lambda_0 = \frac{V_{\text{BC}}}{V_{\text{P}}} \quad \text{И} \quad \lambda_0 = 1 - a \cdot \left(\epsilon^{1/\gamma} - 1 \right)$$

- СОСТАВИТ

$$V_{\text{BC}} = \lambda_0 \cdot V_{\text{P}} = \left[1 - a \cdot \left(\epsilon^{1/\gamma} - 1 \right) \right] \cdot V_{\text{P}}$$



- Действительный объем газа, подаваемый компрессором, будет еще меньше.
- **Это объясняется двумя причинами:**

1. *При всасывании газ, приходя в соприкосновение с горячими поверхностями клапанов, стенок цилиндра и поршня нагревается (и, следовательно, расширяется).*
2. **Цилиндр компрессора не герметичен** (утечки могут возникнуть через клапаны, сальники, между поршневыми кольцами и внутренней поверхностью цилиндра).

- Учитывая первое из указанных обстоятельств вводят **термический коэффициент** $\lambda_{\text{тр}}$, а второе – **коэффициент герметичности** $\lambda_{\text{г}}$.
- Произведение

$$\lambda_0 \cdot \lambda_{\text{тр}} \cdot \lambda_{\text{г}} = \lambda$$

называют коэффициентом подачи.

- **Значение термического коэффициента** $\lambda_{\text{тр}}$ для проведения поверочных расчетов можно принимать от 0,9 ÷ 0,99.
- **Значение коэффициента герметичности** $\lambda_{\text{г}}$ в пределах 0,96 ÷ 0,98.

КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ

4. Подача

Подача – количество жидкости (газа), перемещаемое машиной в единицу времени.

- Теоретическая объемная подача, Q_T , м³/с, поршневого компрессора простого действия определяется произведением площади поршня на ход поршня S , м, и частоту вращения привода n , 1/с или об/мин,

$$Q_T = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{S \cdot n}{60}$$

- где D – диаметр поршня, м.

- **Действительную подачу** определяем из выражения, м³/с,

$$Q_{\text{Д}} = \lambda \cdot Q_{\text{Т}}$$

- где **λ – коэффициент подачи**, определяемый выражением:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_{\text{тр}} \cdot \lambda_{\text{г}}$$

- **Коэффициент подачи λ** определяется при испытаниях машин и обычно составляет 0,6 – 0,85.
- **Массовая подача M** , кг/с, равна:

$$M = \rho \cdot Q_{\text{Д}}$$

- где **ρ – плотность всасываемого газа**, кг/м³.

КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ

5. КПД компрессора

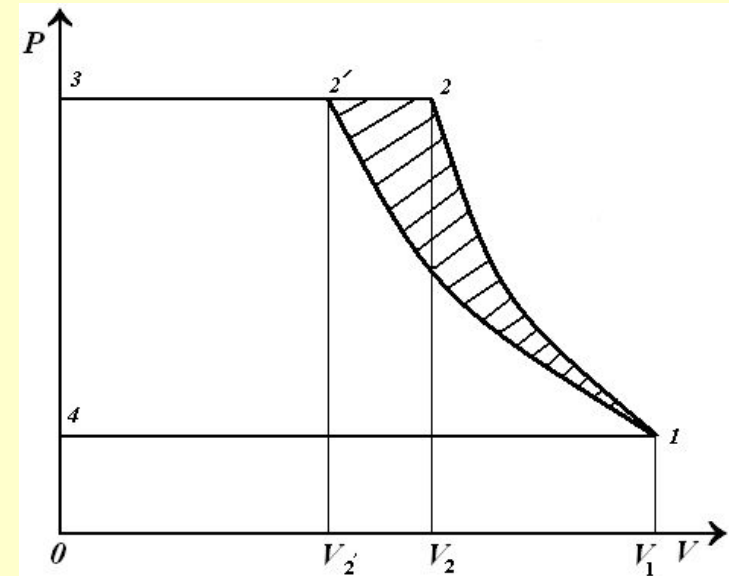
- Вся работа компрессора расходуется не только на сжатие газа, но и на преодоление сопротивления, вызванного наличием трения. **Действительная работа компрессора** равна:

$$A = A_{\text{ад}} + A_{\text{тр}}$$

Обратится к индикаторной диаграмме работы компрессора.

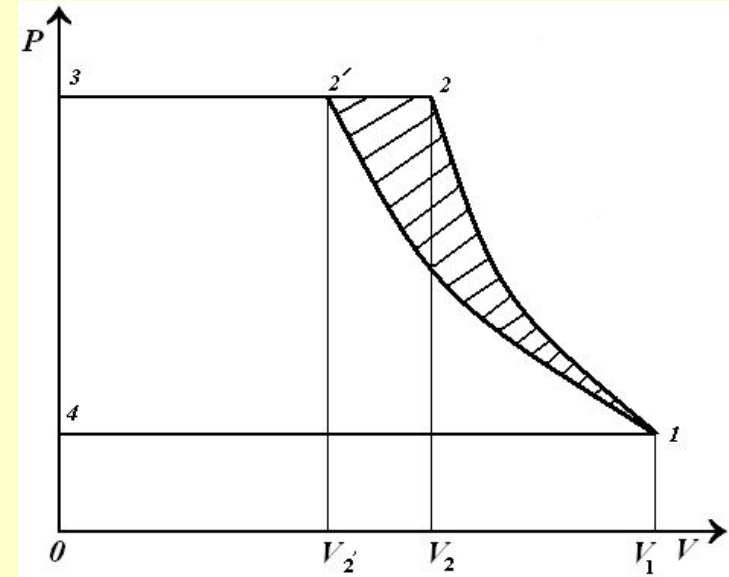
- Случай отсутствия потерь на трение $A_{\text{тр}} = 0$ является идеальным при работе компрессора без охлаждения.

При этом чем лучше работает компрессор, тем ближе значение A к значению $A_{\text{ад}}$.



Допустим, что кривая $1-2$ на $p-V$ диаграмме – адиабатическое сжатие.

Поскольку в действительности часть работы затрачивается на преодоление трения, это излишняя работа на $p-V$ диаграмме изобразится дополнительной площадью $1-2-2'$.



- Отношение $A_{\text{ад}}/A$ называется **адиабатическим КПД** и равняется

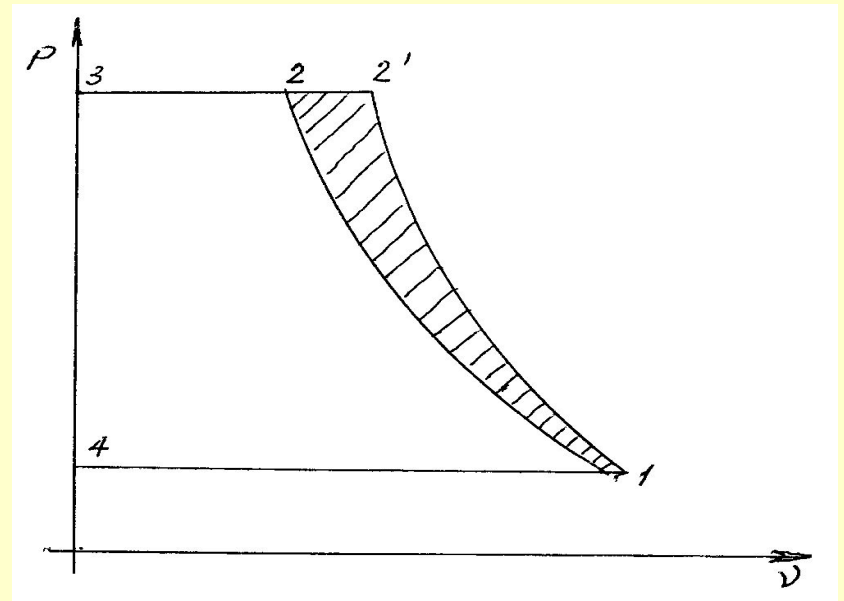
$$\eta_{\text{ад}} = \frac{A_{\text{ад}}}{A} = p_1 \cdot v_1 \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] / A$$

- обычно $\eta_{\text{ад}} = 0,7 \div 0,9$.

Аналогичные рассуждения проведем для изотермического сжатия, т. е. когда имеется полный отвод теплоты от нагретого газа.

Кривая $1-2$ на диаграмме $p-V$ является изотермой.

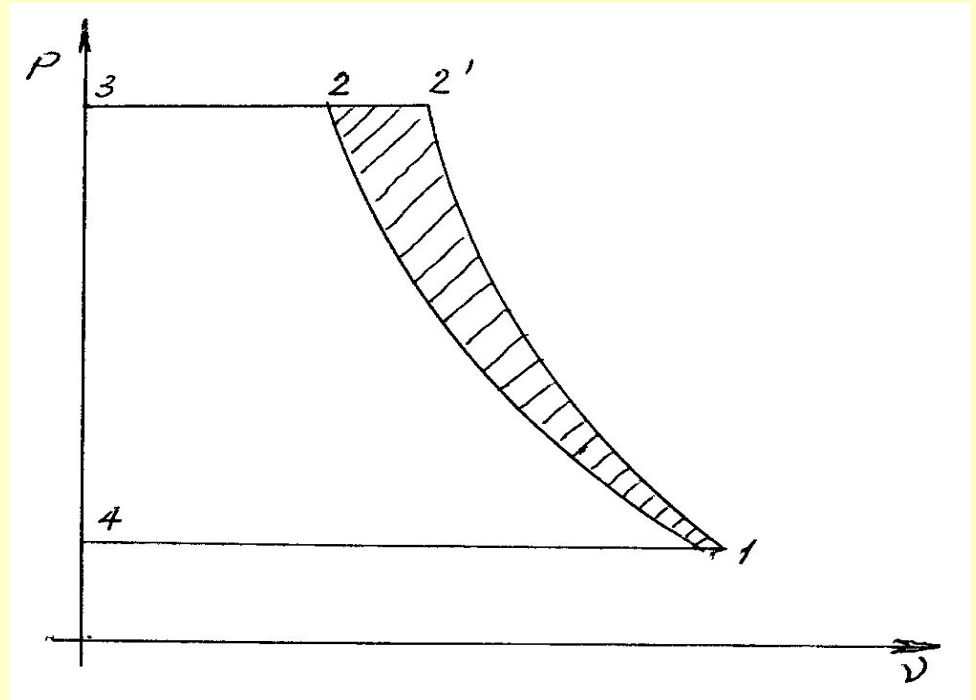
Если же всю теплоту отвести не удастся, то процесс из изотермического превращается в политропический и дополнительная работа, затрачиваемая в компрессоре, определится площадью $1-2-2'$.



Коэффициент полезного действия, получаемый из сравнения с идеальным изотермическим циклом, **называется изотермическим КПД** и определяется из равенства

$$\eta_{\text{из}} = \frac{A_{\text{из}}}{A} = p_1 \cdot \nu_1 \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) / A$$

- Обычно $\eta_{\text{из}} = 0,65 \div 0,75$.



КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ

6. Мощность

$$A_{\text{ад}} = p_1 \cdot \mathbf{v}_1 \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$A_{\text{из}} = p_1 \cdot \mathbf{v}_1 \cdot \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$$

- $A_{\text{ад}}$ и $A_{\text{из}}$ – это **удельная адиабатическая** и **изотермическая** работа, т. е. работа, совершаемая над единицей массы газа, Дж/кг.
- Умножая **удельную работу на массовую подачу**, кг/с, получаем **мощность**, Дж/с:

$$N_{\text{ад}} = M \cdot A_{\text{ад}} \quad N_{\text{из}} = M \cdot A_{\text{из}}$$

- Выражение

$$N_i = M \cdot A$$

- называется *индикаторной мощностью*.
- **Действительная работа компрессора A** равняется площади индикаторной диаграммы.
- **Потребляемая мощность компрессора** или **мощность на валу N_v** больше *индикаторной мощности N_i* вследствие механических потерь, которые возникают при трении в подшипниках и других трущихся подвижных элементах компрессора.

- Отношение

$$\eta_M = \frac{N_i}{N_B} \quad \text{называется} \quad \text{механическим} \\ \text{КПД компрессора}$$

- $\eta_M = 0,85 \div 0,90$.

- **Изотермический** и **адиабатический** КПД компрессора **определяются** выражениями:

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_i} \quad \eta_{ад} = \frac{N_{ад}}{N_i}$$

- Общий изотермический КПД компрессора равен:

$$\eta_0^{из} = \frac{N_{из}}{N_B} = \frac{N_{из} \cdot \eta_M}{N_i} = \eta_{из} \cdot \eta_M$$

КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ

7. Технико-экономические показатели

- Поршневые компрессоры позволяют получить степень повышения давления ϵ_k более 15 – 20.
- Для поршневых компрессоров подача $Q_k < 200 \text{ м}^3 / \text{мин}$.
- Мощность N_B для поршневых компрессоров достигает нескольких сотен киловатт при частоте вращения вала 4000 об/мин.

- Одноступенчатые компрессоры одинарного действия вследствие отсутствия штока и ползуна (шатун шарнирно соединен с поршнем) имеют более простую конструкцию и меньшие потери на трение, чем компрессоры двойного действия, что позволяет увеличить скорость движения поршней и подачу Q_k .
- Практическая разница в подачах Q_k между одноступенчатыми компрессорами и компрессорами двойного действия велика.
- В связи с этим крупные тихоходные компрессоры с целью уменьшения размеров делают двойного действия, а небольшие быстроходные – одинарного.

- Важными технико-экономическими показателями работы компрессорных установок являются *удельный расход энергии на выработку сжатого воздуха* и *его себестоимость*.

- *Фактический удельный расход энергии*
$$\varepsilon_e = \frac{\varepsilon}{Q_k^p}$$

- Q_k^p – расчетная выработка сжатого воздуха компрессорной установкой (станцией) за определенный период, м³;
- ε – общий расход энергии на компрессорную установку (станцию) за тот же период, куда входит расход энергии на привод, на охлаждение и вспомогательные нужды (освещение, вентиляцию и т.п.).

- **Фактический удельный расход энергии** обычно сравнивается с нормативным расходом, скорректированным с учетом действительных условий работы компрессоров (влияние условий всасывания p_0 и t_0 , конечного давления воздуха, эффективности охлаждения, степени нагрузки и т.д.).
- Для компрессорных станций общего назначения **удельный расход электроэнергии** на выработку 1 м^3 воздуха составляет в среднем $0,1 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$.

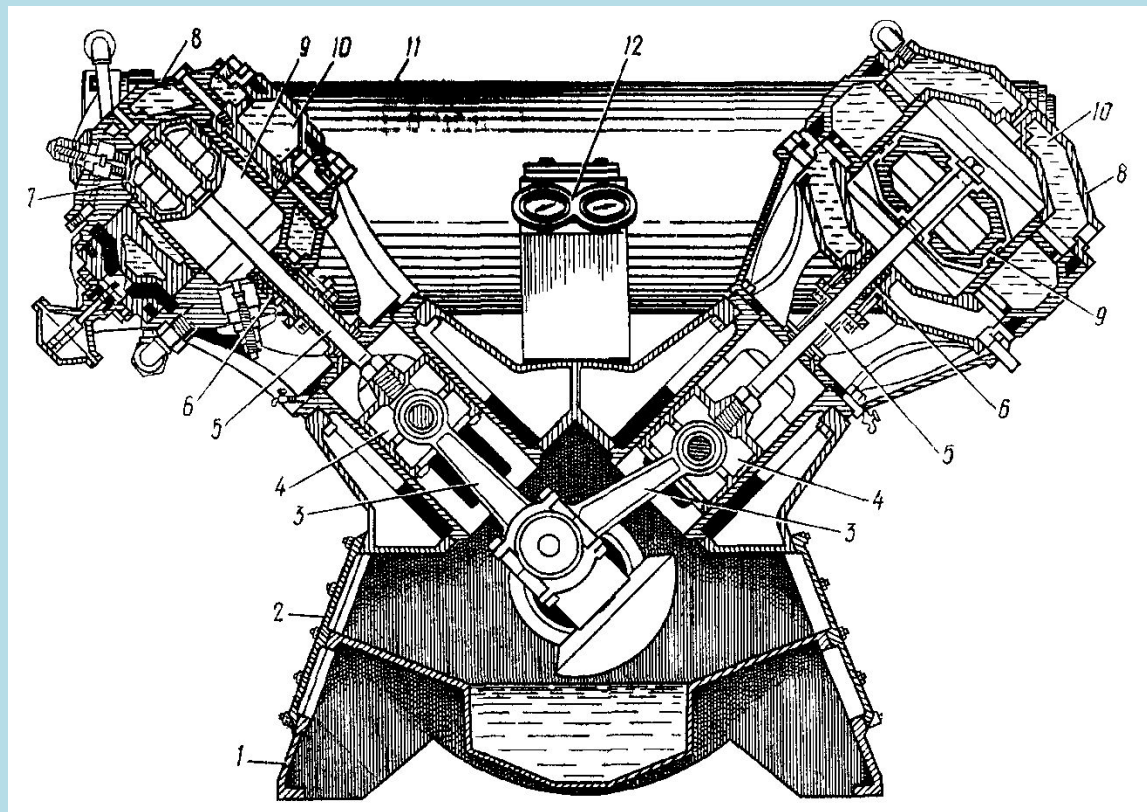
- Средняя себестоимость сжатого воздуха, руб.,

$$C = \frac{A}{Q_{\text{к}}^p}$$

- где A – суммарные затраты на выработку воздуха за определенный период, руб., куда включаются постоянные расходы (амортизация здания и оборудования, заработная плата персонала, административно-хозяйственные расходы) и переменные расходы, пропорциональные выработке воздуха (стоимость энергии на привод, охлаждение, текущий ремонт).
- Средняя себестоимость 1000 м^3 воздуха составляла на 2001 год около 160 руб., причем значительная часть ее (70 – 80 %) приходится на электроэнергию.

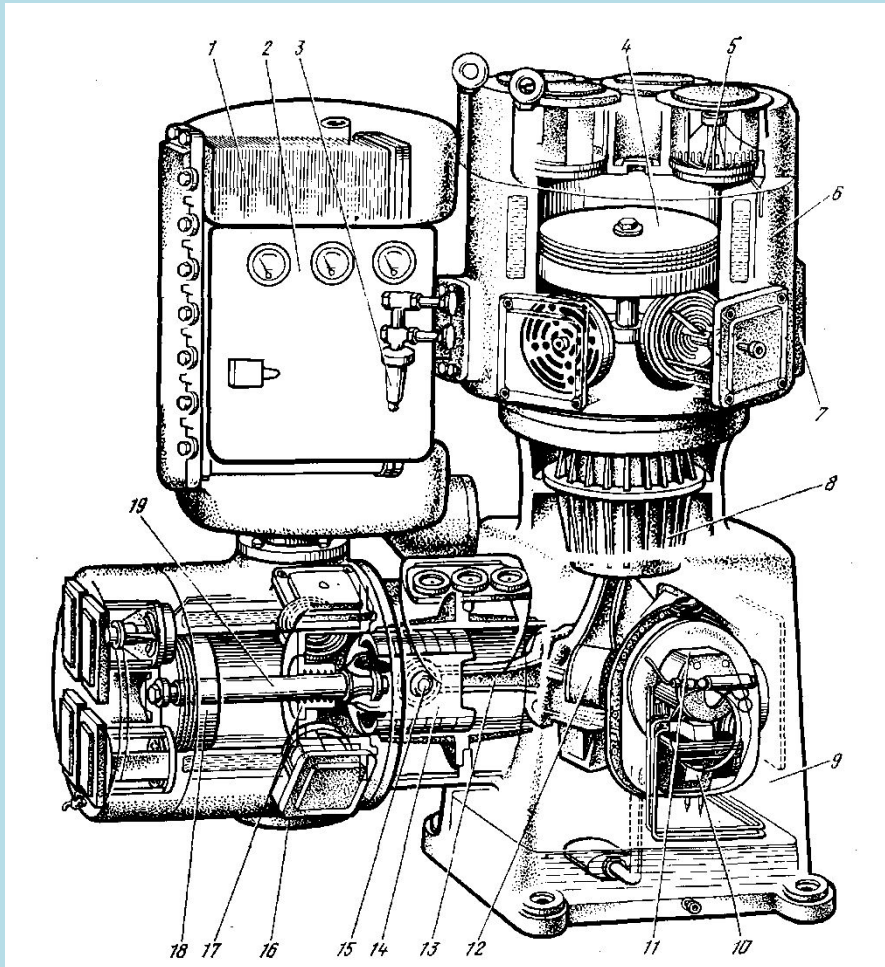
- Для получения степени повышения давления ε_k большими, чем 4 – 5, применяются многоступенчатые компрессоры с числом ступеней до шести и числом цилиндров до 20 и более.
- Используются *L*-, *V*- и *W*-образное или звездообразное расположение цилиндров.
- Устройство ***V*-образного** и типичного ***L*-образного** двухступенчатого крещцкопфного поршневого компрессора с водяным охлаждением показаны на следующих слайдах.

**V-образный
двухступенчатый,
крейцкопфный,
двойного действия
поршневой
компрессор**



1 – масляная ванна в нижней части картера, 2 – кожух, 3 – шатуны, 4 – крейцкопфы, 5 – штоки, 6 – сальники, 7 – поршни, 8 – крышки цилиндров, 9 – цилиндры низкого и высокого давления, 10 – охлаждающие полости, 11 – промежуточный холодильник для охлаждения воздуха, 12 – манометр и указатель оборотов

L-образный двухступенчатый поршневой крейцкопфный компрессор



1 – межступенчатый охладитель; 2 – щит автоматики; 3 – регулятор производительности; 4 – поршень I ступени; 5 – клапаны I ступени; 6 – цилиндр I ступени; 7 – всасывающий патрубок; 8 – направляющая крейцкопфа; 9 – станина-картер; 10 – лубрикатор (насос для смазки цилиндров); 11 – шестеренчатый маслонасос системы смазки механизма движения; 12 – коленчатый вал; 13 – шатун; 14 – крейцкопф; 15 – палец крейцкопфа; 16 – нагнетательный патрубок; 17 – уплотнение штока; 18 – поршень II ступени; 19 – шток