

Оборудование нефтегазовой отрасли

Лекция 3

Доцент ОНД ИШПР
Холодная Галина Евгеньевна

III группа. Компрессоры

Определение

Компрессоры представляют собой машины для сжатия и перемещения газообразных агентов, например, воздуха, кислорода, водорода, природного газа и т. п. (далее - газа).

Основные понятия

Определение

Компрессорная установка –

совокупность компрессора, привода и вспомогательного оборудования (газоохладителя, осушителя и т.д.).

Основные понятия

Определение

Степень сжатия ($\epsilon = p_2/p_1$) – отношение конечного давления p_2 , создаваемого компрессорной машиной, к начальному давлению p_1 , при котором происходит всасывание газа

Основные понятия

Определение

Машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называют:

- вентиляторами ($\varepsilon < 1,15$);
- газодувками ($\varepsilon > 1,15$; искусственного охлаждения нет);
- *компрессорами* ($\varepsilon > 1,15$, имеется искусственное охлаждение).

Основные функции компрессорных машин

1. Подача газа в аппараты, печи и машины

для технологической обработки (очистка, разделение, улавливание жидких фракций), химического синтеза (производство спирта, полиэтилена и др.), для сгорания (в двигателях, печах) и для осуществления и интенсификации других процессов (очистка нефтепродуктов от сернистых соединений, переработка нефти и нефтепродуктов);

Основные функции компрессорных машин

2. Перемещение газа:

- 1) сбор природного газа из «слабых» газовых скважин и нефтяного из нефтяных скважин с перекачиванием его на головную компрессорную станцию;
- 2) транспортирование по магистральным газопроводам

Основные функции компрессорных машин

3. Аккумулирование газа:

- 1) в пластах – для подземного хранения, поддержания и восстановления пластового давления;
- 2) в сосудах – для хранения и перевозки в газообразном или жидком виде;
- 3) в сосудах – для питания пневматических систем различного силового назначения (привод грузоподъемных, транспортных и других машин, различных инструментов и приспособлений; запуск ДВС; управление тормозами и трансмиссиями; питание пневматических КИП и органов систем автоматического регулирования и управления);
- 4) в трубопроводах и ёмкостях – для испытания на прочность и плотность путём опрессовки.

Основные функции компрессорных машин

4. Удаление газа:

- 1) создание вакуума в сосудах;
- 2) вентиляция помещений;
- 3) отсасывание продуктов сгорания из печей и топочных устройств.

Основные функции компрессорных машин

5. Создание потока газа

- 1) для транспортирования твёрдых тел и жидкости (вынос выбуренной породы при бурении скважины и ремонте скважины;
- 2) извлечение жидкости из скважины при компрессорном способе добычи нефти;
- 3) пневматический транспорт сыпучих материалов и капсул с грузом) или для теплопередачи (в охладителях, охлаждающих рубашках машин, подогревателях, градирнях, сушилках, холодильных установках)
- 4) для других целей (например, создание газового затвора в уплотнительном устройстве вала компрессора).

Основные параметры компрессоров

1. Объемная подача Q , указываемая при определенных условиях всасывания;
2. Начальное давление p_1 ;
3. Конечное давление p_2 ;
4. Степень повышения давления $\varepsilon = p_2/p_1$;
5. Частота вращения n ;
6. Мощность на валу компрессора N .

Классификация компрессоров

По **конечному давлению** различают:

- вакуум-компрессоры, которые отсасывают газ из пространства с давлением ниже атмосферного;
- компрессоры **низкого давления**, предназначенные для нагнетания газа при давлении от 0,15 до 1,2 МПа;
- компрессоры **среднего** давления от 1,2 до 10 МПа;
- компрессоры **высокого** давления от 10 до 100 МПа;
- компрессоры **сверхвысокого** давления, предназначенные для сжатия газа выше 100 МПа.

Классификация компрессоров

По **способу отвода теплоты** — с водяным и воздушным охлаждением.

По **типу приводного двигателя** — с приводом от:

- электродвигателя;
- двигатель внутреннего сгорания (ДВС);
- паровой или газовой турбины

Классификация компрессоров

По принципу действия компрессоры подразделяются на:

- объемные
- лопастные
- струйные

Под принципом действия понимают основную особенность процесса повышения давления, зависящую от конструкции компрессора.

Классификация компрессоров



Классификация компрессоров

В **динамических** компрессорах газ сжимается путем увеличения его скорости и превращения кинетической энергии газа в энергию давления.

В **объемных** компрессорах - в результате уменьшения объема рабочего пространства.

Классификация компрессоров

К **динамическим** компрессорам относятся центробежные, осевые компрессоры и центробежные вентиляторы.

Классификация компрессоров

Центробежные компрессоры и вентиляторы по принципу действия и конструкции подобны центробежным насосам; осевой компрессор - осевому насосу.

Конструктивные особенности динамических компрессоров в отличие от насосов связаны со сжимаемостью перемещаемой газовой среды (это свойство газа определяет конструктивные особенности и объемных компрессоров) и большими частотами вращения валов компрессоров (более 200 с^{-1}).

Классификация компрессоров

К **объемным** компрессорам, по аналогии с объемными насосами, относятся поршневые и роторные. Классификационным признаком поршневого компрессора является наличие в качестве рабочего органа поршня или плунжера. Принцип его действия подобен принципу действия поршневого насоса.

Объемные компрессоры

Это машины, в которых процесс сжатия происходит в рабочих камерах, изменяющих свой объем периодически, попеременно сообщаящихся с входом и выходом компрессора.

Объемные машины по геометрической форме рабочих органов и способу изменения объема рабочих камер можно разделить на **поршневые** и **роторные** компрессоры.

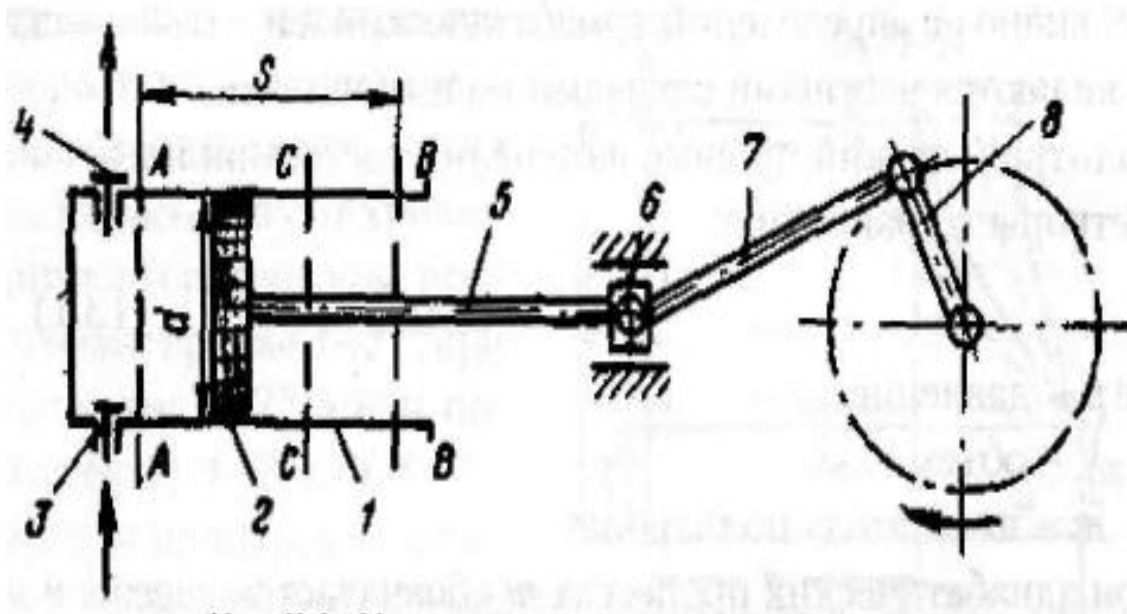
Объемные компрессоры

Поршневые компрессоры могут быть одностороннего или двухстороннего действия.

К объемным машинам с вращающим сжимающим элементом (роторным машинам) относятся:

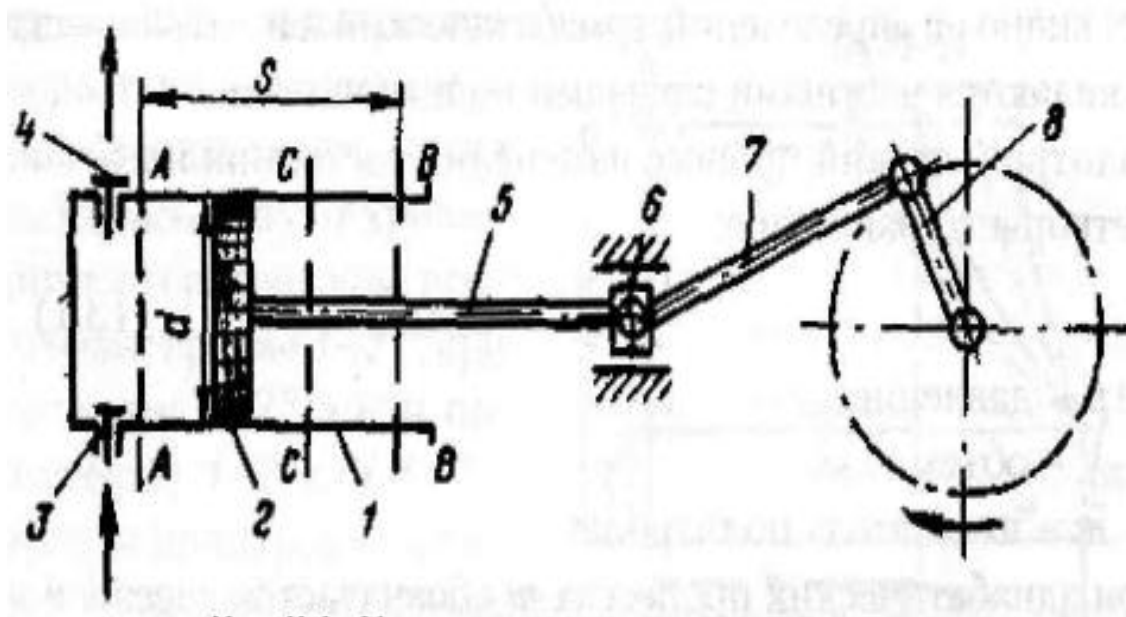
- ротационно-пластинчатые;
- жидкостно-кольцевые и другие конструкции;
- ВИНТОВЫЕ.

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора



Принципиальная схема поршневого компрессора:
цилиндр 1, поршень 2, всасывающий 3 и нагнетательный 4
клапаны, шток 5 и кривошипно-шатунный механизм, состоящий
из крейцкопфа 6, шатуна 7 и кривошипа 8.

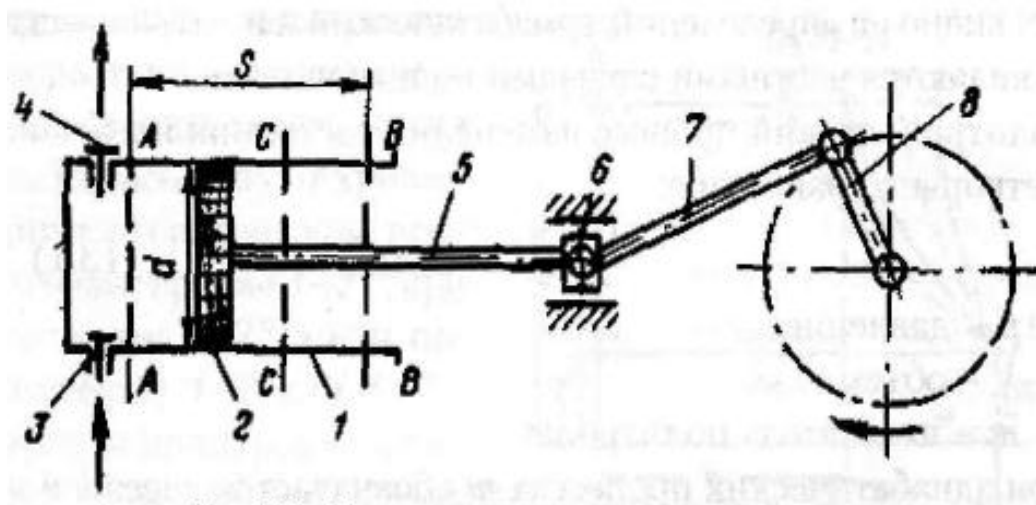
Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора



Рабочий процесс в поршневом компрессоре осуществляется за четыре этапа:

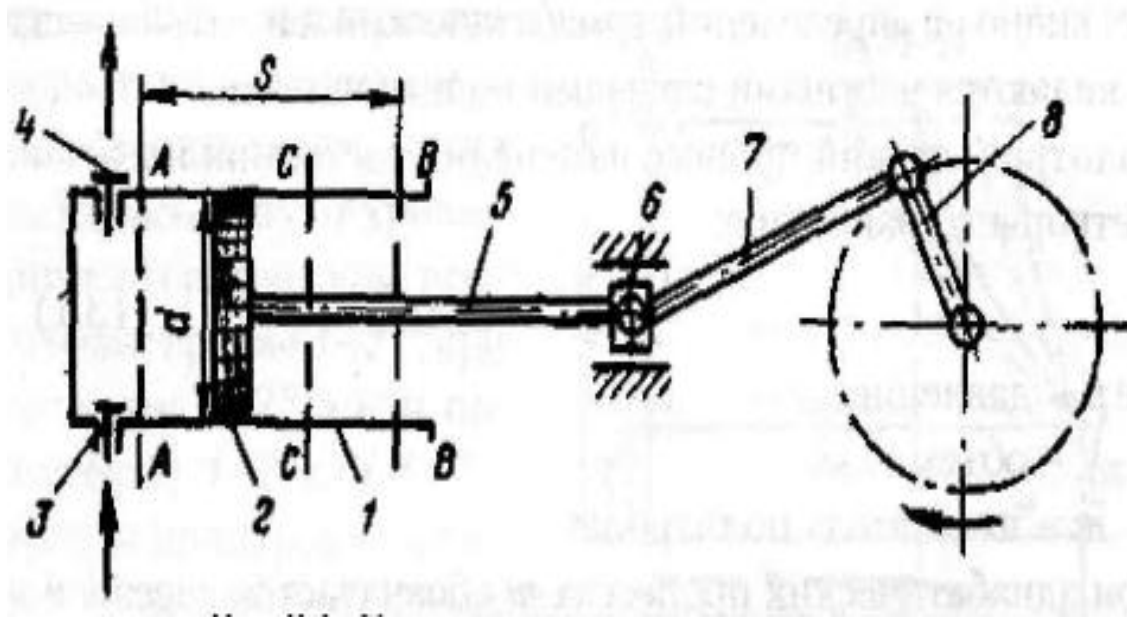
1 - расширение газа во мертвом пространстве цилиндра компресса (в клапанах и околКлапанном пространстве, в зазоре между крышкой цилиндра и плоскостью АА, соответствующей крайнему положению поршня);

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора



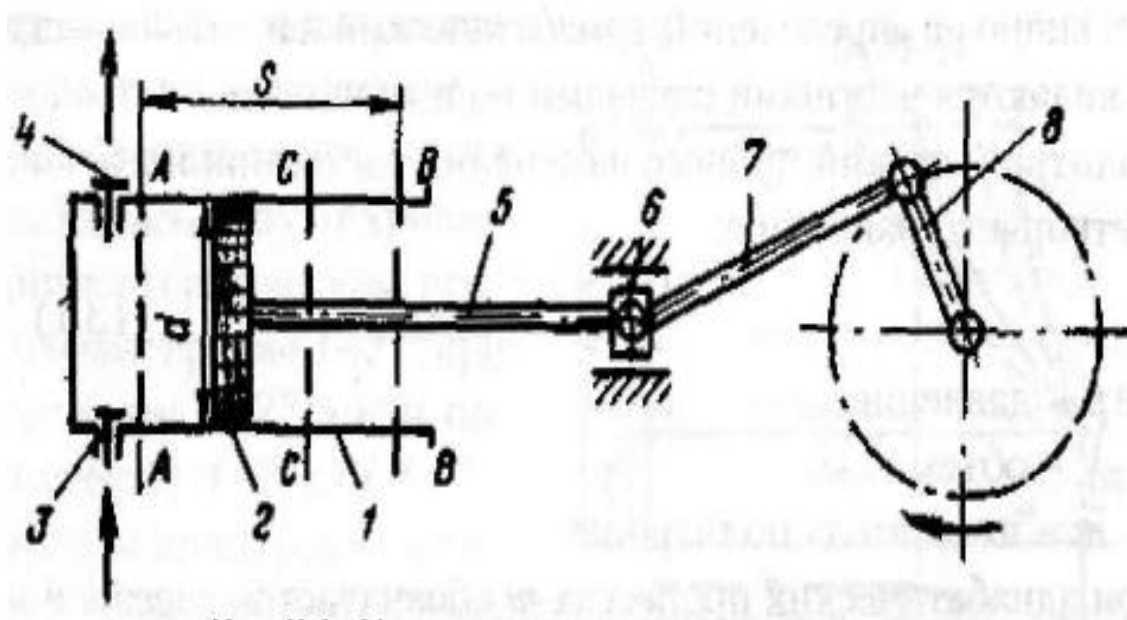
2 - всасывание (расширение и всасывание происходят при движении поршня от плоскости AA до плоскости BB на длине хода поршня s ; при этом всасывающий клапан открывается не сразу, а лишь после того, как газ, находящийся во вредном пространстве цилиндра, расширится, и его давление станет меньше давления во всасывающей линии, в этот момент откроется клапан 3, и газ начнет поступать в цилиндр компрессора);

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора



3 - сжатие (происходит при движении поршня от плоскости *ВВ* до плоскости *СС*);

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора



4 - нагнетание (происходит при движении поршня от плоскости CC до плоскости AA; нагнетание газа в трубопровод начинается тогда, когда давление газа в цилиндре превысит давление в нагнетательной линии, в этот момент откроется клапан 4, и газ начнет поступать в трубопровод).

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора

Расширение и сжатие газа в компрессоре связаны с изменением его температуры и являются объектом изучения **технической термодинамики**.

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора

Характер изменения объема газа зависит от условий теплообмена между газом, деталями компрессора и окружающей средой.

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора

В зависимости от этого сжатие или расширение могут происходить:

- без теплообмена (**адиабатический** процесс); т. е. с нагревом газа при его сжатии или охлаждением газа при его расширении;
- с частичным теплообменом (**политропический** процесс);
- с полным теплообменом (**изотермический** процесс), т.е. с сохранением одной и той же, постоянной при сжатии и расширении, температуры газа.

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора

Как видно из определений, адиабатический и изотермический процессы являются частными случаями политропического процесса.

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора

Политропический процесс изменения состояния идеального газа удовлетворяет уравнению:

$$p \cdot V^m = \text{const}$$

где p - давление;

V - объем газа;

m - показатель политропы.

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора

При адиабатических процессах n обозначается через k и называется показателем адиабаты и равен 1,67 для одноатомных газов, 1,4. ..1,41 для двухатомных и 1,2. ..1,3 для трех- и многоатомных газов.

При изотермическом процессе $n = 1$.

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора

Из условий работы поршневого компрессора видно, что процессы сжатия и расширения газа происходят в основном при политропическом процессе.

Изменение температуры газа можно определить, используя уравнение состояния идеального газа:

$$\rho \cdot V = R \cdot T$$

где R - газовая постоянная;

T - абсолютная температура газа в цилиндре в °K.

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора

Для политропического процесса температура после сжатия равна:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

где T_2 - конечная температура газа после сжатия;
 T_1 - начальная температура газа в °K.

Идеальный компрессор

Идеальный компрессор характеризуется тем, что:

- все процессы, происходящие в компрессоре внутренне обратимы (*нет абсолютна никаких потерь*);
- процессы всасывания и нагнетания у компрессора адиабатны (*во время процессов всасывания, нагнетания не происходит теплообмена рабочего вещества с какими-то внешними объектами (окружающей средой, деталями машины)*);
- теплообмен между газом и внешними источниками может осуществляться только в рабочих органах во время процессов сжатия и расширения, которые проходят по политропе (*в процессе теплоемкость не изменяется*);

Идеальный компрессор

Идеальный компрессор характеризуется тем, что:

- скорости рабочего вещества во входном и выходном сечениях машины одинаковы (*масса входящего рабочего вещества в систему в единицу времени равна массе рабочего вещества выходящего из системы в единицу времени. Нет изменения кинетической энергии рабочего вещества*);
- отсутствуют протечки и перетечки газа через неплотности (*машины абсолютно плотные, нет никаких зазоров, настолько идеальны машины, что рабочее вещество не перетекает из одной полости в другую, нет утечек в окружающую среду*);

Идеальный компрессор

Идеальный компрессор характеризуется тем, что:

- у машин объемного действия отсутствует мертвый объем (*у поршневого компрессора это пространство, которое находится над поршнем в верхней мертвой точки – некоторый объем газа, который не может быть вытеснен поршнем*);
- клапаны, если они есть, открываются и закрываются мгновенно и полностью;
- гидравлические потери в клапанах отсутствуют.

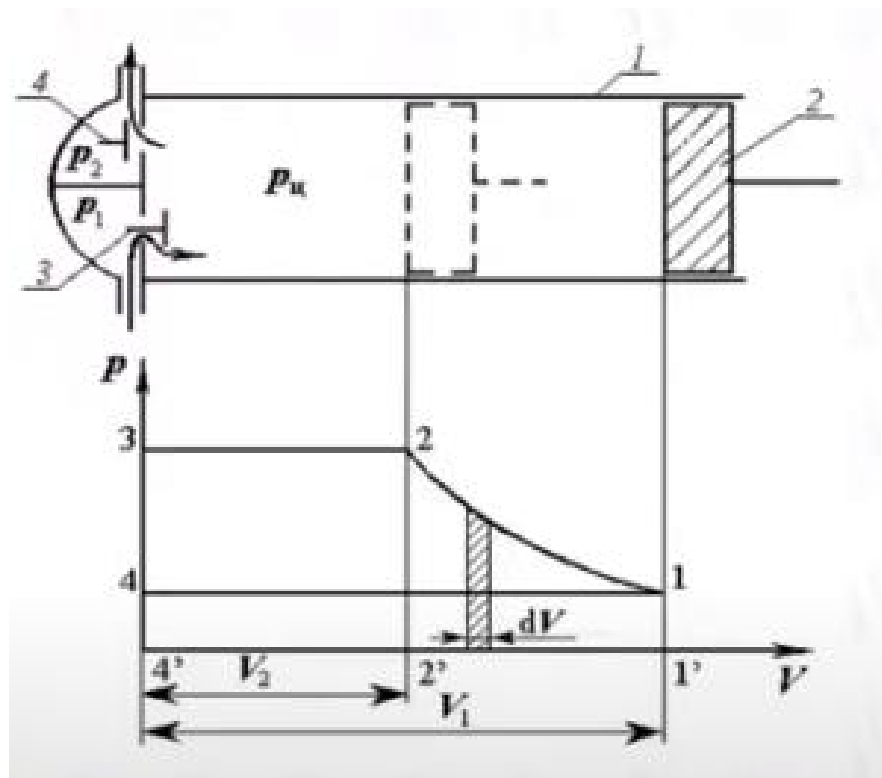
Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора

Индикаторная диаграмма - зависимость давления в рабочей полости от её объема.

Это определение применимо только для компрессоров объемного действия.

Для динамических компрессоров снять индикаторную диаграмму невозможно. Можно снимать показания в определенных точках проточной части, а потом интегрировать данные из различных участков газового тракта в какую-то меняющуюся зависимость.

Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора

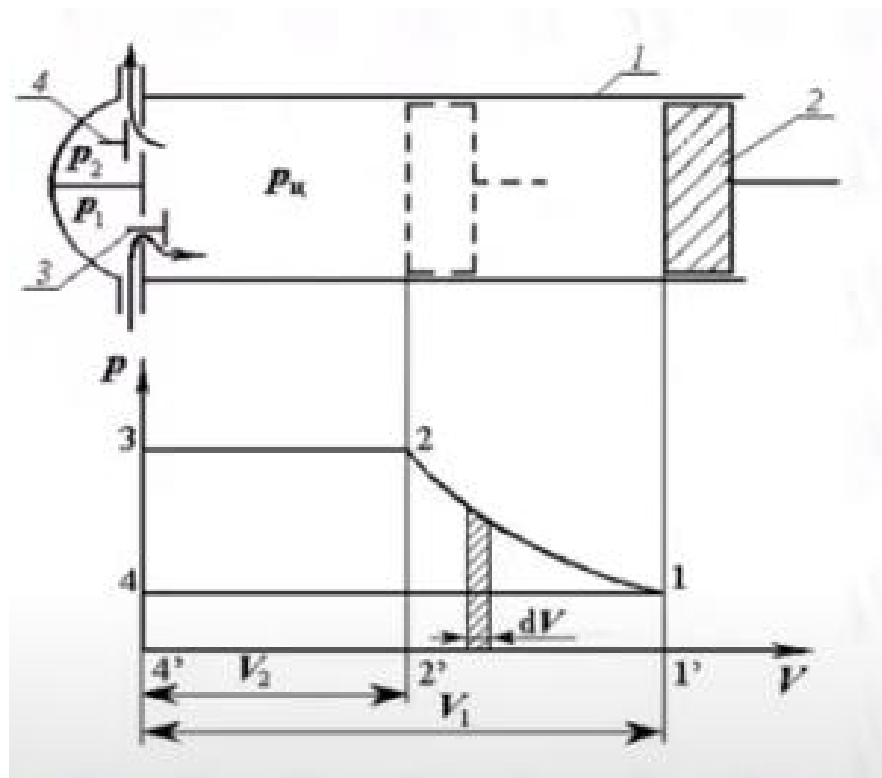


Идеальный компрессор состоит:

- 1 – цилиндр,
- 2 – поршень (на рисунке поршень находится в нижней мертвой точки);
- 3, 4 – всасывающий и нагнетательный поршни.

Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора



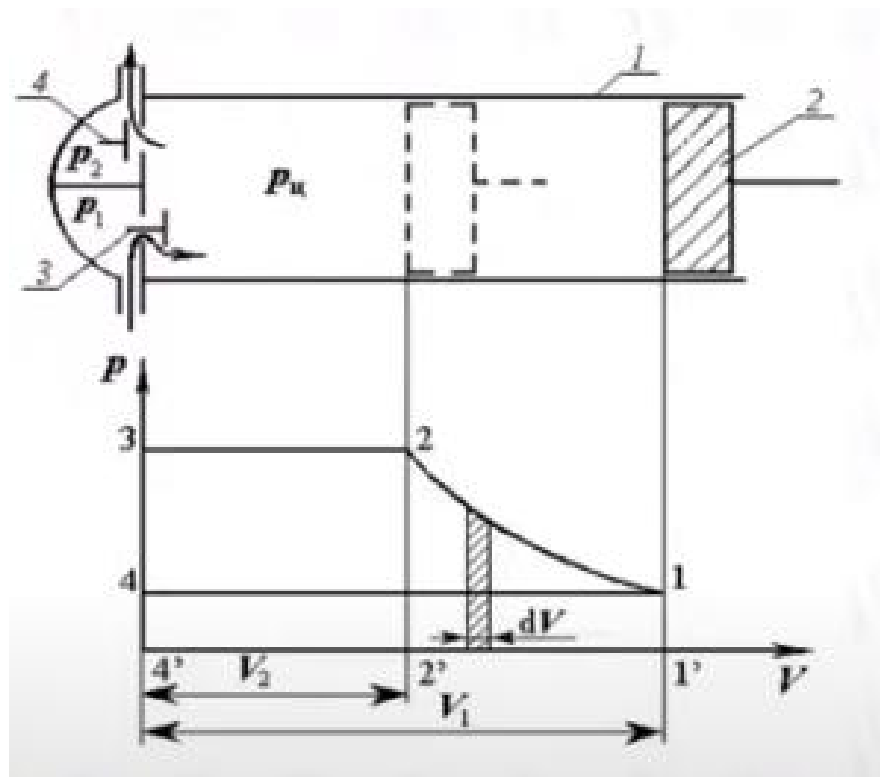
Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

Мысленно переместим поршень в крайнее левое положение.

В крайнем левом положении поршень будет находится в верхней мёртвой точке.

С этого положения начнем описывать рабочий цикл идеального компрессора.

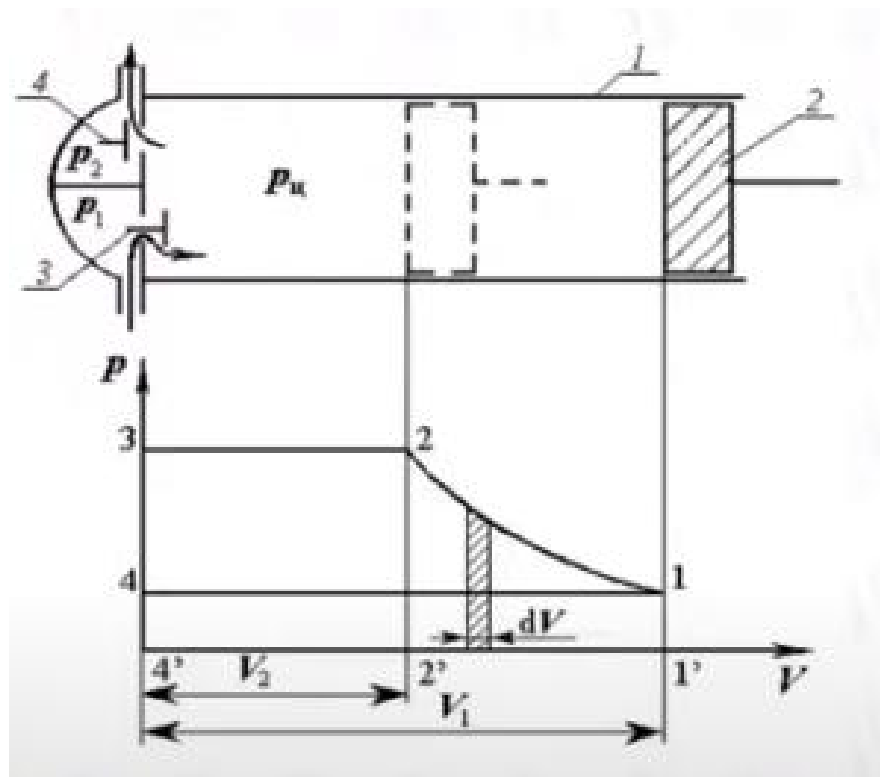
Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора



При перемещении поршня от верхней мертвой точки к нижней мертвой точки увеличивается объем рабочей полости, происходит ее наполнение через открытый всасывающий клапан рабочим веществом из всасывающей полости при давлении p_1 .

Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

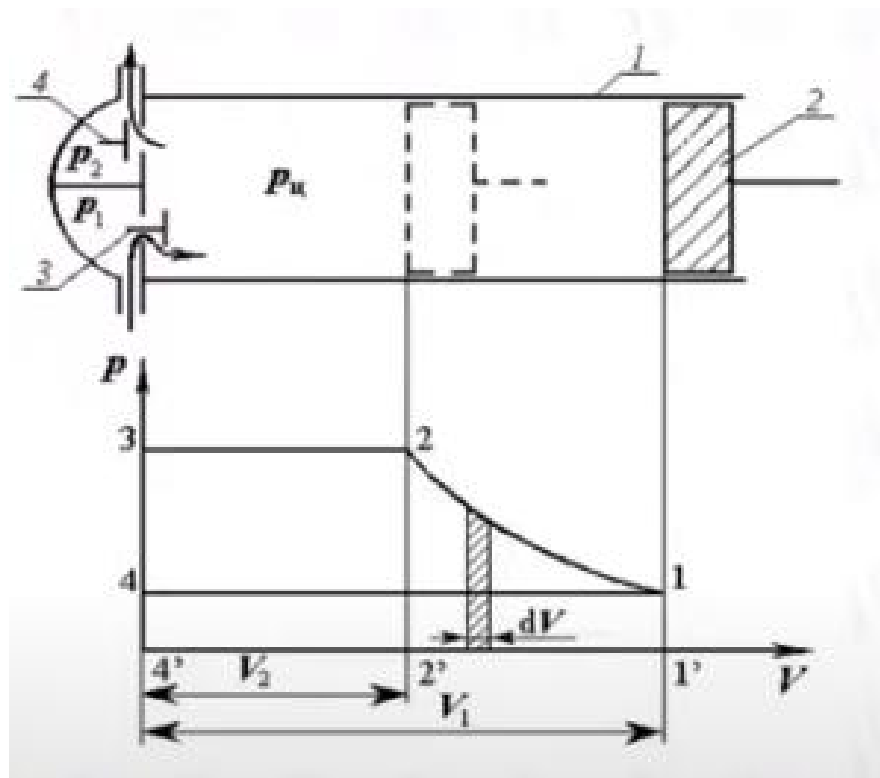
Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора



Наполнение рабочей полости происходит до достижения поршнем нижней мертвой точки или крайнего правого положения на рисунке.

Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

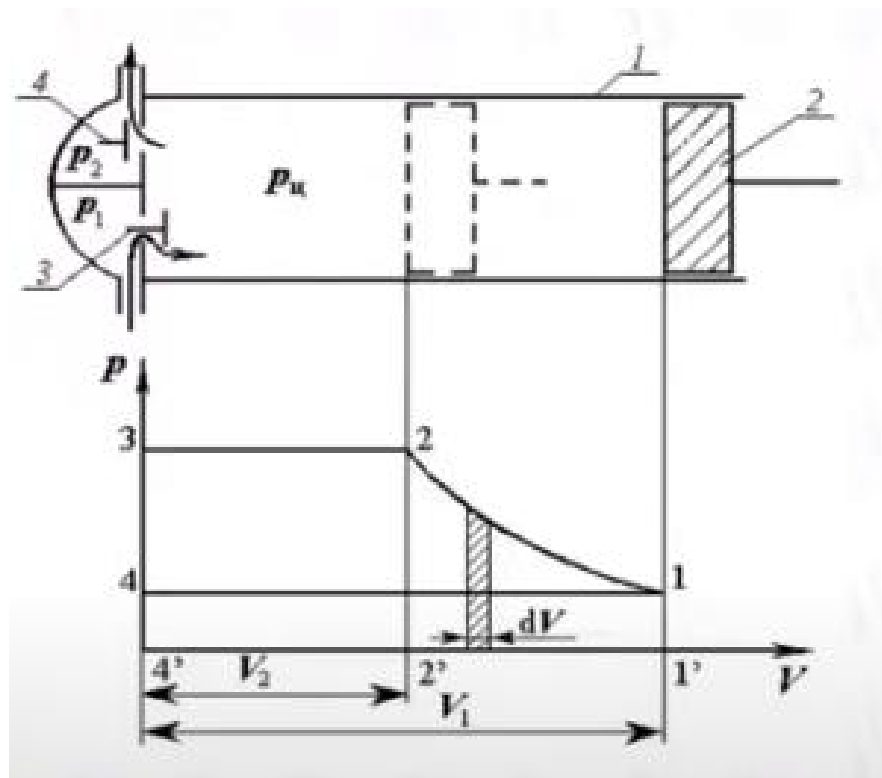
Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора



Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

Этот процесс 4-1 на индикаторной диаграмме называется процессом всасывания. Происходит без каких тепловых взаимодействий с деталями компрессора, с окружающей средой, происходит без гидравлических потерь во всасывающем клапане, без трения, то есть идеально всё.

Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора

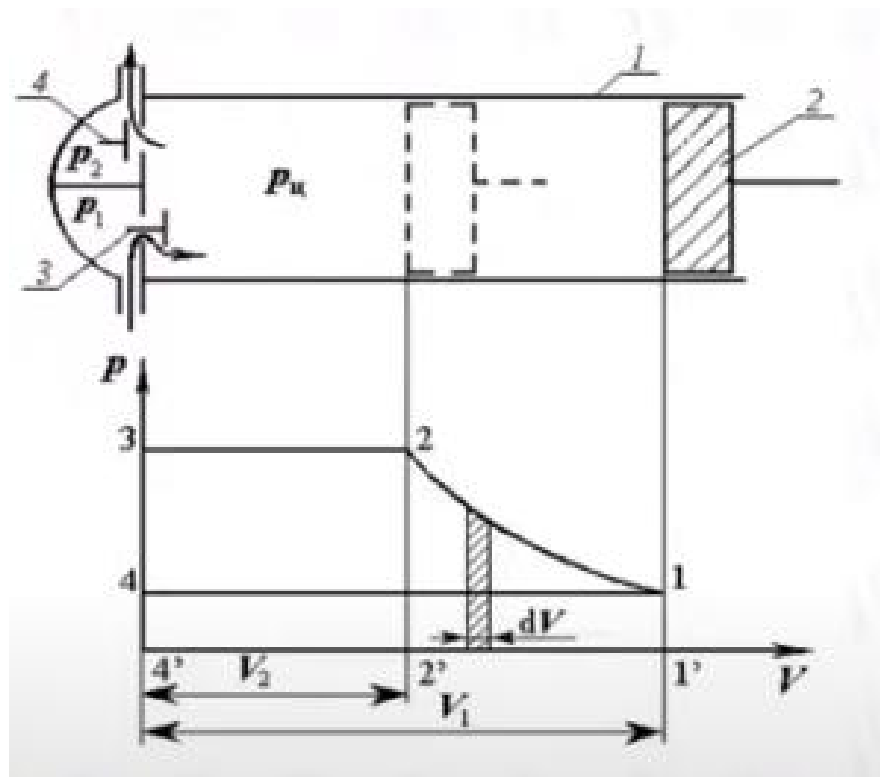


Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

В точке 1 поршень дошел до нижней мертвой точки – закрывается всасывающий клапан, в точке 1 поршень на мгновение останавливается и меняет направление своего движения, начинает движение с право на лево.

На диаграмме 1-2 – это процесс сжатия, который проходит по политропе (при постоянном значении теплоемкости).

Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора

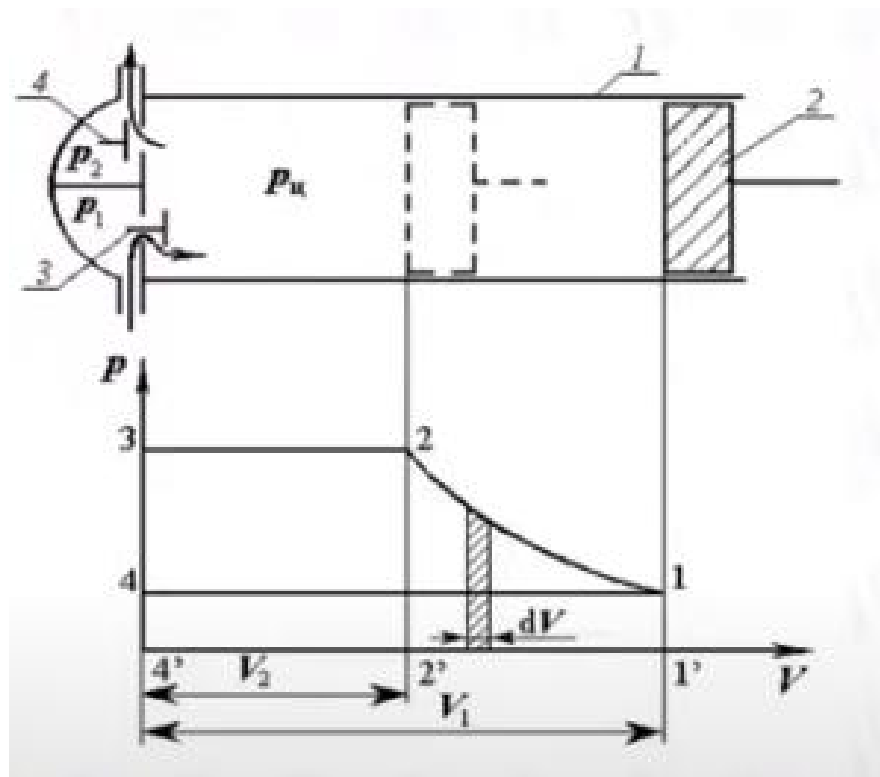


Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

То есть, объем рабочей полости уменьшается и за счёт этого происходит увеличение давления газа, который находится в рабочей полости.

По мере перемещения поршня давление растёт, по достижению определенной величины открывается нагнетательный клапан.

Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора

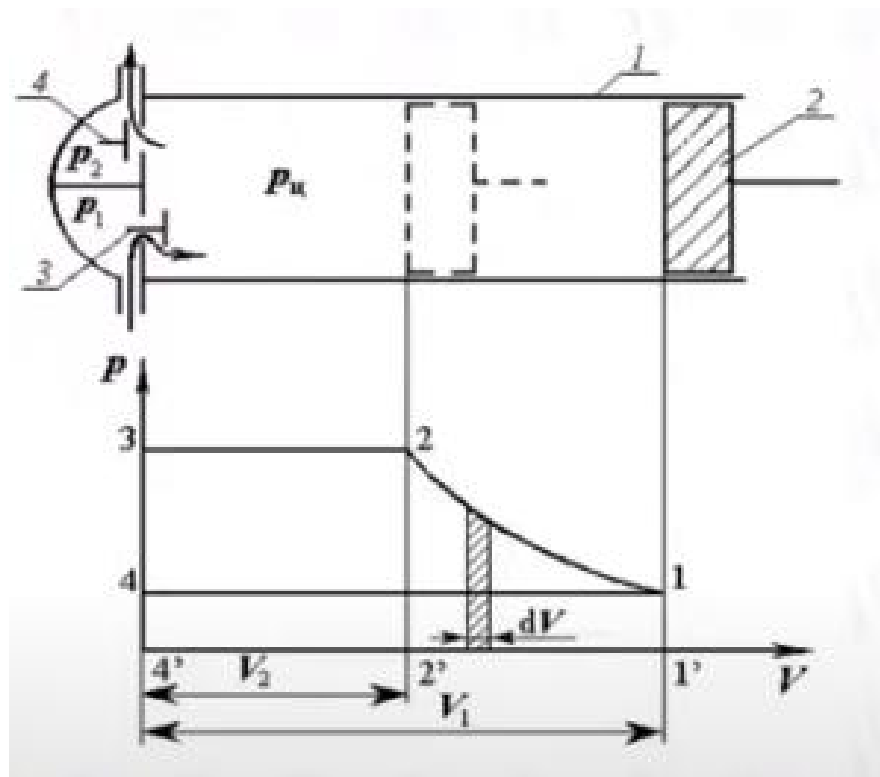


Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

Определенное значение давления в идеальном компрессоре это когда давление в рабочей полости сравнялось с давлением в нагнетательной полости (p_2).

Через открытый нагнетательный клапан поршень выдавливает сжатый газ в нагнетательную полость и оттуда газ идет по газовому тракту.

Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора

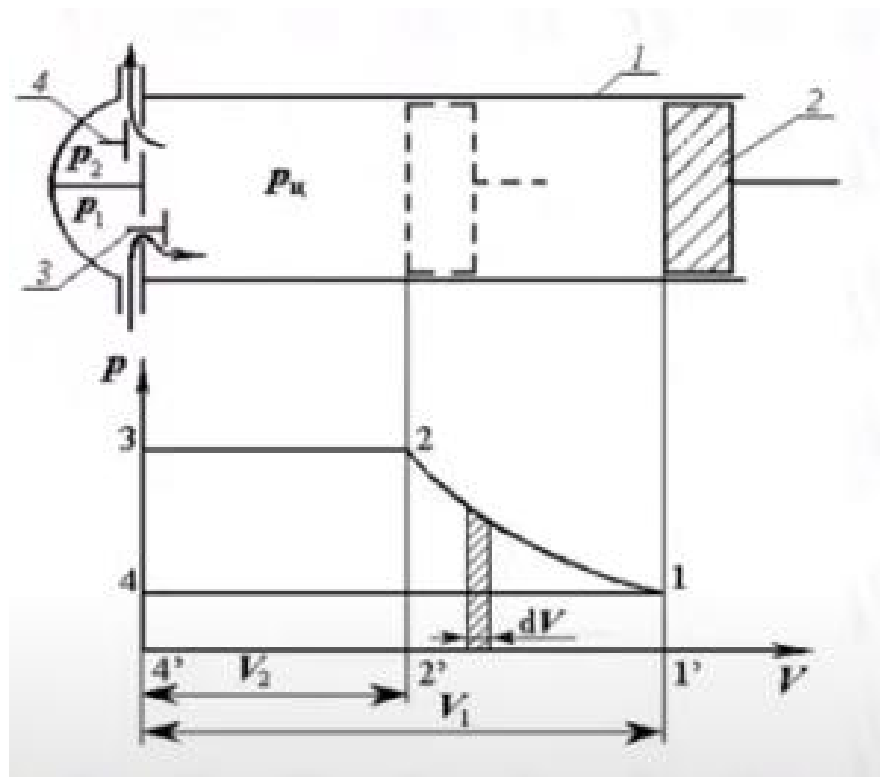


Это положение поршня в момент открытия нагнетательно клапана показано пунктирными линиями.

На диаграмме 2-3 – процесс нагнетания.

Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

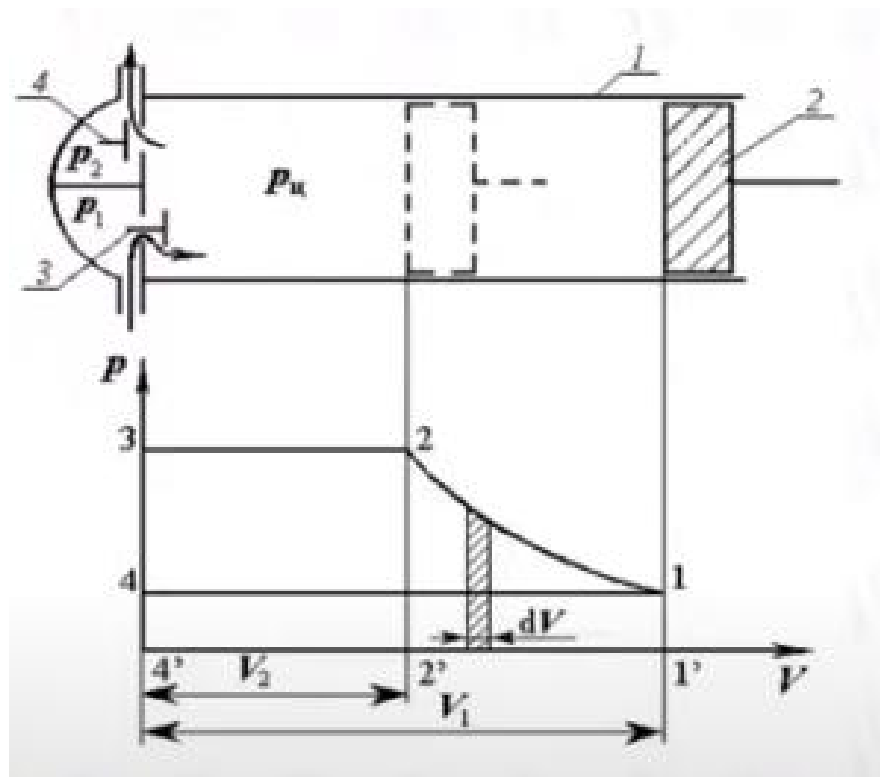
Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора



Линия 4-1 характеризует процесс мгновенного падения давления в цилиндре в момент начала очередного процесса всасывания, когда мгновенно закрывается нагнетательный клапан и открывается всасывающий.

Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

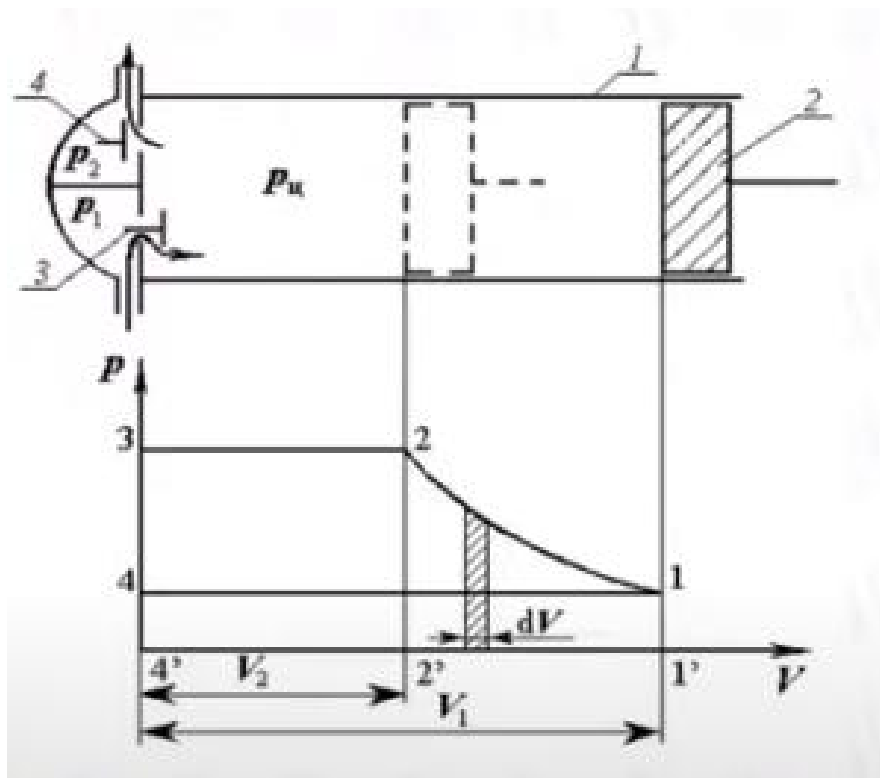
Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора



Работа сжатия газа от давления всасывания p_1 до давления нагнетания p_2 в цилиндре компрессора за время одного цикла характеризуется площадью индикаторной диаграммы, ограниченной линиями, которые соединяют точки 1-2-3-4.

Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора

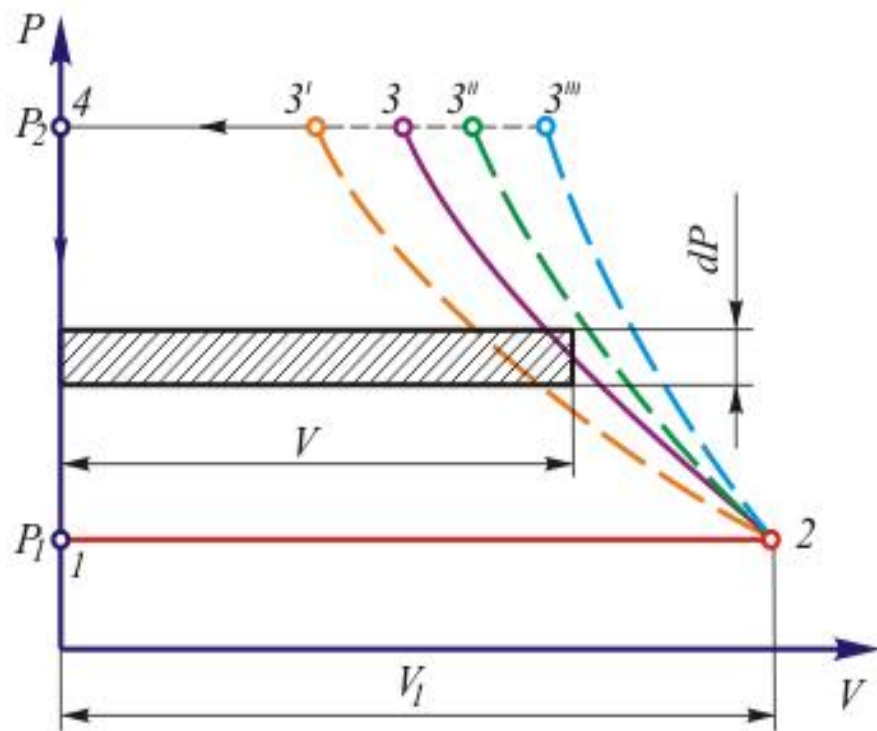


Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

В случае идеального процесса, когда исключены все непроизводительные потери энергии, затрачиваемая работа равна полезной.

Таким образом, индикаторная диаграмма в этом случае дает величину затрачиваемой и полезной работы.

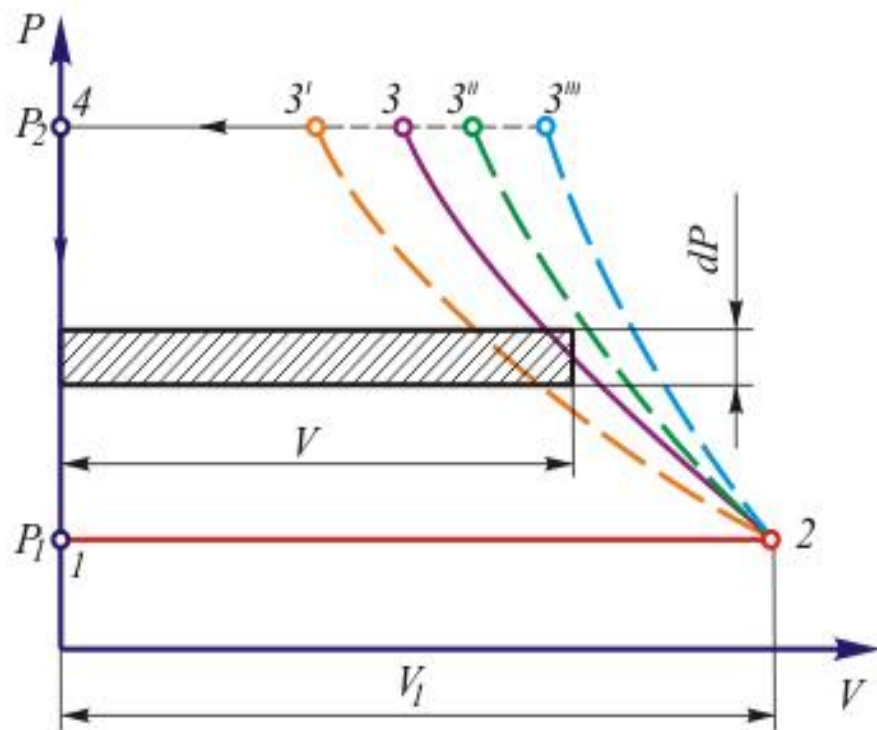
Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора



При изотермическом процессе газ сжимается без нагрева и выходит с меньшей температурой, чем при адиабатическом или политропическом процессах.

Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия
1-2-3'-4 - изотермический процесс
1-2-3''-4 - адиабатический процесс
1-2-3-4 - политропический процесс

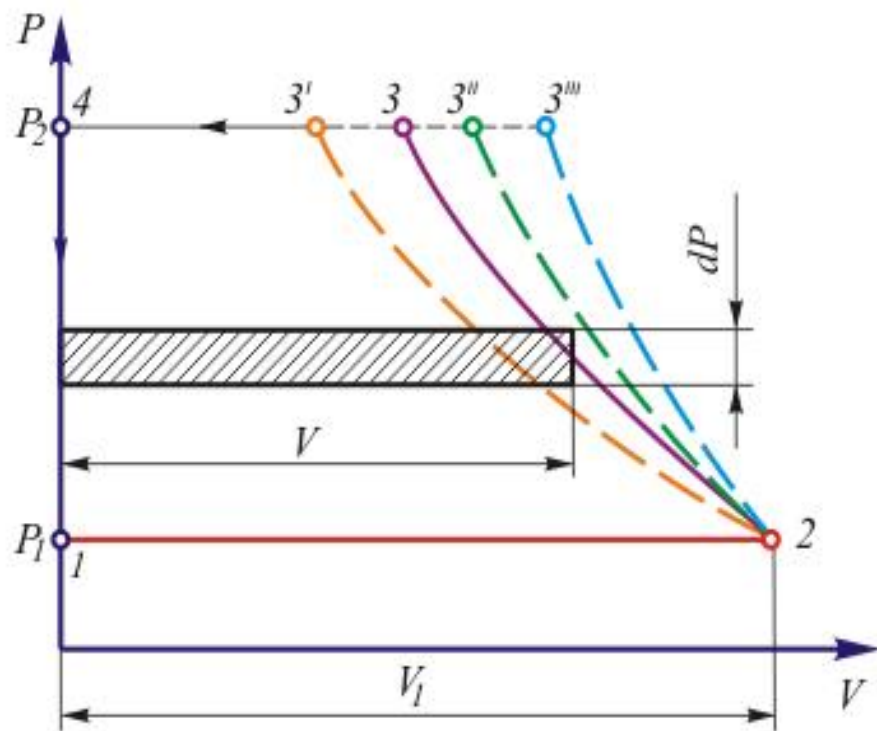
Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора



Поскольку компрессор предназначен только для сжатия и перемещения газа, то повышение его температуры не является полезной для нас частью работы.

Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия
1-2-3'-4 - изотермический процесс
1-2-3''-4 - адиабатический процесс
1-2-3-4 - политропический процесс

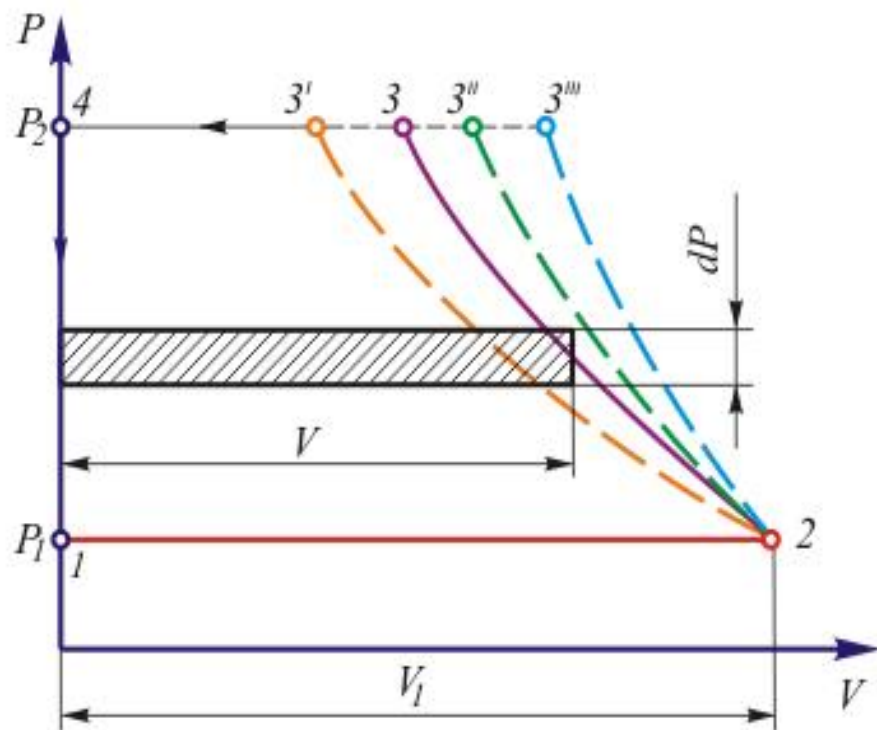
Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора



Индикаторная диаграмма идеального цикла
компрессора простого действия
1-2-3'-4 - изотермический процесс
1-2-3''-4 - адиабатический процесс
1-2-3-4 - политропический процесс

Поэтому
изотермический
процесс (без нагрева
газа) более выгоден.
При этом процессе на
сжатие газа от
давления p_1 до
давления p_2
затрачивается меньше
энергии (см. рис.
площадь 1- 2-3'-4
наименьшая).

Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора



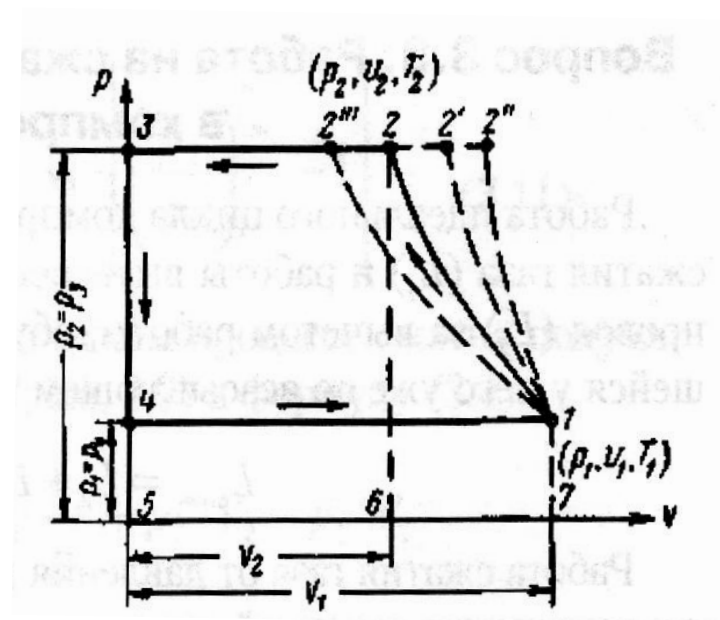
Однако изотермический процесс трудно осуществить на практике, и компрессоры работают при политропическом или адиабатическом процессе.

Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия
1-2-3'-4 - изотермический процесс
1-2-3''-4 - адиабатический процесс
1-2-3-4 - политропический процесс

Работа на сжатие единицы массы газа в компрессоре

Работа идеального цикла компрессора ($L_{полн}$) равна сумме работы сжатия газа (L_1) и работы вытеснения газа в нагнетательный трубопровод (L_2) за вычетом работы, обусловленной энергией газа, имевшейся у него уже во всасывающем трубопроводе (L_3).

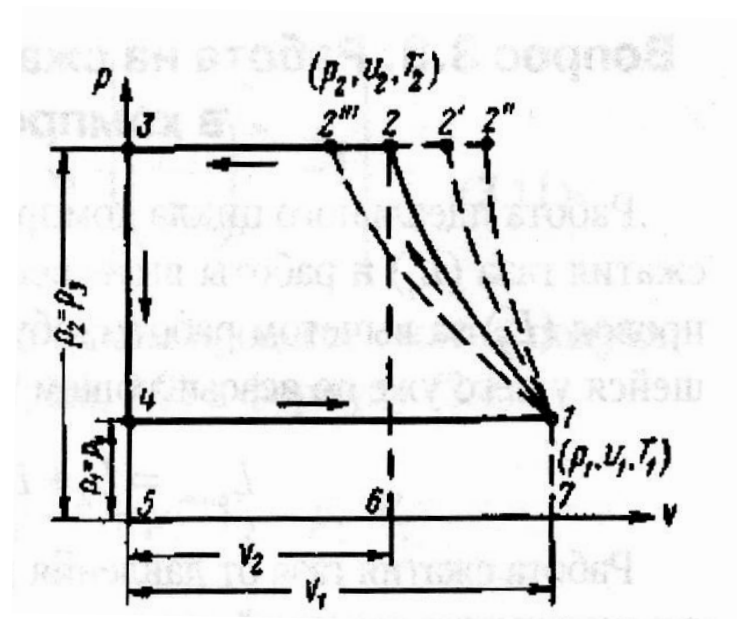
$$L_{полн} = L_1 + L_2 + L_3 \quad (1)$$



Индикаторная диаграмма
идеального цикла компрессора
простого действия

Работа на сжатие единицы массы газа в компрессоре

Работа сжатия газа от давления p_1 до давления p_2 характеризуется площадью индикаторной диаграммы (линии 1-2-6-7).



Индикаторная диаграмма
идеального цикла компрессора
простого действия

Работа на сжатие единицы массы газа в компрессоре

При политропическом процессе (см. термодинамику):

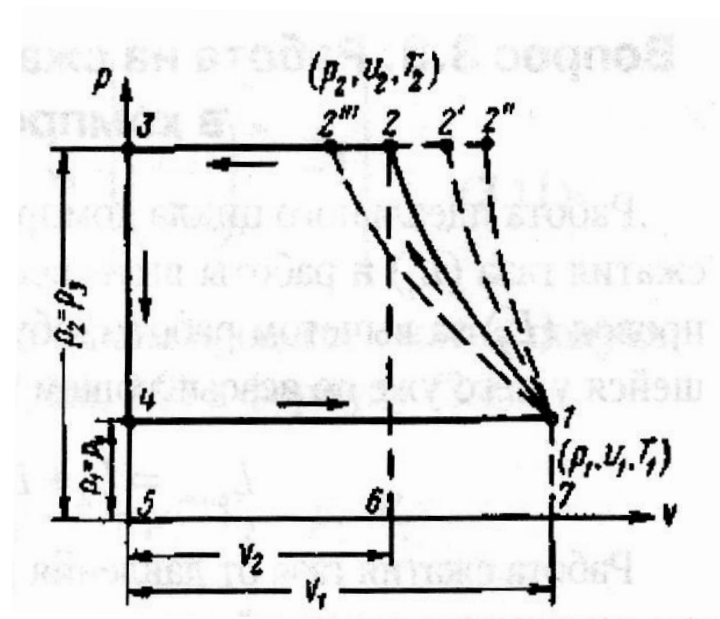
$$L_1^{\text{полн}} = \frac{1}{1-m} \cdot (\rho_2 \cdot V_2 - \rho_1 \cdot V_1) \quad (2)$$

При адиабатическом процессе:

$$L_1^{\text{ад}} = \frac{1}{1-k} \cdot (\rho_2 \cdot V_2 - \rho_1 \cdot V_1) \quad (3)$$

При изотермическом процессе:

$$L_1^{\text{из}} = 2,3 \cdot \rho_1 \cdot V_1 \cdot \lg \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (4)$$



Индикаторная диаграмма
идеального цикла компрессора
простого действия

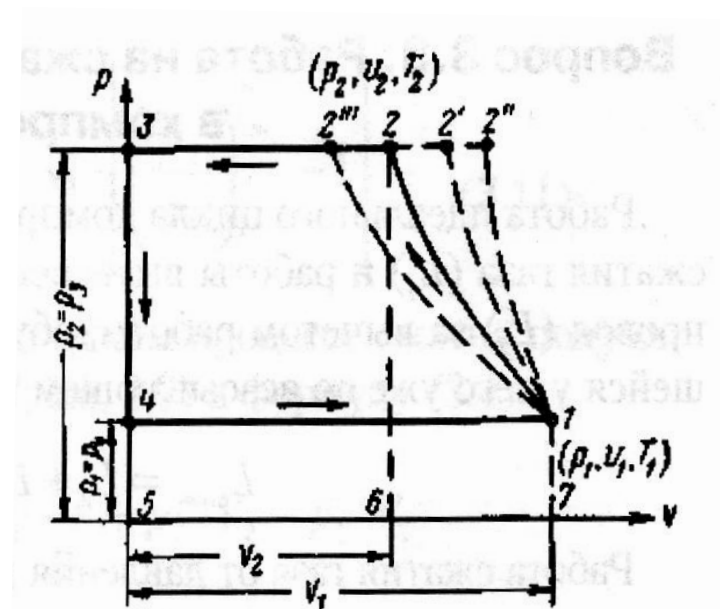
Работа на сжатие единицы массы газа в компрессоре

Работа нагнетания (площадь 2-3-5-6):

$$L_2 = \rho_2 \cdot V_2 \quad (5)$$

Работа, совершаемая газом благодаря имеющейся у него энергии (площадь 1-4-5-7):

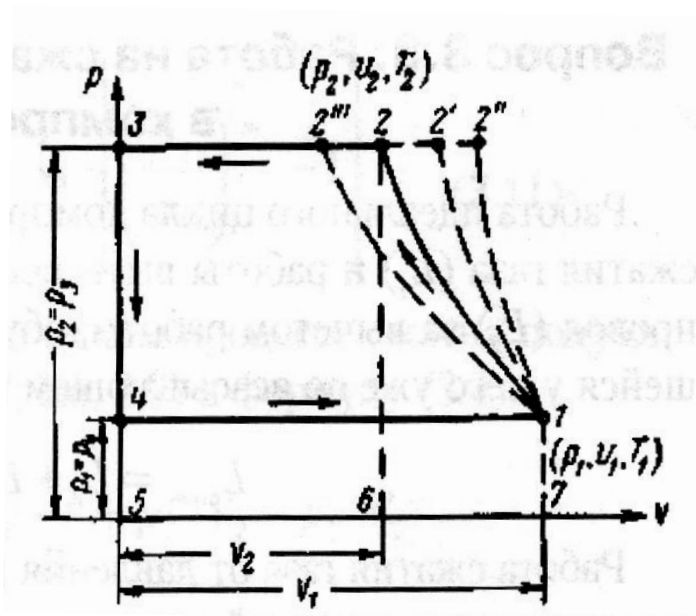
$$L_3 = \rho_1 \cdot V_1 \quad (6)$$



Индикаторная диаграмма
идеального цикла компрессора
простого действия

Работа на сжатие единицы массы газа в компрессоре

Тогда полная работа при политропическом процессе сжатия получится, если подставить формулы (2, 5 и 6) в формулу (1):



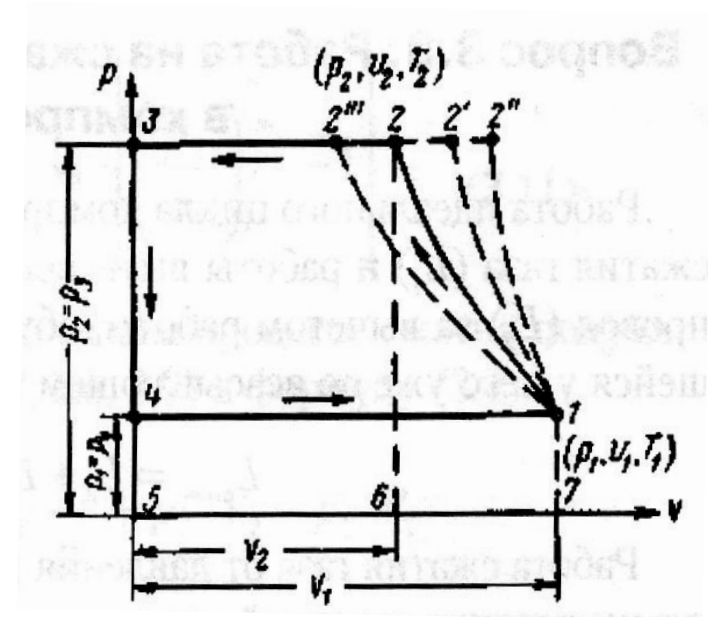
Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

$$L_{\text{пол}}^{\text{пол}} = \frac{1}{1-m} \cdot (\rho_2 \cdot V_2 - \rho_1 \cdot V_1) + \rho_2 \cdot V_2 - \rho_1 \cdot V_1 = \frac{m}{1-m} \cdot (\rho_2 \cdot V_2 - \rho_1 \cdot V_1) \quad (7)$$

Работа на сжатие единицы массы газа в компрессоре

Учитывая, что при политропическом процессе $\rho_1 \cdot V_1^m = \rho_2 \cdot V_2^m$ последнее выражение примет вид:

$$L_{\text{полн}}^{\text{пол}} = \frac{m}{1-m} \cdot \rho_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (8)$$



Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

Аналогично получаем работу и при адиабатическом процессе:

$$L_{\text{полн}}^{\text{ад}} = \frac{m}{1-m} \cdot \rho_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

в изотермическом процессе:

$$L_{\text{полн}}^{\text{изот}} = 2,3 \cdot \rho_1 \cdot V_1 \cdot \lg \frac{p_2}{p_1}$$

Работа на сжатие единицы массы газа в компрессоре

В формулах:

p_1 - начальное давление в H/m^2 ,

p_2 - конечное давление в конце процесса сжатия,

V - удельный объем газа в m^3/kg ,

L - удельная работа в $H \cdot m/kg$.

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Реальный цилиндр компрессора отличается от идеального прежде всего наличием мертвого пространства.

В этом пространстве остается некоторый объем сжатого газа после окончания процесса вытеснения его в нагнетательный трубопровод.

В реальном компрессоре пространство это обусловлено полостью цилиндра, ограниченной с одной стороны его торцом, а с другой - торцом и уплотнениями поршня, полостями клапанной коробки и каналов у всасывающего и нагнетательного клапанов.

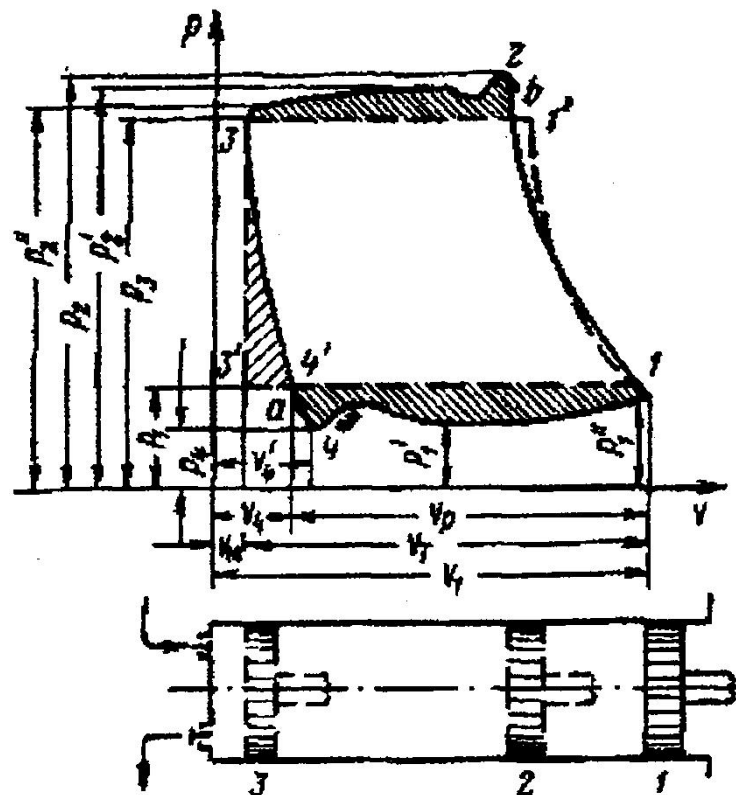
Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Вторым отличием является изменение давления, объема и температуры газа из-за затрат энергии на преодоление сопротивлений потоку газа в клапанах и каналах и непостоянного режима теплообмена газа в результате контакта с окружающими его деталями и смешения газа, поступающего в цилиндр, с газом, заполняющим вредное пространство.

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Рассмотрим подробнее реальный рабочий цикл компрессора.

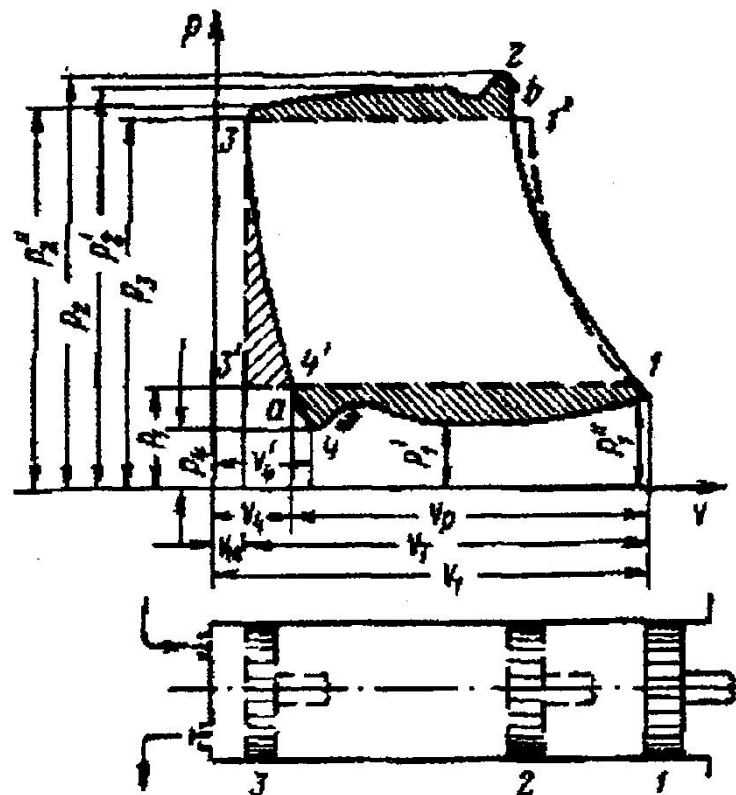
Процесс сжатия газа в цилиндре соответствует линии 1-2 на индикаторной диаграмме (рис.).



Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

В начальный момент сжатия относительно холодный газ получает тепло от нагретого цилиндра, вследствие чего процесс идет с подводом тепла к газу, и политропа отклоняется вправо от политропы идеального процесса (пунктирная линия).

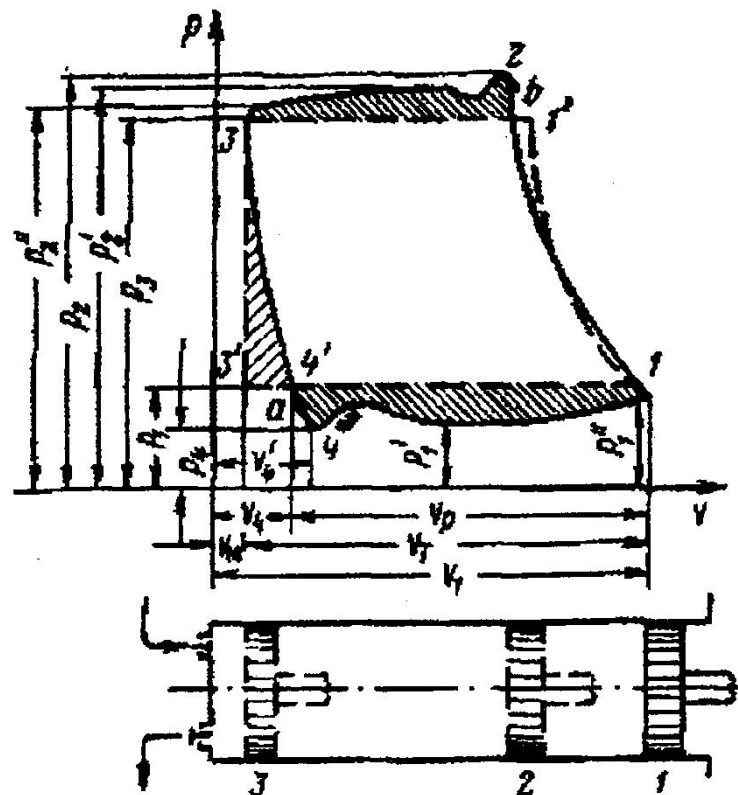


Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

В конце процесса сжатия газа температура его повышается и становится больше температуры цилиндра и клапанов, и процесс сжатия идет с отводом тепла от газа.

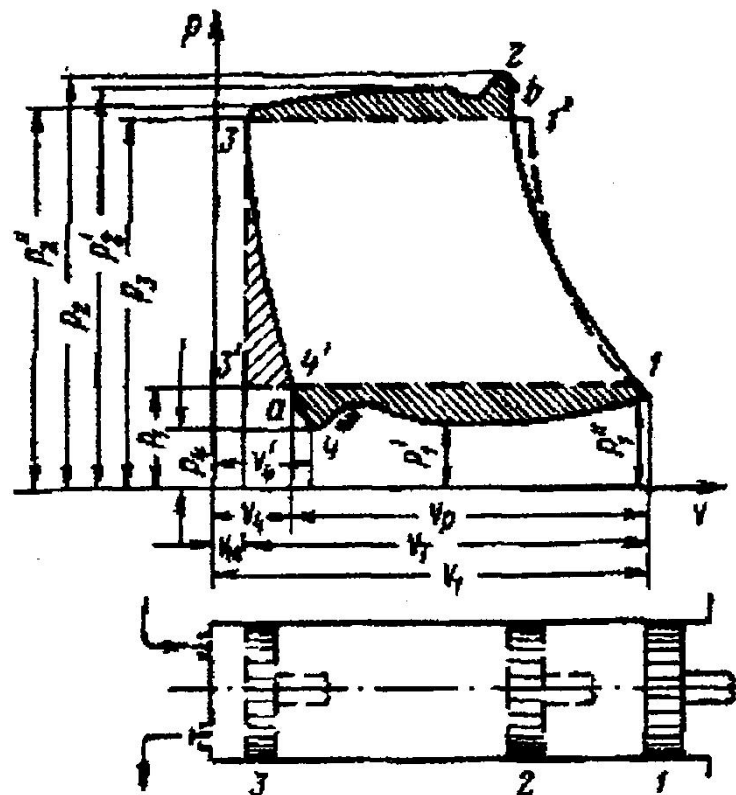
Политропа на этом участке отклоняется влево от политропы идеального процесса.



Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

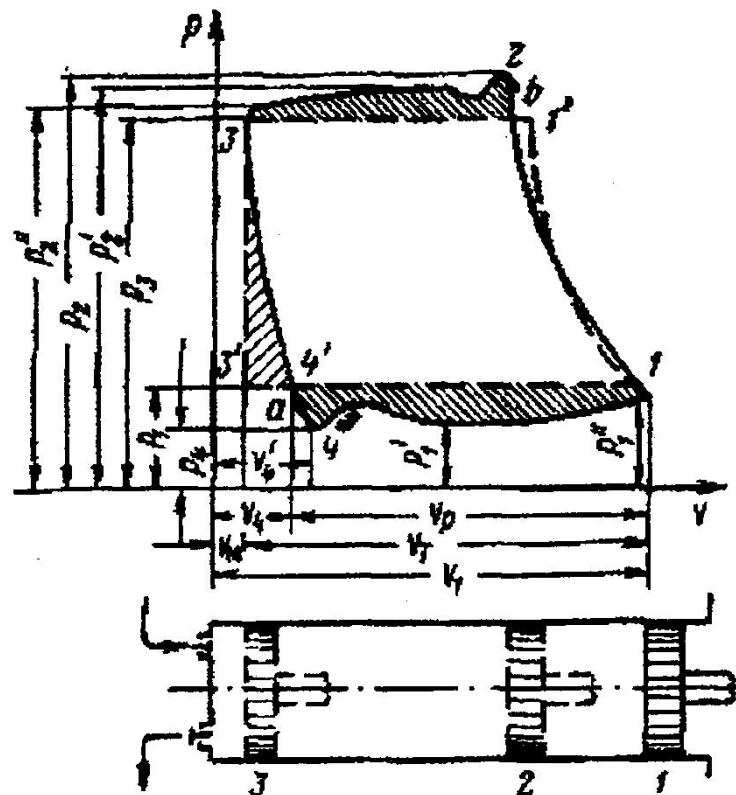
Эти явления приводят к тому, что показатель реальной политропы процесса сжатия газа становится переменным, и расчет процесса надо вести по условному эквивалентному показателю политропы



Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

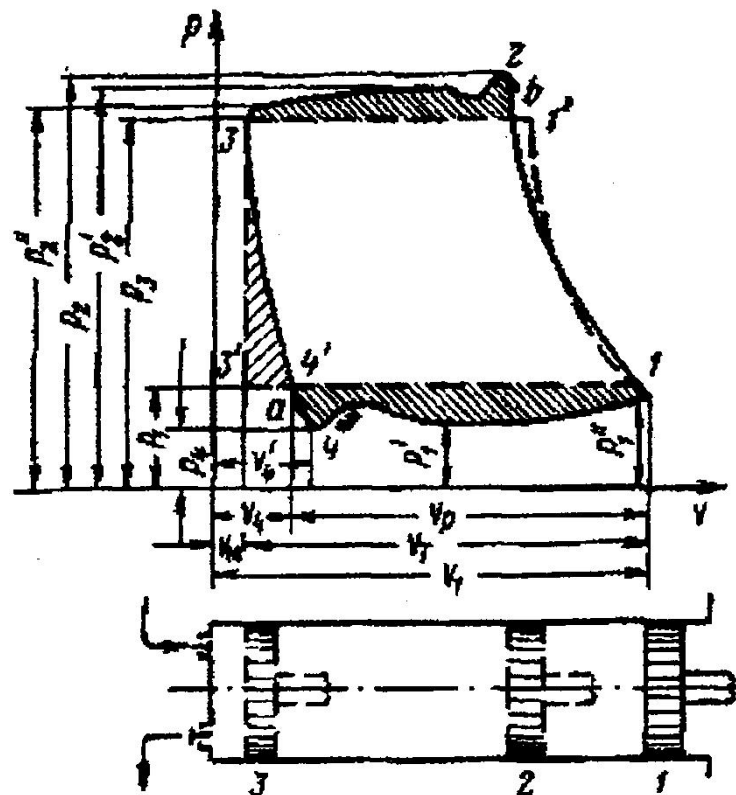
Понижение давления в цилиндре против давления во всасывающей линии (см. рис. точка 1), в начале сжатия обусловлено сопротивлением потоку газа во всасывающем клапане.



Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Повышение давления против давления в нагнетательном трубопроводе (точка 2) в конце сжатия обусловлено усилиями, затрачиваемыми на открытие нагнетательного клапана (сопротивление пружин клапана и инерция масс деталей клапана, приводимых в движение при его открытии).

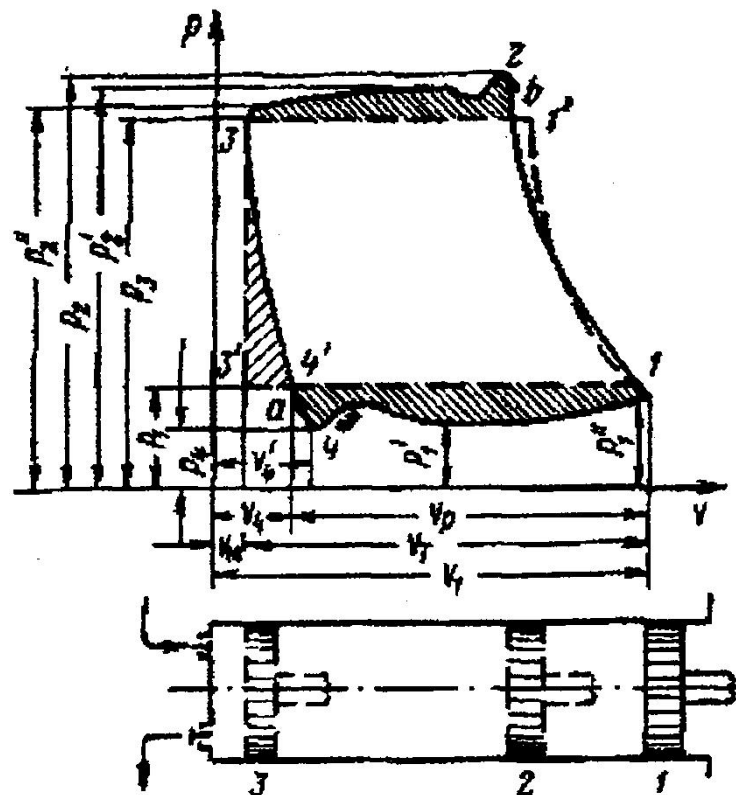


Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Процесс нагнетания соответствует линии 2-3.

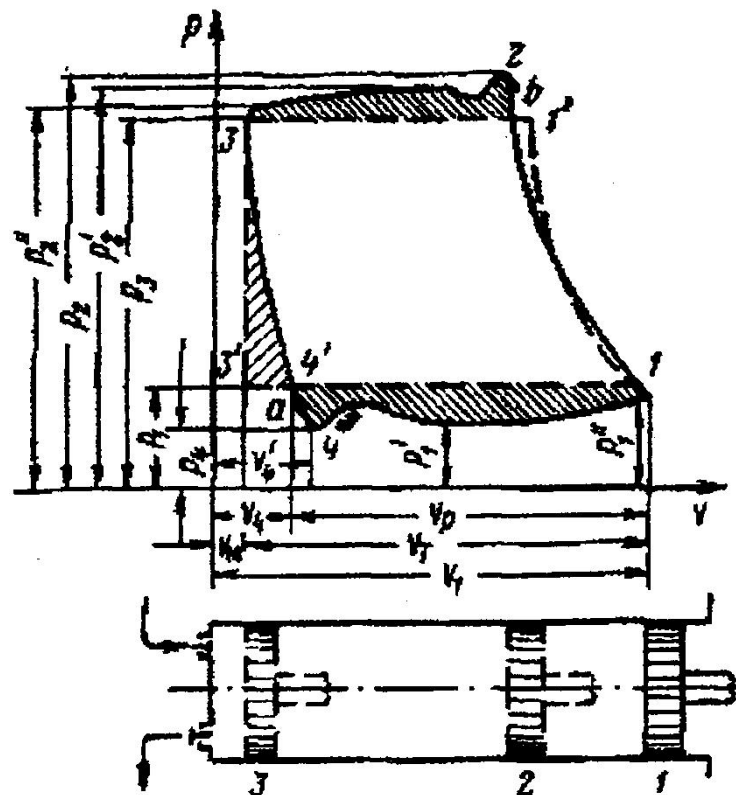
Повышенное, против идеального процесса, давление нагнетания обуславливается сопротивлениями потоку газа в нагнетательном клапане и подводящих каналах.



Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Некоторая волнистость линии нагнетания обусловливается непостоянством сопротивлений потоку газа из-за изменений скоростей поршня и газа, пульсацией давления в газопроводе и вибрацией клапанных пластин.

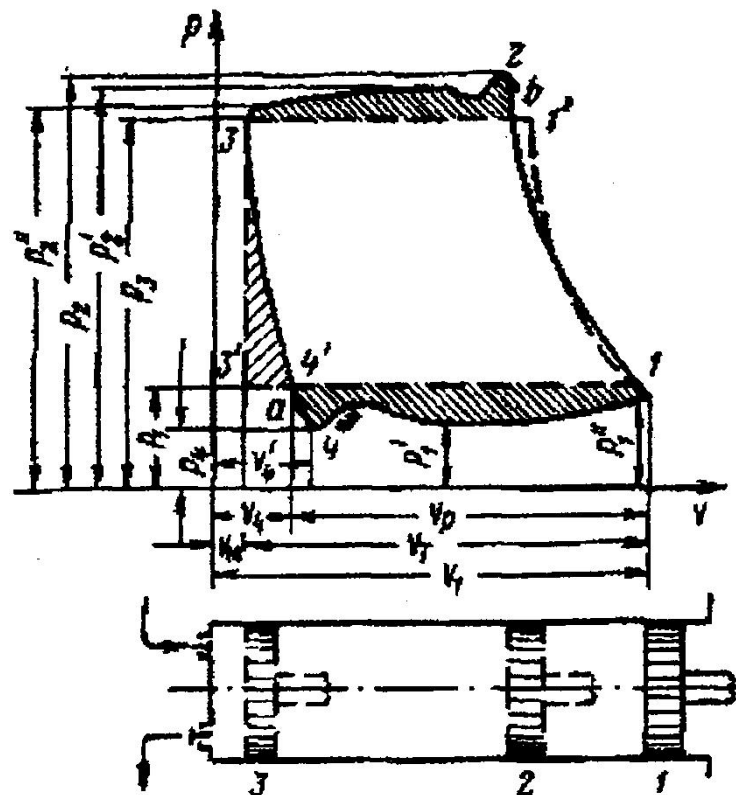


Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

За процессом нагнетания в реальном цилиндре идет процесс расширения газа, оставшегося в мертвом (вредном) пространстве под давлением p_2'' (линия 3-4).

Объем вредного пространства V_m .

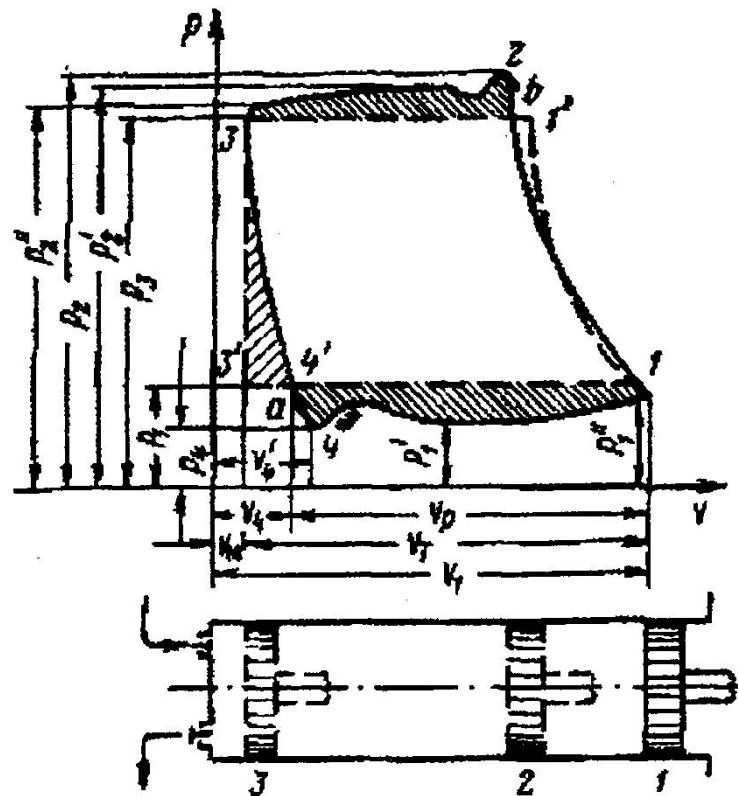


Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Газ расширяется, снижая давление от p_2'' до p_4 и увеличивая свой объем до V_4 . При этом поршень движется вправо. Процесс расширения заканчивается при открытии всасывающего клапана.

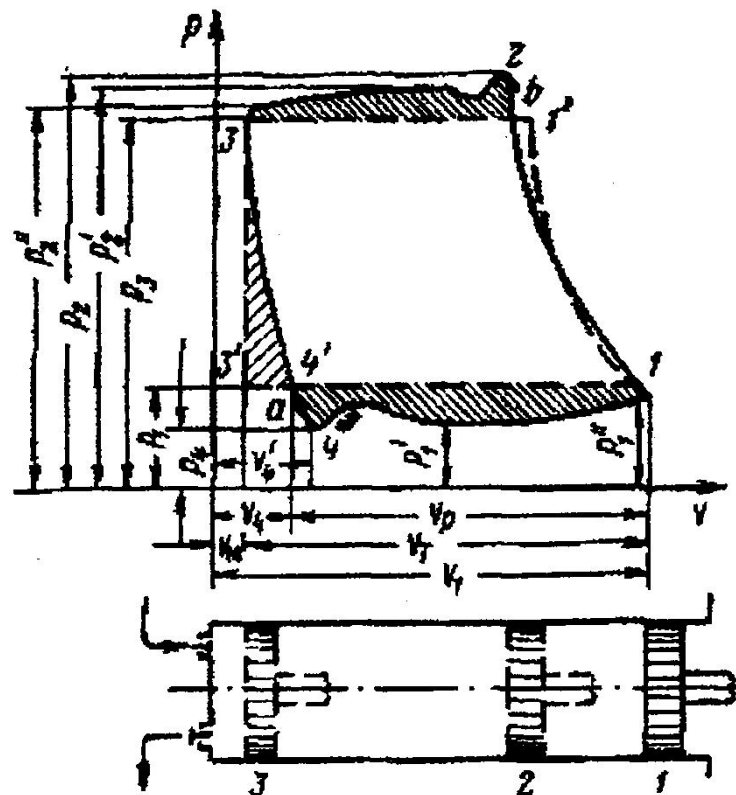
Давление в цилиндре при этом будет ниже, чем во всасывающем трубопроводе, за счет усилий, затрачиваемых на открытие всасывающего клапана.



Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Процесс расширения газа идет вначале с отбором тепла от сжатого газа, а затем с подводом тепла к газу, и потому показатель политропы будет не постоянен (так же как и при сжатии газа).



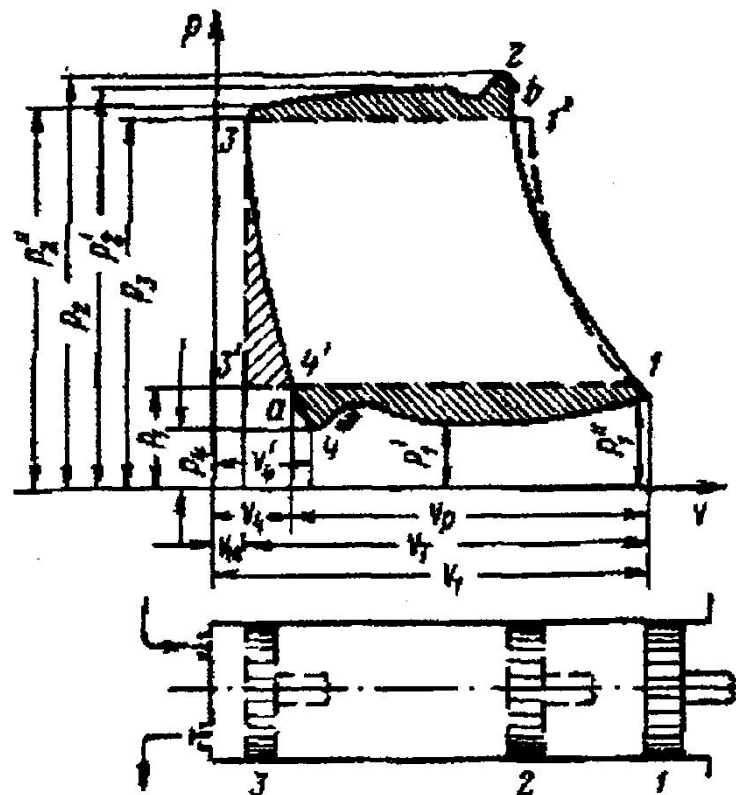
Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

За процессом расширения идет всасывание газа (линия 4-1).

Давление в цилиндре при этом будет ниже давления в подводящем трубопроводе за счет сопротивления движению потока газа в клапане и каналах.

Колебание давления всасывания в цилиндре обусловлено теми же явлениями, которые наблюдаются и при нагнетании газа.

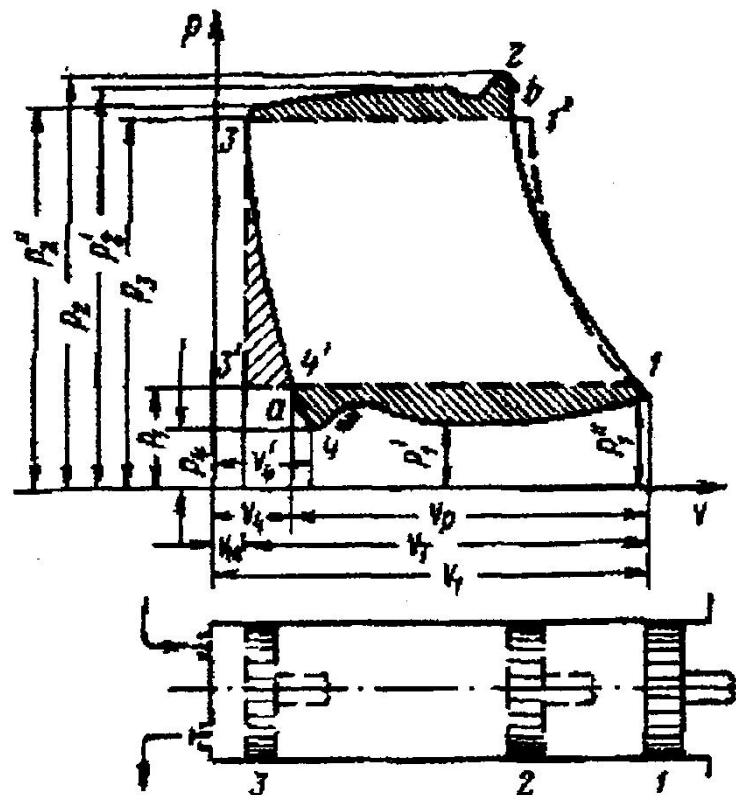


Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Работа, затрачиваемая на сжатие газа, в реальном цикле определяется площадью индикаторной диаграммы 1-2-3-4 (см. рис.).

Сняв с цилиндра работающего компрессора индикаторную диаграмму, измеряют ее площадь (планиметром) и при известном масштабе объема и давления находят индикаторную работу ($L_{инд}$).

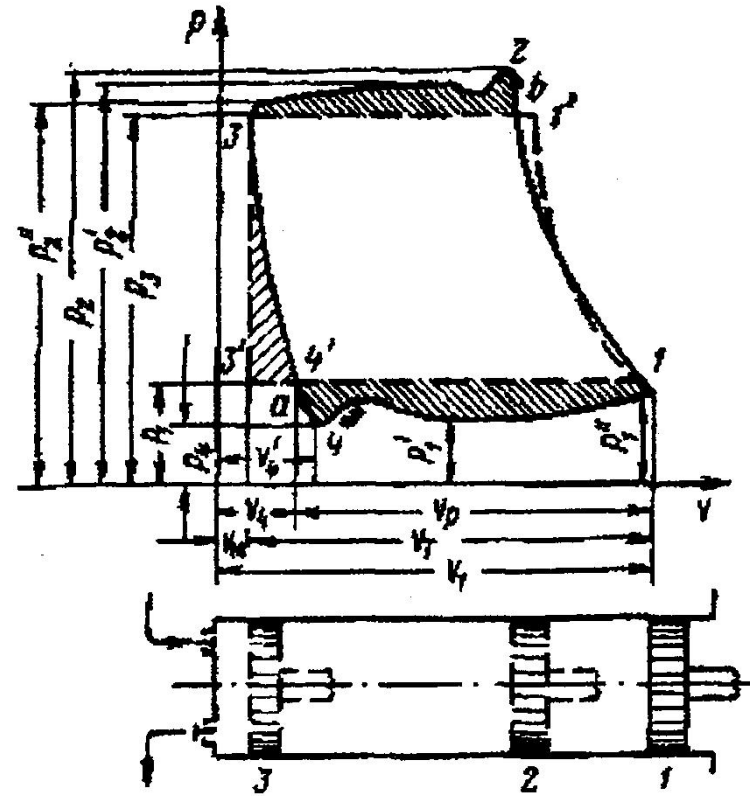


Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Работа затрачиваемая на сжатие газа в объем вредного пространства (см. рис. , площадь 3-3'-4'), возвращается при его расширении и в замеряемую площадь не входит.

При расширении газ давит на поршень, за счет чего и возвращает накопленную энергию.

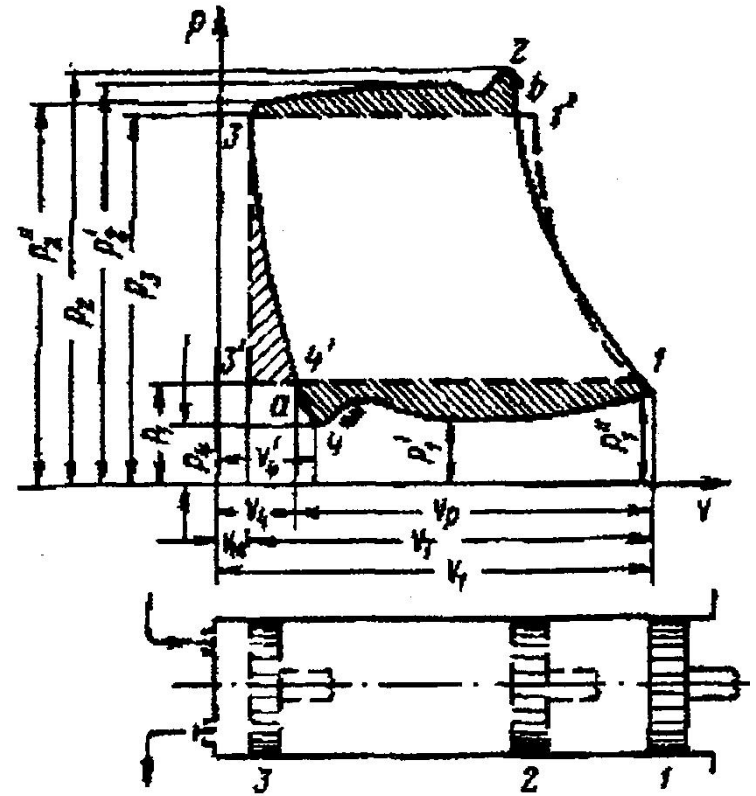


Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Работа $L_{\text{инд}}$ включает заштрихованные участки $1'-2-3$ и $1-4'-4$.

Эти участки увеличивают работу, затрачиваемую в полном реальном цикле, по сравнению с работой в идеальном цикле.



Индикаторная диаграмма
реального цикла компрессора
простого действия

Подача поршневого компрессора, коэффициент подачи

Подачей компрессора называют объем или массу газа, проходящего за единицу времени по линии всасывания или линии нагнетания компрессора.

Расход газа на нагнетании всегда меньше, чем на всасывании, за счет утечек газа через неплотности.

Объемный расход газа обычно приводится к условиям всасывания (к давлению и температуре во всасывающей линии), нормальным условиям (давление 1013,25 гПа и температура 293,15°K) или стандартным условиям (1013,25 гПа и 293,15°K).

Подача поршневого компрессора, коэффициент подачи

Потребителя интересует обычно количество газа, подаваемого ему от компрессора, приведенное к нормальным или стандартным условиям. Иногда эту подачу называют коммерческой.

Подача компрессора с одним цилиндром одинарного действия

$$V = \lambda \cdot V_T \cdot n$$

где λ - коэффициент подачи, зависящий от многих факторов;
 V_T - объем описываемый поршнем за ход в одну сторону;
 n - число двойных ходов поршня в минуту (с возвращением в исходное положение).

Подача поршневого компрессора, коэффициент подачи

Коэффициент подачи:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_{\Gamma} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_P$$

где коэффициенты:

- λ_0 - объемный;
- λ_{Γ} - герметичности;
- λ_T - температурный;
- λ_P - давления.

Подача поршневого компрессора, коэффициент подачи

Объемный коэффициент отражает степень полноты использования объема цилиндра:

$$\lambda_0 = 1 - a \cdot \left(\xi^{\frac{1}{m}} - 1 \right)$$

Здесь коэффициент ξ равен отношению давления в конце нагнетания к давлению в начале всасывания, а коэффициент $a = V_M / V_T$ то есть он является относительной величиной мертвого пространства.

Коэффициент m - показатель политропы.

Подача поршневого компрессора, коэффициент подачи

Коэффициент герметичности λ_{Γ} это функция подачи компрессора от запаздывания закрытия клапанов, негерметичности уплотнений зазора между поршнем и цилиндром, уплотнений штоков у цилиндров двойного действия, негерметичности соединений рабочих каналов.

Коэффициент герметичности обычно принимается в пределах 0,95...0,98.

Подача поршневого компрессора, коэффициент подачи

Температурный коэффициент λ_T отражает влияние нагрева газа при всасывании за счет теплообмена с горячими стенками цилиндра и каналов. При нагреве увеличивается объем газа, находящегося в цилиндре, и уменьшается полезный объем газа, поступающего в цилиндр из всасывающего патрубка.

Температурный коэффициент зависит от степени сжатия газа, поскольку от этого зависят температура нагнетаемого газа и температура стенок каналов и цилиндра. Ориентировочно температурный коэффициент можно найти с помощью следующего выражения:

$$\lambda_T = 1 - 0,01 \cdot (\xi - 1).$$

Подача поршневого компрессора, коэффициент подачи

Коэффициент давления λ_p учитывает снижение подачи компрессора за счет уменьшения давления газа в цилиндре при всасывании по сравнению с давлением во всасывающей патрубке.

В результате этого снижения давления газ расширяется, и в цилиндр входит меньшее его количество. На подачу влияет уменьшение давления не в начале, а в конце периода всасывания.

Коэффициент давления обычно находится в пределах 0,95...0,98.

Индикаторная диаграмма компрессора

Для получения газа высокого давления (превышающего 0,4...0,7 МПа по манометру) применяют многоступенчатые компрессоры, в которых процесс нескольких последовательно соединенных цилиндров с промежуточным охлаждением газа после каждого сжатия.

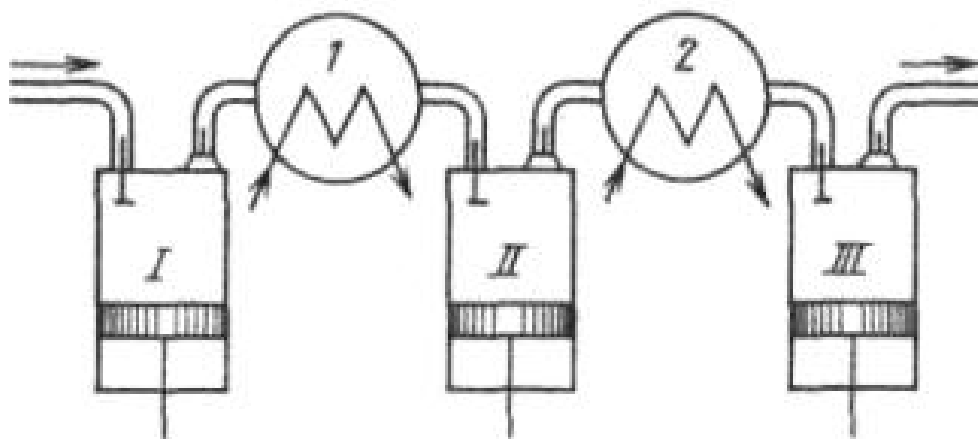


Схема многоступенчатого компрессора:

I – III - ступени сжатия; 1, 2 - промежуточные холодильники.

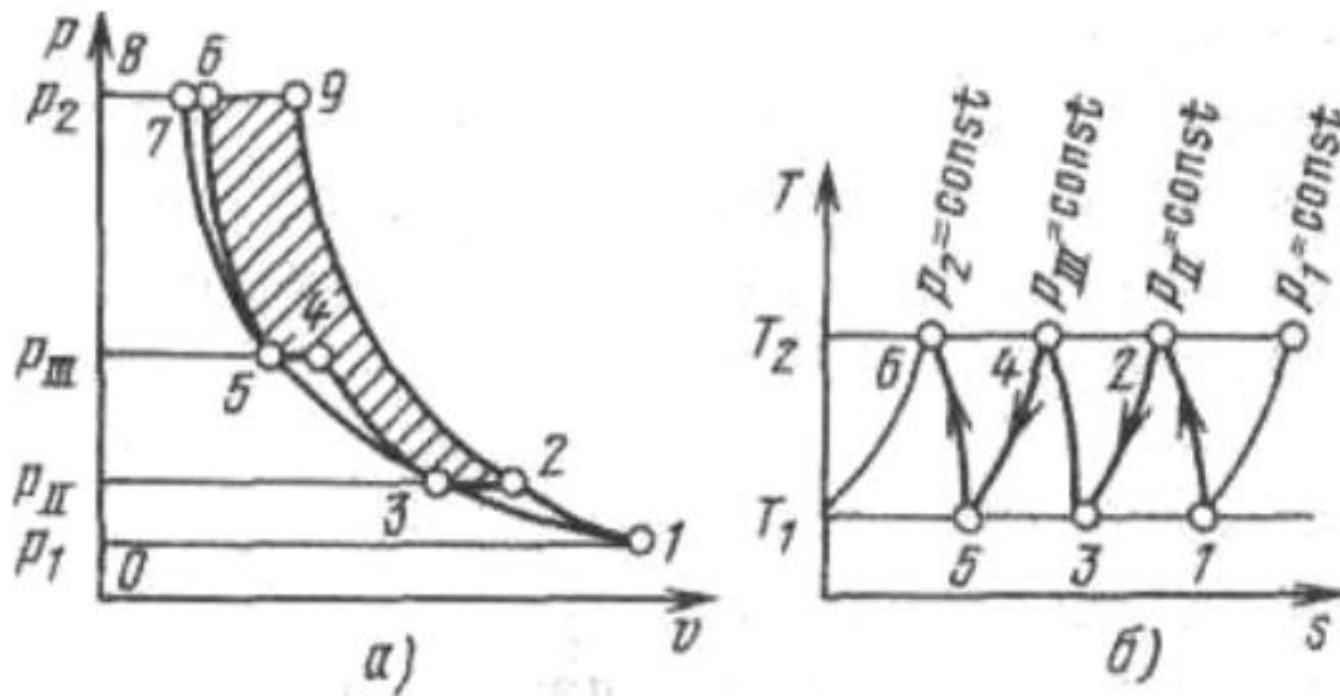
В современных компрессорах высокого давления число ступеней сжатия достигает **семи**.

Многоступенчатое сжатие

Причины, заставляющие применять многоступенчатое сжатие, следующие:

- выигрыш в затраченной работе;
- ограничение температуры конца сжатия;
- более высокий коэффициент подачи

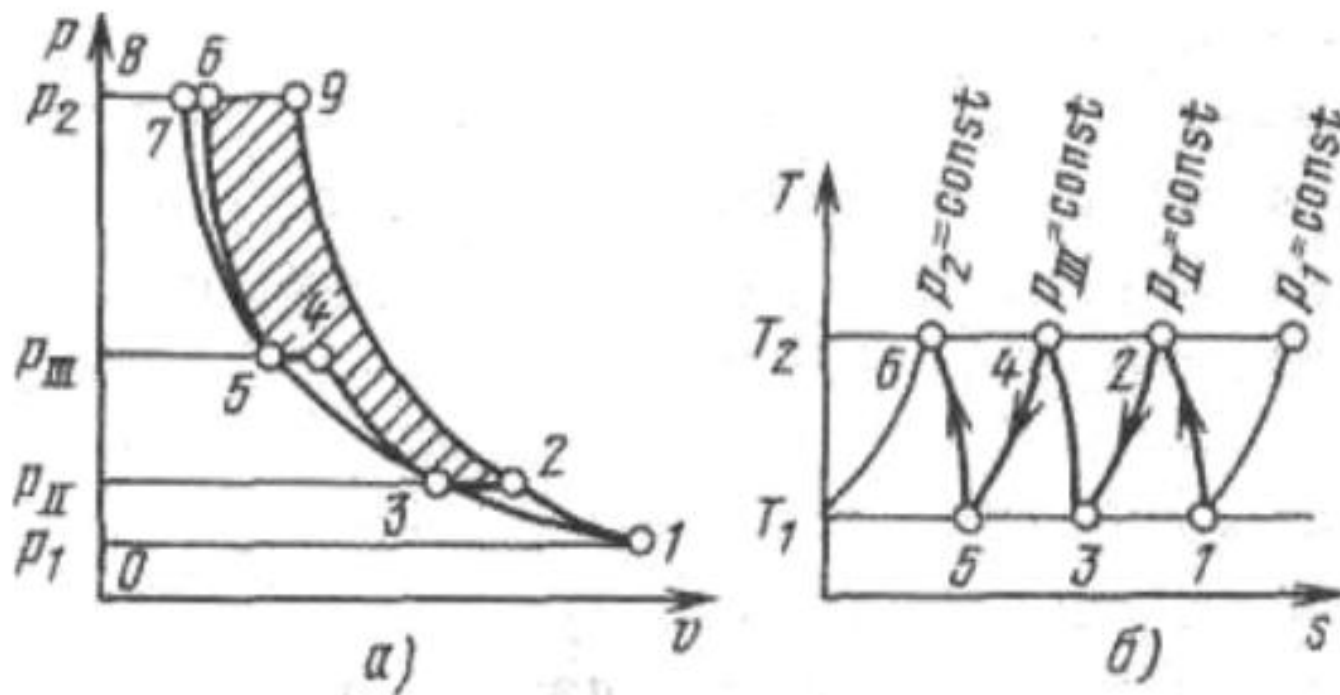
Индикаторная диаграмма компрессора



Индикаторная диаграмма
трехступенчатого компрессора

В первой ступени компрессора газ сжимается по политропе до давления p_{II} , затем он поступает в промежуточный холодильник 1, где охлаждается до начальной температуры T_1 .

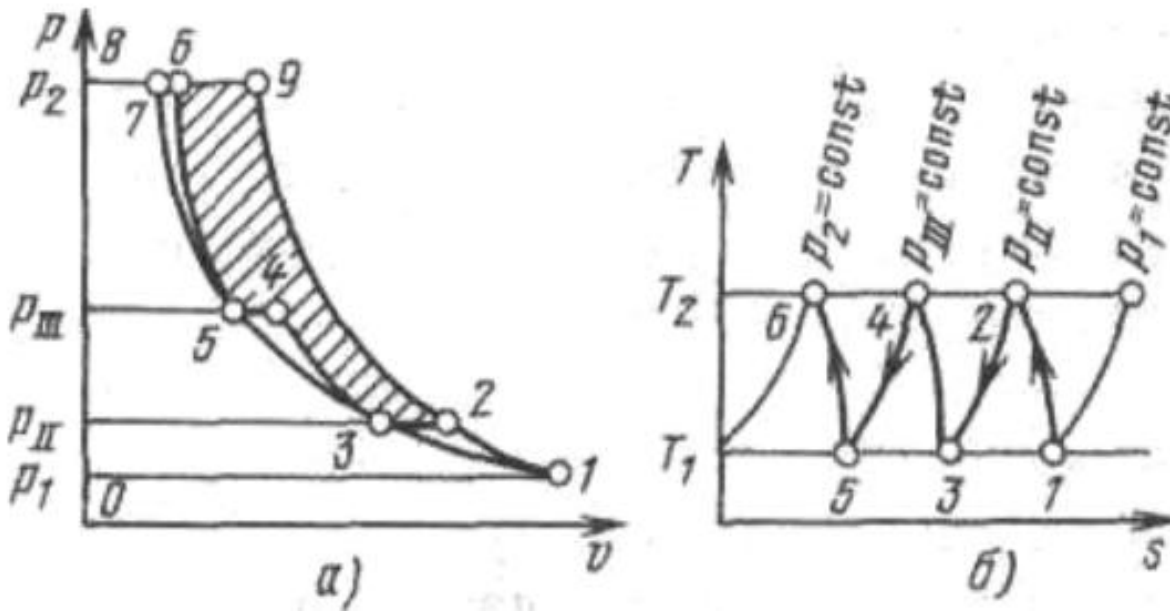
Индикаторная диаграмма компрессора



Индикаторная диаграмма
трехступенчатого компрессора

Сопротивление холодильника по воздушному тракту с целью экономии энергии, расходуемой на сжатие, делают небольшим.

Индикаторная диаграмма компрессора

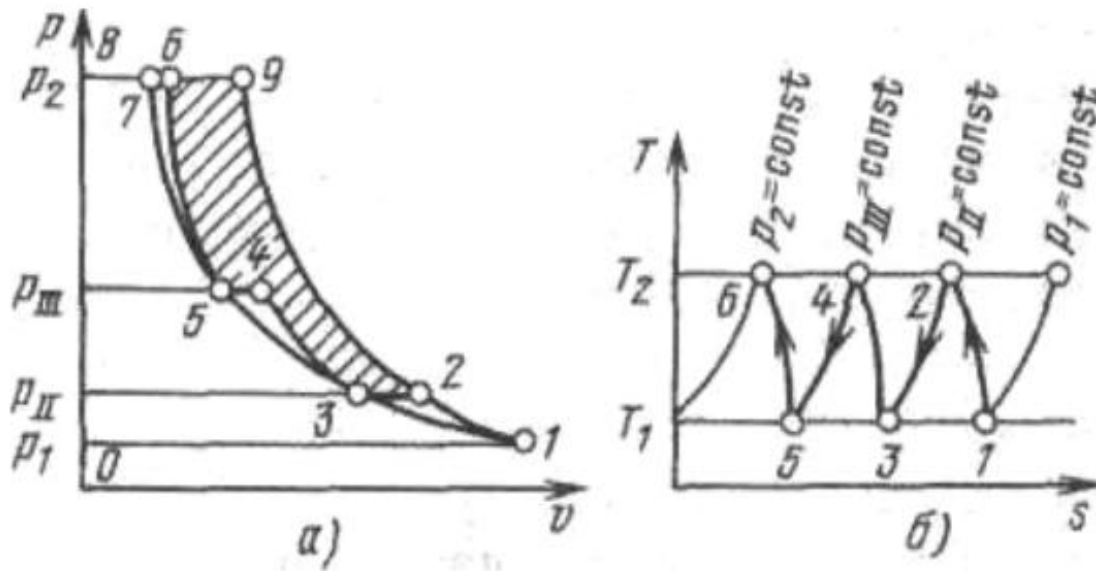


Индикаторная
диаграмма
трехступенчатого
компрессора

Это позволяет считать процесс охлаждения газа изобарным.

После холодильника газ поступает во вторую ступень и сжимается по политропе до p_{III} , затем охлаждается до температуры T_1 в холодильнике 2 и поступает в цилиндр третьей ступени, где сжимается до давления p_2 .

Индикаторная диаграмма компрессора

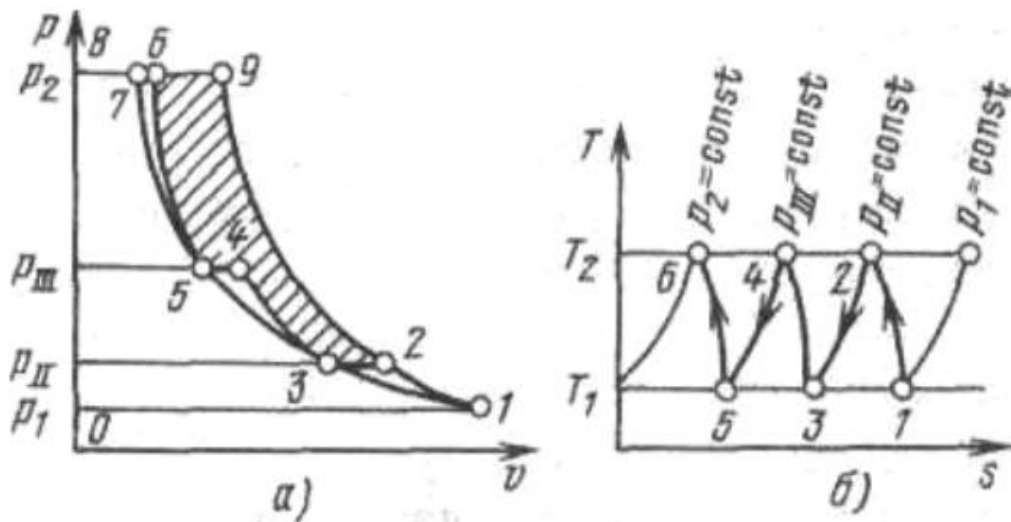


Индикаторная
диаграмма
трехступенчатого
компрессора

Если бы процесс сжатия осуществлялся по изотерме 1-3-5-7, то работа сжатия была бы минимальна.

При сжатии в одноступенчатом компрессоре по линии 1-9 величина работы определялась бы площадью 0-1-9-8. Работа трехступенчатого компрессора определяется площадью 0-1-2-3-4-5-6-8.

Индикаторная диаграмма компрессора

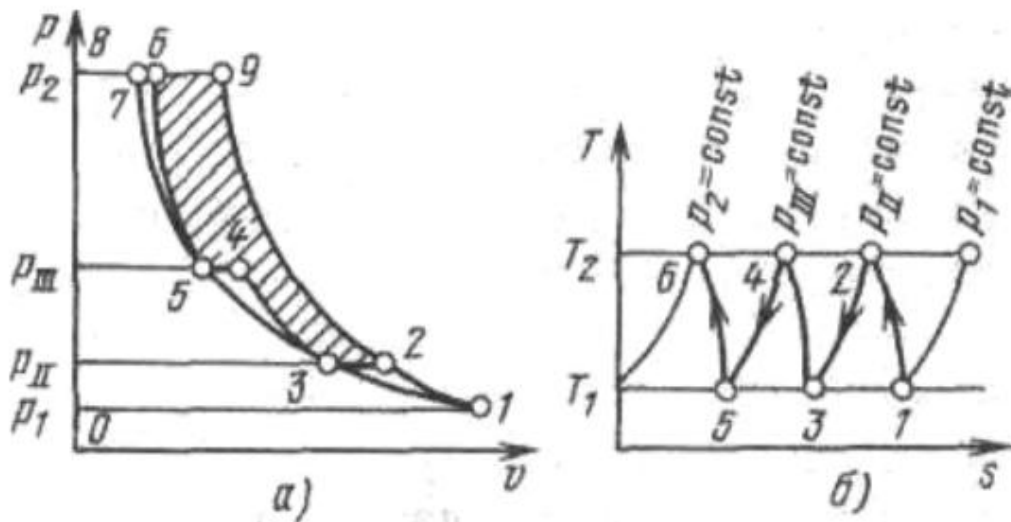


Индикаторная
диаграмма
трехступенчатого
компрессора

Заштрихованная площадь показывает уменьшение затрат, работы от применения трехступенчатого сжатия.

Чем больше число ступеней сжатия и промежуточных охладителей, тем ближе процесс к наиболее экономичному - изотермическому, но тем сложнее и дороже конструкция компрессора.

Индикаторная диаграмма компрессора



Индикаторная
диаграмма
трехступенчатого
компрессора

Поэтому вопрос о выборе числа ступеней, обеспечивающих требуемую величину p_2 , решается на основании технических и технико-экономических соображений.

Индикаторная диаграмма компрессора

Процессы сжатия в реальном компрессоре характеризуются наличием внутренних потерь на трение, поэтому работа, затрачиваемая на сжатие газа, оказывается больше.

Эффективность работы реального компрессора

определяется относительным внутренним КПД, представляющим собой отношение работы, затраченной на привод идеального компрессора, к действительной.

Мощность и коэффициент полезного действия поршневого компрессора

Мощность привода компрессора складывается из индикаторной мощности сжатия ($N_{инд}$), мощности, затрачиваемой на механические потери в механизмах компрессора ($N_{м1}$) и передачах от привода к компрессору ($N_{м2}$), и мощности ($N_{всп}$), затрачиваемой на привод вспомогательных устройств (например, насосов системы смазки).

$$N = N_{инд} + N_{м1} + N_{м2} + N_{всп}$$

Мощность и коэффициент полезного действия поршневого компрессора

Индикаторная мощность (в кВт), затрачиваемая на сжатие газа, определяется по удельной индикаторной работе ($L_{инд}$):

$$N_{инд} = \frac{L_{инд}}{1000 \cdot t}$$

где t - время в с.

Индикаторная работа определяется в зависимости от характера процесса сжатия (изотермический, адиабатический или политропический).

Индикаторная мощность многоступенчатого компрессора определяется как сумма индикаторных мощностей всех ступеней компрессора.

Мощность и коэффициент полезного действия поршневого компрессора

Мощность N_{m1} затрачиваемая на механические потери в компрессоре, складывается из потерь мощности в опорах скольжения или качения, в местах трения в уплотнительных устройствах и у поршня.

Потери мощности N_{m1} учитываются механическим КПД η_{m1} который колеблется в пределах 0,9.. 0,93 для вертикальных компрессоров, 0,88.. 0,92 для горизонтальных компрессоров и 0,8...0,85 для небольших горизонтальных компрессоров.

Мощность и коэффициент полезного действия поршневого компрессора

Потери мощности в передаче N_{m2} учитываются механическим КПД η_{m2} который равен 0,9.. 0,95 для ременной передачи и 0,85...0,92 для зубчатой.

Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных механизмов $N_{всп}$ определяется в зависимости от типа механизма и учитывается КПД $\eta_{всп}$.

Мощность привода выбирают с запасом на 10... 12% мощности компрессора.

Охлаждение компрессора, схема

При сжатии воздуха и газов неизбежно выделяется большое количество тепла. Если это тепло будет уноситься с сжимаемым газом, то будет происходить адиабатический процесс сжатия.

Для такого процесса необходимо затратить работу большую, чем при изотермическом или политропическом сжатии. Поэтому для того, чтобы сделать компрессор более экономичным, предусматривают принудительное охлаждение. Чаще оно бывает водяным, иногда воздушным.

Охлаждение компрессора, схема

В одноступенчатых компрессорах делают охлаждение цилиндров компрессора, в многоступенчатых, кроме того, охлаждают газ в промежуточных холодильниках.

В цилиндрах удастся отвести небольшое количество тепла; главным образом здесь отводится тепло, выделенное при трении в поршневых кольцах и сальнике.

Здесь основная цель охлаждения - снижение температуры стенок цилиндра с тем, чтобы улучшить условия смазки.

Основное количество тепла отнимается у газа в промежуточных холодильниках.

Охлаждение компрессора, схема

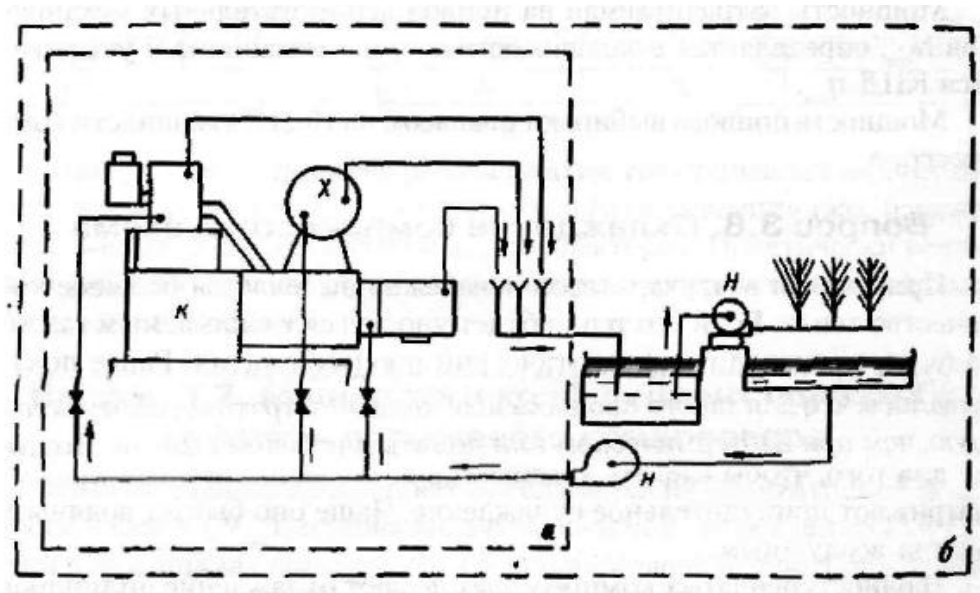
Часто после компрессора устанавливают конечные холодильники.

Эти холодильники на процесс сжатия не влияют, и их предусматривают, исходя из требований техники безопасности и технологических нужд - для охлаждения газа и отделения от него влаги и масла. Расход воды, необходимый для этих холодильников, мы в дальнейшем не учитываем.

Охлаждение компрессора, схема

Вода, поступающая в холодильник, может идти по проточной системе при достаточном ее количестве или по замкнутой.

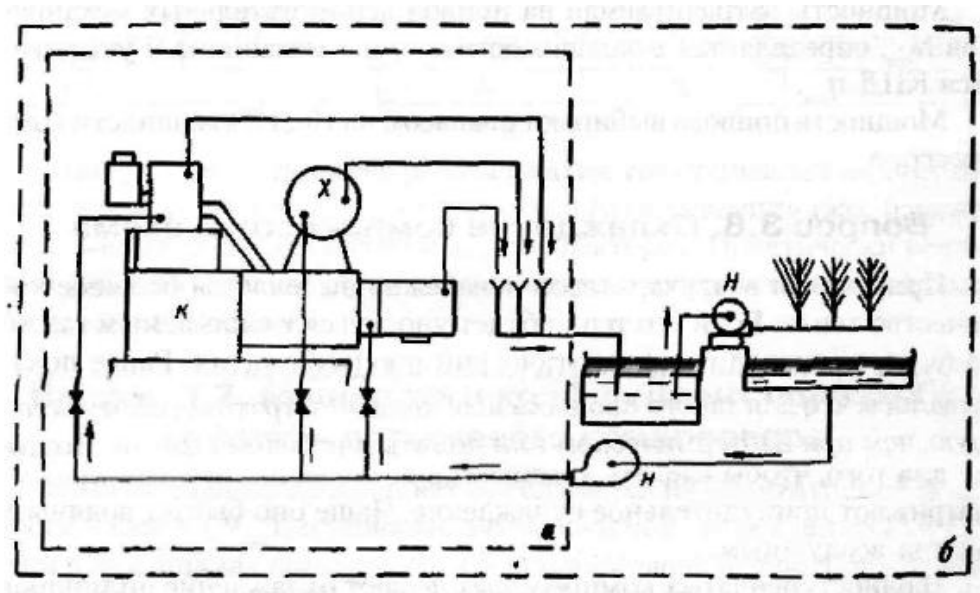
В последнем случае воду, нагретую в холодильнике, необходимо охлаждать.



Проточная (а) и циркуляционная (б) системы подачи воды для охлаждения компрессора

Охлаждение компрессора, схема

На рис. показаны системы охлаждения проточная (а) и циркуляционная (б) с брызгальным бассейном.

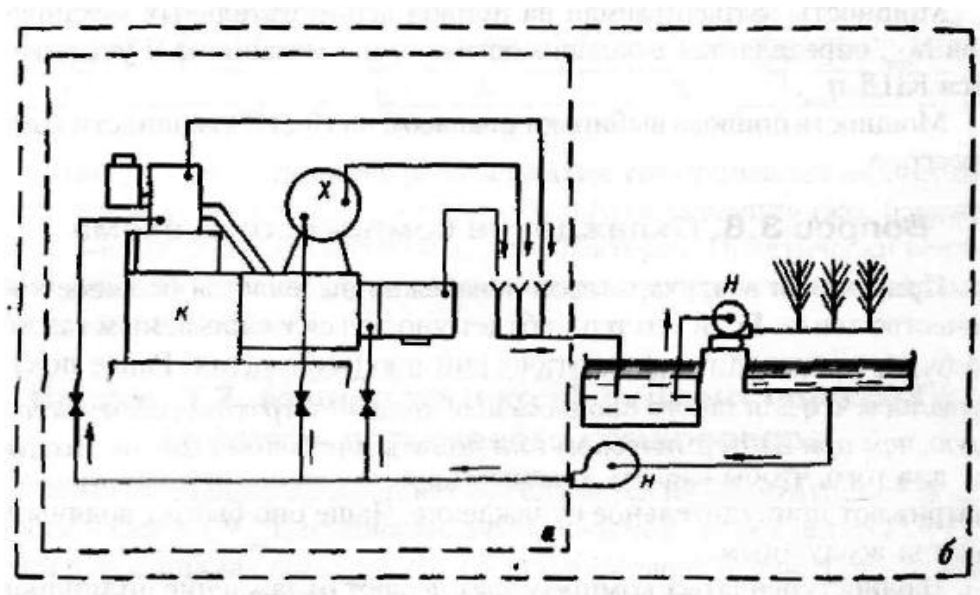


Проточная (а) и циркуляционная (б) системы подачи воды для охлаждения компрессора

Охлаждение компрессора, схема

Вода подается для охлаждения цилиндров первой и второй ступеней компрессора (K) и в холодильник (X).

Нагретая вода направляется в сборный бассейн.

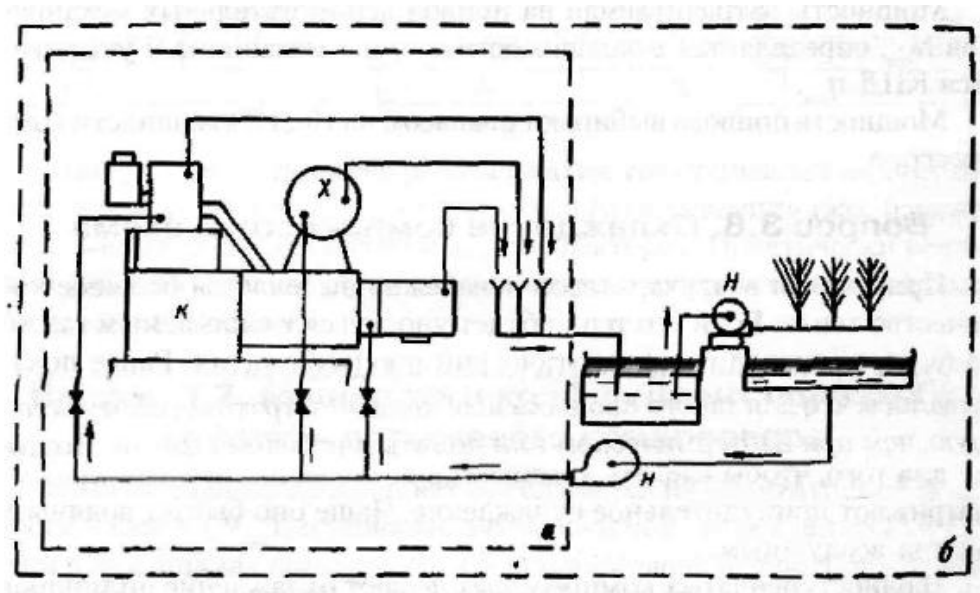


Проточная (а) и циркуляционная (б) системы подачи воды для охлаждения компрессора

Охлаждение компрессора, схема

При циркуляционной системе вода нагнетается насосом (H) к местам охлаждения, а в брызгальном бассейне в систему разбрызгивания.

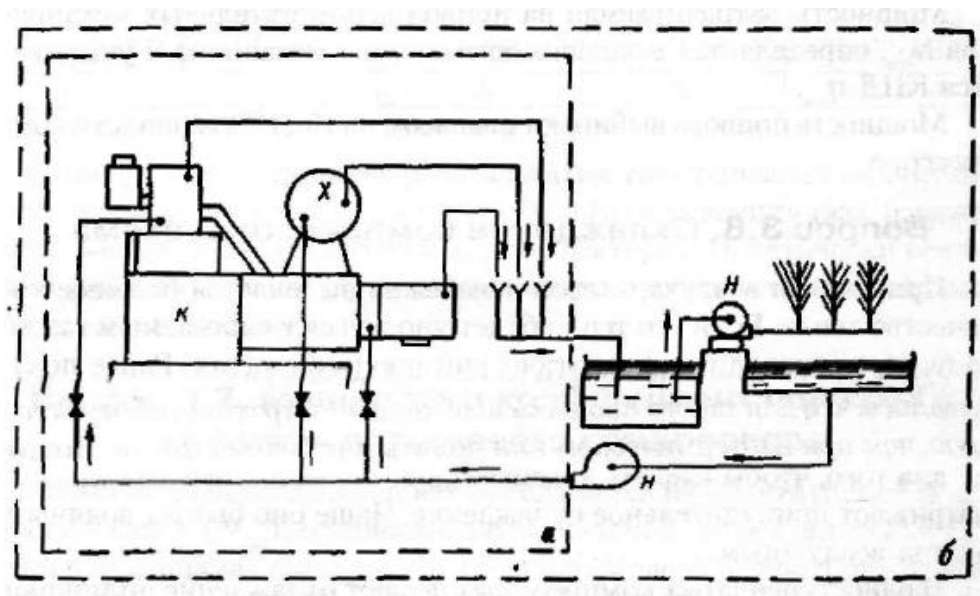
Капли и струи воды охлаждаются воздухом, и охлажденная вода собирается во втором бассейне.



Проточная (а) и циркуляционная (б) системы подачи воды для охлаждения компрессора

Охлаждение компрессора, схема

Охлаждение воды разбрызгиванием сопровождается большим уносом воды и для своего устройства требует больших площадей.



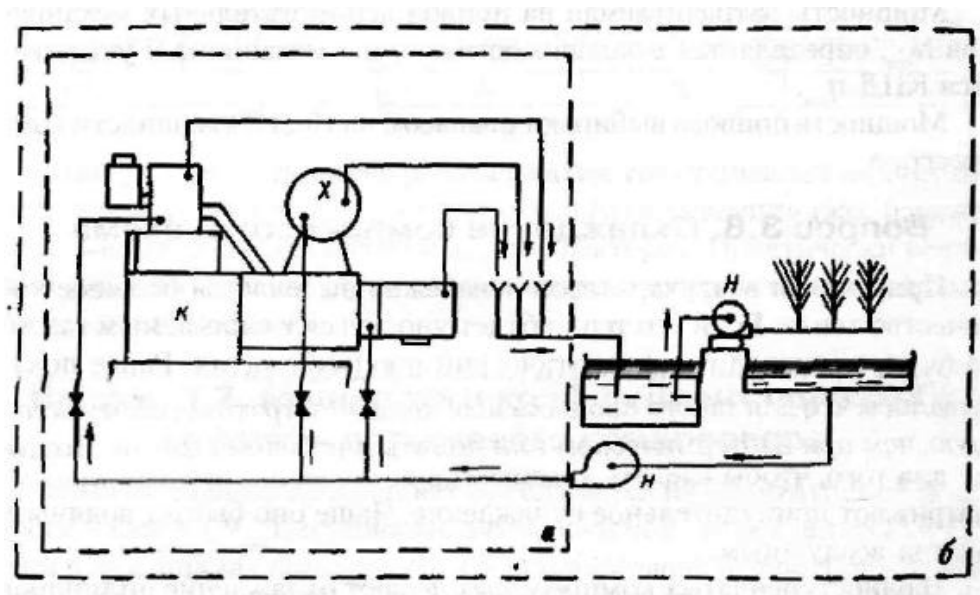
Проточная (а) и циркуляционная (б) системы подачи воды для охлаждения компрессора

Поэтому в некоторых случаях для охлаждения применяются градирни - деревянные башни с решетчатыми перекрытиями. Вода поступает в башню сверху и стекает, разбиваясь на капли. Встречный поток воздуха охлаждает воду.

Охлаждение компрессора, схема

Открытые системы охлаждения воды приводят к значительному испарению воды, повышению концентрации солей и отложению их на стенках трубопроводов.

В закрытой системе циркуляции воды этого недостатка нет.



Проточная (а) и циркуляционная (б) системы подачи воды для охлаждения компрессора

Принцип расчета системы охлаждения

Детали компрессора и сжимаемый газ охлаждаются водой или воздухом.

Основным охлаждаемым узлом в компрессоре является цилиндр.

Здесь отводится теплота, получаемая в результате сжатия газа, от трения поршневых колец о поверхность цилиндра и штока в сальнике.

Газ охлаждается в охладителях, расположенных между ступенями компрессора.

Принцип расчета системы охлаждения

Количество теплоты Q_1 , отводимой от сжатого газа в единицу времени в межступенчатом охладителе:

$$Q_1 = G \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1),$$

где G - массовая подача ступени компрессора;

C_p - массовая теплоемкость газа при постоянном давлении;

T_1 - температура газа на выходе из цилиндра после сжатия;

T_2 - температура газа на входе в следующую ступень после охладителя.

Количество теплоты Q_2 , отводимой от цилиндра компрессора в единицу времени, обычно принимается равным 0,7 от мощности, затрачиваемой на механические потери $N_{м1}$:

$$Q_2 = 0,7 \cdot N_{м1}$$

Принцип расчета системы охлаждения

Количество воды W , необходимое для отвода теплоты $Q_1 + Q_2$ в единицу времени:

$$W = \frac{Q_1 + Q_2}{c_{\text{в}} \cdot (T_{\text{в2}} - T_{\text{в1}})}$$

где $c_{\text{в}}$ - удельная теплоемкость воды;

$T_{\text{в2}}$ - температура воды на выходе из охладителя;

$T_{\text{в1}}$ - температура воды на входе в охладитель.

Принцип расчета системы охлаждения

Величину ΔT определяют таким образом, чтобы температура охлаждающей воды не превышала 30...45°C, так как при температуре больше 45°C начинается повышенное выпадение солей, загрязняющих поверхности теплообмена, и чтобы скорость воды была не меньше 1,0...1.5 м/с (иначе будет происходить быстрое заиливание поверхностей теплообмена).

Принцип расчета системы охлаждения

Применяются различные типы межступенчатых охладителей - многотрубные, ребристые, змеевиковые, типа «труба в трубе», оросительные и другие.

Определение площади поверхности охладительного устройства представляют собой сложную задачу, так как должны быть учтены многие факторы: степень влажности газа, скорость газа, теплопроводность газа в зависимости от его температуры и давления, плотность газа, коэффициент теплообмена в прямой и изогнутой трубе, оребренность труб и т.д.

Принцип расчета системы охлаждения

Необходимая поверхность охлаждения обычно устанавливается по допускаемым скоростям проходных сечений и числа труб в пачке, а затем по количеству теплоты, которое должно быть отобрано, рассчитывается длина трубного пучка.

Если длина труб получается неприемлемой, расчет повторяют, изменяя скорости движения газа, диаметр труб и другие параметры охладителя.

Конструкции поршневых компрессоров, схемы

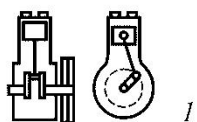
В промышленности применяется большое число компрессоров с несколькими ступенями сжатия.

В этом случае схема компрессора усложняется.

Значительное разнообразие в схемы установок вносит тип привода компрессора.

В основном применяются компрессоры с приводом от электродвигателя, через клиноременную передачу, и с приводом от двигателя внутреннего сгорания, встроенного в конструкцию компрессора.

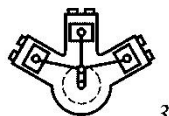
Конструкции поршневых компрессоров, схемы



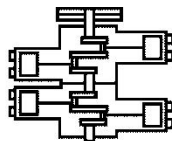
1



2

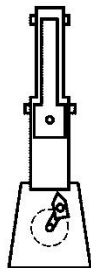


3

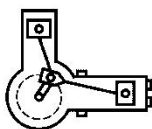


4

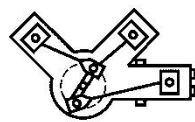
а



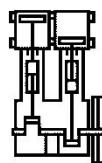
5



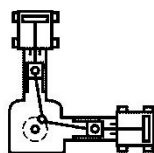
6



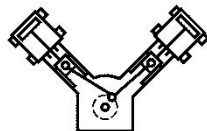
7



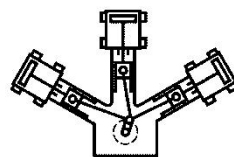
1



2



3



4

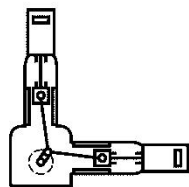
б



5



6



7

Типовые конструкции поршневых компрессоров и двигателей-компрессоров:

- а) бескрейцкопфные (одностороннее всасывание):**
 1 - вертикальный; 2 - У-типа;
 3 - Ш-типа; 4 - горизонтальный
 оппозитный (корпусного типа);
 5 - вертикальный со ступенчатым
 поршнем; 6 - двигатель-
 компрессор L-типа; 7 - двигатель-
 компрессор Ш-типа;
- б) крейцкопфные (с
 двусторонним всасыванием):**
 1 - в одну линию; 2 - L-типа;
 3 - У-типа; 4 - Ш-типа;
 5 - горизонтальный оппозитный;
 6 - горизонтальный со
 ступенчатым поршнем;
 7 - двигатель-компрессор L-типа

Основные узлы и детали компрессора

Цилиндры компрессора для давления до 6 МПа изготавливаются литыми из чугуна, для давления до 15 МПа и более - литыми или кованными из стали.

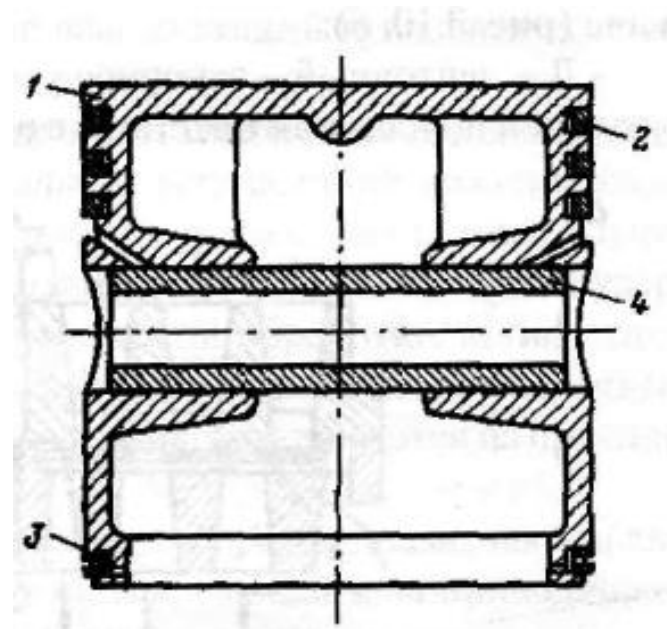
Цилиндры компрессоров с воздушным охлаждением имеют ребра на внешней поверхности, с водяным охлаждением - полости для охлаждающей воды (охлаждающие рубашки). Цилиндры могут иметь сменные втулки из износостойкого чугуна.

Рабочая поверхность цилиндра должна быть хорошо обработана, иметь низкую шероховатость и высокую износостойкость

Основные узлы и детали компрессора

Поршни компрессоров имеют различное исполнение.

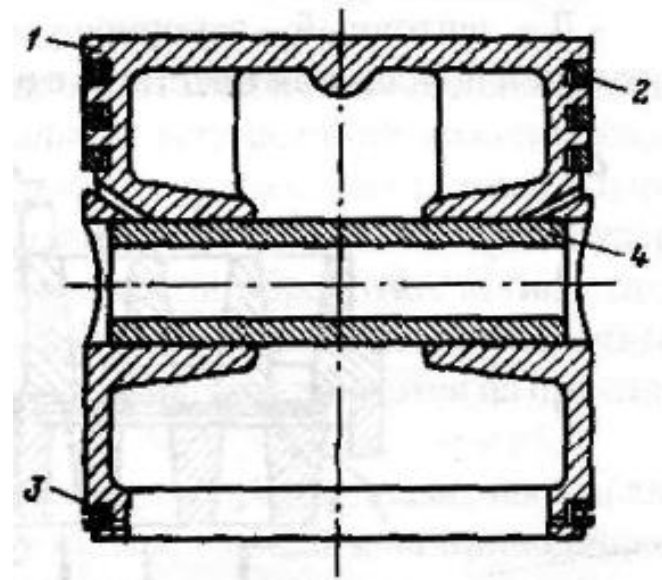
Это связано с тем, что в компрессоре большое значение имеют массы движущихся деталей: с увеличением массы увеличиваются силы инерции. Поэтому поршни больших диаметров изготавливают полыми (тронковые поршни, рис.).



Поршень компрессора

Основные узлы и детали компрессора

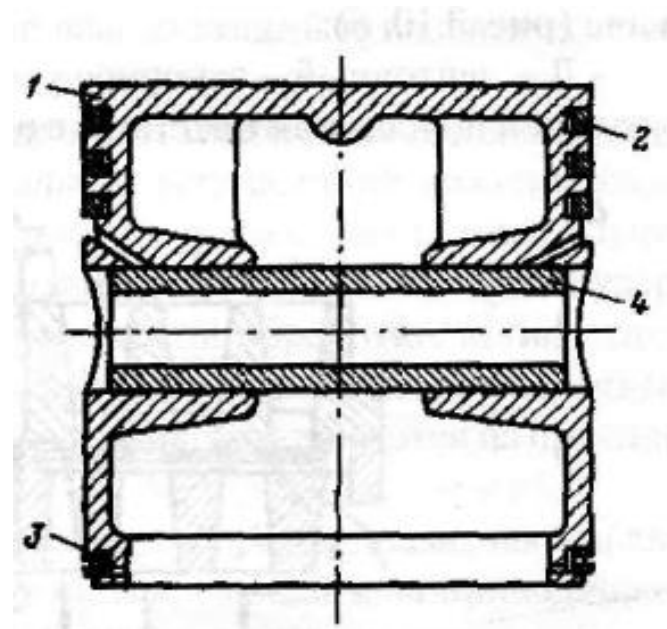
Поршень цилиндра одинарного действия состоит из корпуса 1 поршневых уплотнительных колец 2, маслосъемных колец 3, препятствующих попаданию масла в полость сжатия, и пальца 4 для соединения с головкой шатуна в безкрейцкопфных компрессорах



Поршень компрессора

Основные узлы и детали компрессора

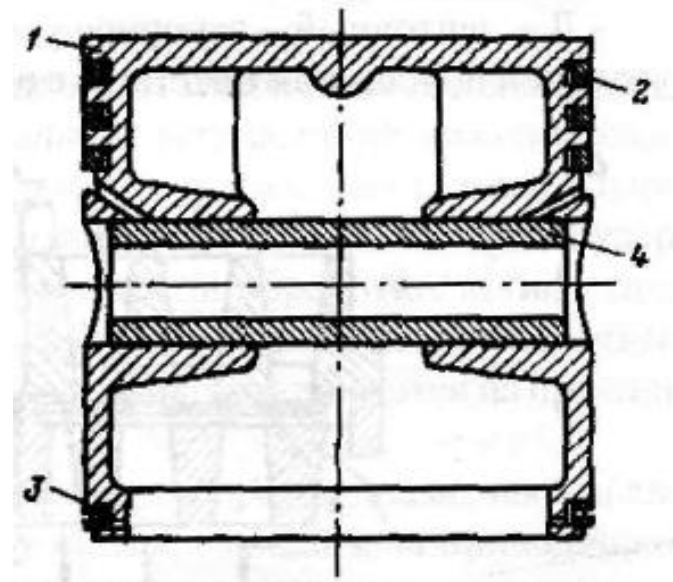
Кроме того, поршни могут быть дисковыми (закрытого типа), ступенчатыми (дифференциального типа) - для работы в цилиндрах различного диаметра, и других конструктивных исполнений.



Поршень компрессора

Основные узлы и детали компрессора

Материалом для поршней служат алюминиевые сплавы, чугун СЧ 24-44 или СЧ 28-48 и сталь. Поршневые кольца делают пружинящими с разрезом. Кольца делают из высококачественного перлитного чугуна.



Поршень компрессора

Основные узлы и детали компрессора

Клапан служит для пропуска газа в одну сторону и исключения движения его в обратном направлении.

Основными требованиями к клапану являются:
плотность в закрытом состоянии, своевременное открытие при малом усилии и своевременное закрытие, малое сопротивление потоку газа и износоустойчивость.

Основные узлы и детали компрессора

- К - кольцевой - запорное устройство выполнено в виде кольца, расположенного перпендикулярно к направлению потока газа в клапане;
- Д - дисковый - запорное устройство выполнено в виде диска, снабженного дуговыми окнами для прохода газа, расположенного перпендикулярно к направлению потока газа в клапане;
- П - прямоточный - запорное устройство выполнено в виде пластины, расположенной параллельно направлению потока газа в клапане;
- Л - ленточный - запорное устройство выполнено в виде прямоугольной полосы или пластины с одним или несколькими параллельными окнами для прохода газа, расположенной перпендикулярно к потоку газа в клапане

Основные узлы и детали компрессора

Прямоточные и ленточные клапаны используются при разности давлений на клапан не более 4 МПа, а кольцевые и дисковые - при разности давлений до 40 МПа.

Основные узлы и детали компрессора

Уплотнительные устройства в компрессоре предназначены для герметизации полости цилиндра у штока, вывода вала приводящего двигателя, штока регулятора вредного пространства цилиндра.

В последних двух случаях используются уплотнения из мягкого материала, резиновые уплотнительные манжеты.

Уплотнительные устройства штоков выполняются с уплотнениями из различных материалов.

Регулирование производительности поршневых компрессоров

Расход сжатого газа часто изменяется в широких пределах в зависимости от нужд потребителя, особенностей режима работы аппаратов и машин, к которым подается газ.

Кроме того, номинальная подача выпускаемых компрессоров не всегда соответствует требованиям потребителя.

Возникает необходимость регулировать подачу компрессора.

Регулирование производительности поршневых компрессоров

Регулирование возможно следующими способами:

1. Изменением частоты ходов поршней.
2. Изменением мертвого пространства в цилиндре.
3. Перепуском газа с выкида во всасывающую линию.
4. Дросселированием потока на приеме у компрессора.
5. Воздействием на клапаны компрессора.
6. Остановками компрессора.

Регулирование производительности поршневых компрессоров

Для **изменения частоты** ходов поршней необходимо изменить частоту вращения коленчатого вала.

При этом регулировании подачи не возникает перераспределение отношения давления между ступенями, конструкция компрессора не усложняется.

Обычные приводы компрессора (электродвигатель переменного тока и двигатель внутреннего сгорания) не допускают изменения частоты вращения вала в необходимых пределах и с достаточной экономичностью.

Регулирование производительности поршневых компрессоров

Влияние **мертвого пространства** на объем, всасываемый в цилиндр, было рассмотрено выше. При многоступенчатом сжатии дополнительное пространство, увеличивающее мертвую зону, должно быть у первой ступени, так как именно ее характеристика влияет в этом случае на подачу.

Перепуск газа с выкида на всасывание естественно ведет к значительному увеличению удельной работы. Выгодно осуществлять перепуск после I ступени компрессора, что существенно сокращает потери энергии. Устройство для перепуска устанавливается после межступенчатого холодильника для уменьшения объема газа, проходящего через перепускной вентиль.

Регулирование производительности поршневых компрессоров

Дросселирование потока на приеме компрессора также приводит к увеличению расхода удельной работы и росту степени сжатия и температуры у последней ступени.

На нагнетательный (или всасывающий) клапан компрессора можно воздействовать, удерживая его в **открытом состоянии** после перехода цилиндра к периоду всасывания (или нагнетания при воздействии на всасывающий клапан). Этим достигается обратный переток газа из нагнетательного патрубка в цилиндр или из цилиндра во всасывающий патрубок. От длительности удержания клапана в открытом состоянии зависят эффективность наполнения цилиндра новой порцией газа и подача компрессора.

Регулирование производительности поршневых компрессоров

В компрессорной станции с большим числом компрессоров рационально изменять **подачу газа, останавливая необходимое число машин**. Такой способ экономичен и удобен при необходимости перехода на новую подачу на длительный период.

В практике использования компрессоров чаще применяют **регу-лировку подачи отключением** компрессоров на компрессорной станции и изменением мертвого пространства подсоединением к цилиндру дополнительных полостей.

Турбокомпрессоры, принцип работы, схема

Лопастные компрессоры подобны по принципу действия лопастным насосам, в которых повышение давления воздуха или газа основано на принципе сообщения им большой скорости, преобразуемой затем в давление.

Область применения турбокомпрессоров - это низкие и средние давления и большие производительности. Здесь также применяются центробежные и осевые типы лопастных машин.

Лопастные компрессоры бывают *одноступенчатые и многоступенчатые.*

Турбокомпрессоры, принцип работы, схема

Как и во всякой центробежной машине, основной частью их являются рабочие колеса, при помощи которых передается энергия от двигателя к сжимаемому газу.

Уравнение для определения теоретического напора, создаваемого колесом центробежного насоса и формула Эйлера справедливы и при расчете центробежных компрессорных машин.

Турбокомпрессоры, принцип работы, схема

Правда через колесо турбокомпрессора протекает не капельная жидкость, а газ, вследствие чего рассматриваемые нами процессы несколько усложняются из-за изменения плотности газа при изменении его давления.

Однако существующие внутри колеса разности давлений так малы, что расчет можно вести по средней удельной плотности.

Турбокомпрессоры, принцип работы, схема

Рабочее колесо центробежной машины сообщает протекающему газу тем больший напор, чем больше будет окружная скорость на выходе из колеса.

На величину окружной скорости накладывает ограничение прочность колеса.

В настоящее время при выполнении колес из легированной стали в одном колесе можно получить степень сжатия $\xi = 1,25 \dots 1,5$.

Турбокомпрессоры, принцип работы, схема

Если требуется получить большие степени сжатия, то сжатие газа осуществляется последовательно в нескольких колесах.

Скорость газа при выходе его из рабочего колеса велика и достигает 160...170 м/с, т.е. газ обладает большой кинетической энергией.

Для преобразования кинетической энергии газа в давление в неподвижном корпусе турбомашины обычно предусматривают направляющий аппарат, реже безлопаточный диффузор, в котором скорость газа уменьшается и увеличивается его напор.

Особенности конструкции турбокомпрессора

Для сжатия газа лопастной машиной требуются большие окружные скорости, скорости газа в проходных каналах велики, и поэтому требования к рабочим колесам компрессора отличны от требований к рабочему колесу насоса.

Необходимы высокие чистота поверхности каналов и прочность колеса.

Обычно их делают из стали составными из дисков и лопаток так, чтобы можно было точно и чисто обработать их поверхности.

Особенности конструкции турбокомпрессора

Необходимость иметь высокие окружные скорости приводит к большой частоте вращения валов лопастных компрессоров (до 13000 об/мин и более). Поэтому ротор компрессора обычно подвергают динамической балансировке, а вал тщательно рассчитывают на критическую частоту вращения.

При работе центробежного компрессора между ступенями, а также внутри ступени возникают перепады давления, которые вызывают перетоки газа из зоны повышенного давления в зону пониженного давления. Для предотвращения утечек газа в зазорах применяют лабиринтовые уплотнения.

Особенности конструкции турбокомпрессора.

Рабочие колеса многоступенчатого турбокомпрессора, в отличие от колес многоступенчатого насоса, могут быть неодинаковыми по размерам.

При сжатии газа его объем уменьшается, и необходимость примерного сохранения скорости потока приводит к необходимости уменьшать площадь проходного сечения колес и их диаметры.

Сравнение с поршневым компрессором

Основные преимущества турбокомпрессора по сравнению с поршневыми компрессорами проявляются при сжатии больших количеств газа:

1. Турбокомпрессоры имеют меньшие основные размеры и массу при такой же мощности, как и у соответствующего поршневого ком-прессора.
2. Вал турбокомпрессора соединяется непосредственно с валом двигателя без механизмов, преобразующих частоту вращения.
3. Подача турбокомпрессора равномерна и непрерывна, что снимает необходимость устанавливать большие резервуары на стороне нагнетания.
4. Инерционные усилия уменьшаются до минимума, что позволяет строить более легкие фундаменты.
5. В них отсутствуют всасывающие и нагнетательные клапаны, что обеспечивает большую надежность работы
6. Подаваемый газ не загрязнен смазкой рабочих органов.

Сравнение с поршневым компрессором

К **недостаткам** турбокомпрессора можно отнести более низкий КПД и незначительный напор.

Характеристика турбокомпрессора

Так же как и для центробежных насосов, работа центробежного компрессора характеризуется соотношением основных параметров: p , N , η и Q .

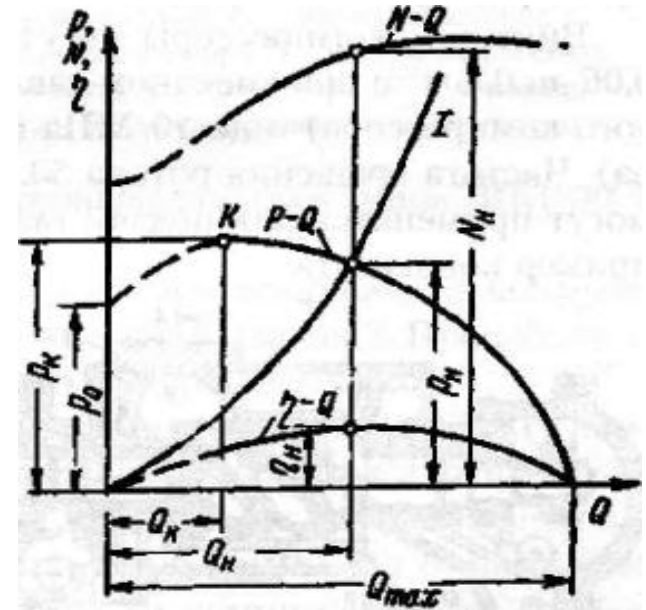
Зависимость давления, мощности и КПД от подачи называется характеристикой центробежного компрессора.

Характеристика турбокомпрессора

На рис. приведена характеристика центробежного компрессора при $\eta = \text{const}$.

Там же нанесена и характеристика сети (кривая I).

При работе в данной сети параметрами компрессора являются Q_H , N_H и η_H .

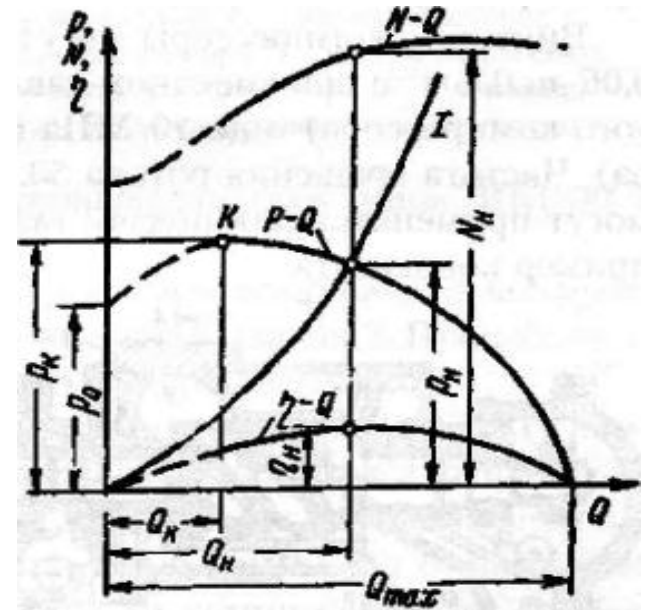


Характеристика турбокомпрессора

Характеристика турбокомпрессора

При уменьшении сопротивления сети производительность компрессора возрастает.

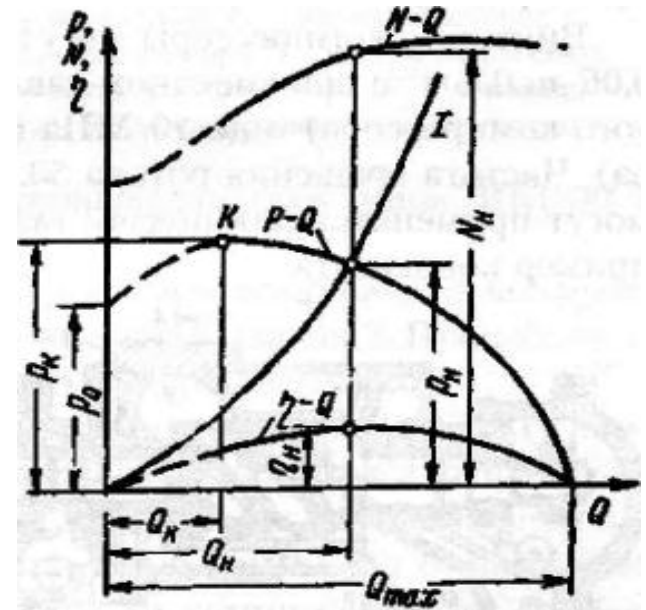
При отсутствии сопротивления сети (когда компрессор работает на «выброс») его производительность достигает максимального значения, т.е. Q_{max}



Характеристика турбокомпрессора

Характеристика турбокомпрессора

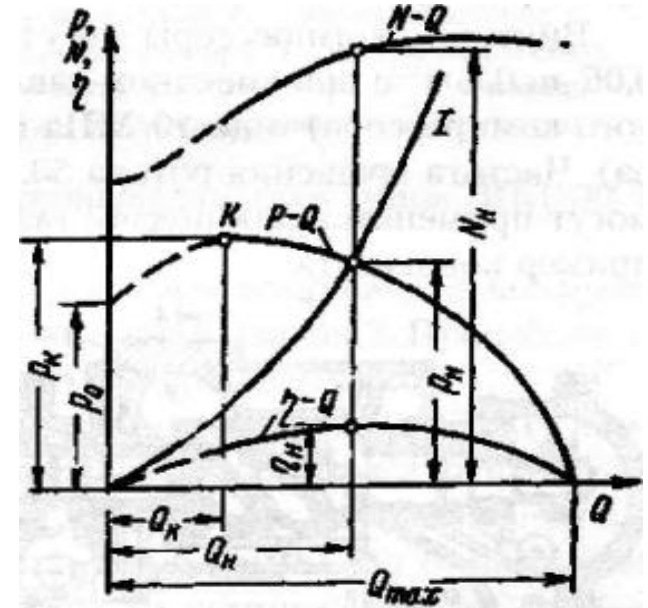
Как видно из рис., при работе центробежного компрессора его параметры могут достигать критических значений: Q_K и p_K (например, в точке K будет максимальное давление).



Характеристика турбокомпрессора

Характеристика турбокомпрессора

В случае работы компрессора при $Q < Q_K$, возникает явление помпажа, характеризующееся чередованием прекращения и возобновления подачи газа и сопровождающееся вибрациями машины и сотрясениями трубопроводов.

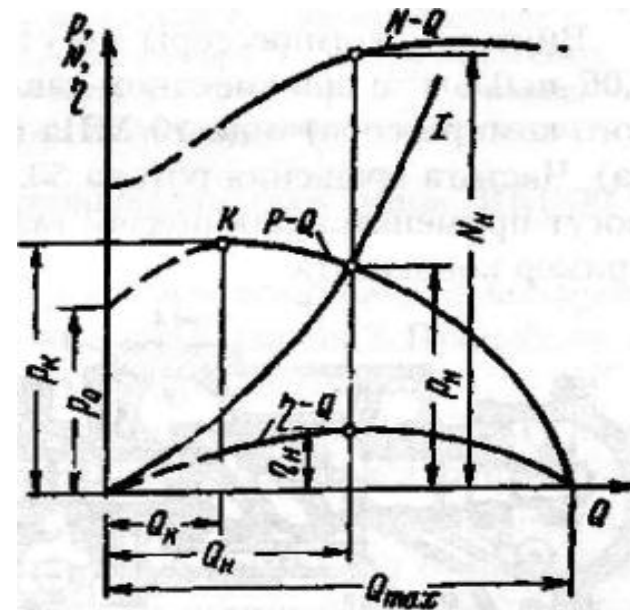


Характеристика турбокомпрессора

Характеристика турбокомпрессора

Явление помпажа объясняется следующим образом.

При сокращении подачи турбокомпрессора до Q_K давление нагнетания становится максимальным.

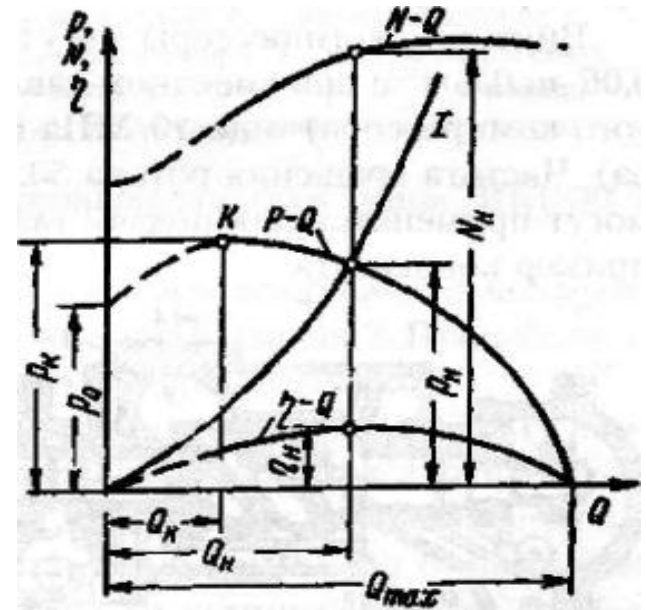


Характеристика турбокомпрессора

Характеристика турбокомпрессора

При дальнейшем уменьшении подачи $Q < Q_K$ давление, развиваемое компрессором падает до $p < p_K$.

В этом случае машина прекращает подачу и даже возможно обратное движение газа с линии нагнетания в линию всасывания.

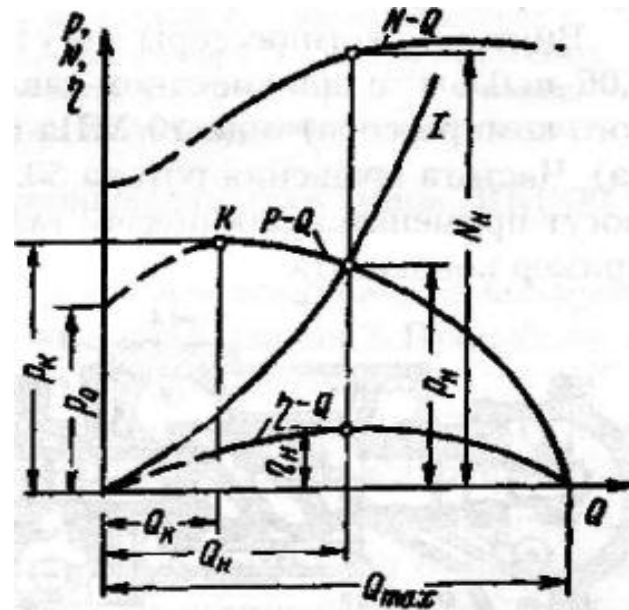


Характеристика турбокомпрессора

Характеристика турбокомпрессора

Поскольку расход сжатого газа остается Q , давление на линии нагнетания быстро падает, и компрессор возобновляет подачу.

Таким образом в сети возникают пульсация подачи и давления, период которых зависит от емкости сети, а амплитуда от характеристики турбокомпрессора.



Характеристика турбокомпрессора

Основные требования по техническому обслуживанию следующие:

1. Содержать компрессор в чистоте.
2. Ежедневно проверять уровень масла щупом и при необходимости доливать. Масло заменять через 300 ч работы, а у нового и отремонтированного компрессора - через 60 ч работы дважды. Применяемое компрессорное масло должно иметь сертификаты. Масло надо сливать сразу после остановки компрессора, пока оно не остыло.
3. Продувать водомаслоотделитель через 3...4 ч работы.
4. Ежедневно проверять натяжение ремня вентилятора. Нормальный прогиб ремня между шкивами должен быть равен 10...15 мм при нажатии на него с усилием 30...40 Н.

Основные требования по техническому обслуживанию следующие:

5. Следить за промежуточным и конечным давлением воздуха. В случае повышения промежуточного давления более чем на 0,23 МПа или понижения до 0,2 МПа необходимо остановить компрессор и сделать ревизию клапанов, сменить поломанные пластины. В случае повышения конечного давления в воздухохборнике более чем на 0,85 МПа следует остановить компрессор, сбросить давление в воздухохборнике, сделать ревизию предохранительного клапана и отрегулировать на давление сброса 0,82-0,85 МПа.
6. Периодически проверять затяжку всех болтовых соединений.
7. Через 40 ч работы набивать масленку вентилятора смазкой до появления ее из контрольного отверстия.

Основные требования по техническому обслуживанию следующие:

8. Периодически разбирать воздушные фильтры и промывать фильтрующие элементы в керосине.
9. У нового и отремонтированного компрессора первое подтягивание шатунных болтов выполнять через 50 ч работы, а последующее - через 150 ч работы компрессора.
Несвоевременное подтягивание может привести к аварии.

Эксплуатация поршневых компрессоров

Во время работы компрессора должно быть обеспечено наблюдение за:

- подачей смазки лубрикатором и количеством масла в резервуаре;
- давлением масла в циркуляционной системе смазки;
- распределением давления по ступеням компрессора и за давлением за последней ступенью;
- температурой газа, воды и масла.

Холодильники и газосборник следует периодически продувать, а исправность предохранительных клапанов проверять ежедневно.

Эксплуатация поршневых компрессоров

При эксплуатации компрессорных установок безусловно запрещается:

- работать, если температура конца сжатия в какой-либо из ступеней возросла выше 200 °С при смазке цилиндров маслом компрессорное 12 и 210 °С при смазке маслом компрессорное 19;
- работать, если в каком-либо из узлов слышатся стуки;
- крепить на ходу фундаментные болты и подтягивать фланцевые соединения, находящиеся под давлением;
- подтягивать или заглушать предохранительные клапаны;
- допускать работу компрессора при неисправной системе охлаждения;
- смазывать компрессор загрязненным маслом или маслом неподходящего качества;
- допускать загазованность помещения при сжатии газов;
- нарушать общие правила техники безопасности: работать без ограждений или заземления, с неисправной электропроводкой, при недостаточной освещенности и т.д.

Эксплуатация поршневых компрессоров

При **необходимости остановить** компрессор выполняются следующие операции:

- компрессор переводят на холостой ход и открывают продувочные вентили холодильников с тем, чтобы остановка компрессора производилась без нагрузки;
- останавливается двигатель;
- выключается охлаждающая вода; выключение воды следует делать общим вентилем, так как при этом не нарушается регулировка подачи воды; если есть опасность замерзания воды, ее надо спустить из всех холодильников и рубашек цилиндра.

Эксплуатация поршневых компрессоров

После остановки проверяют отсутствие нагрева подшипников и направляющих крейцкопфа.

При необходимости срочной остановки компрессора прежде всего надо остановить привод и затем выполнять остальные операции, указанные выше.

Контроль знаний

Контроль знаний

1. Изучите материалы лекции и заполните таблицу:

№	Тип компрессора	Основные параметры, формулы их расчета	Принцип работы	Фотография (блок-схема) компрессора	Особенности обслуживания компрессора
1	Ротационный				
2	Центробежный				
3	Осевой				
4	Поршневой				

Контроль знаний

Подготовить письменные ответы на вопросы:

1. Как работает одноступенчатый поршневой компрессор?
2. Какой процесс сжатия газа в компрессоре наиболее выгоден и почему?
3. Для чего применяют многоступенчатое сжатие? Изобразите процессы многоступенчатого сжатия идеального компрессора в диаграмме.
4. Какое различие между идеальным и реальным компрессорами?