КОМПРЕССОРЫ

План лекций

1. Поршневые компрессоры
2. Ротационные компрессоры
3. Турбокомпрессоры
4. Центробежные компрессоры

Компрессорывыпускаются

свыше 500 типоразмеров производительностью от 2,8 10‘^{5} до 200 м^{3}/с, давлением до 250 МПа и мощностью от нескольких

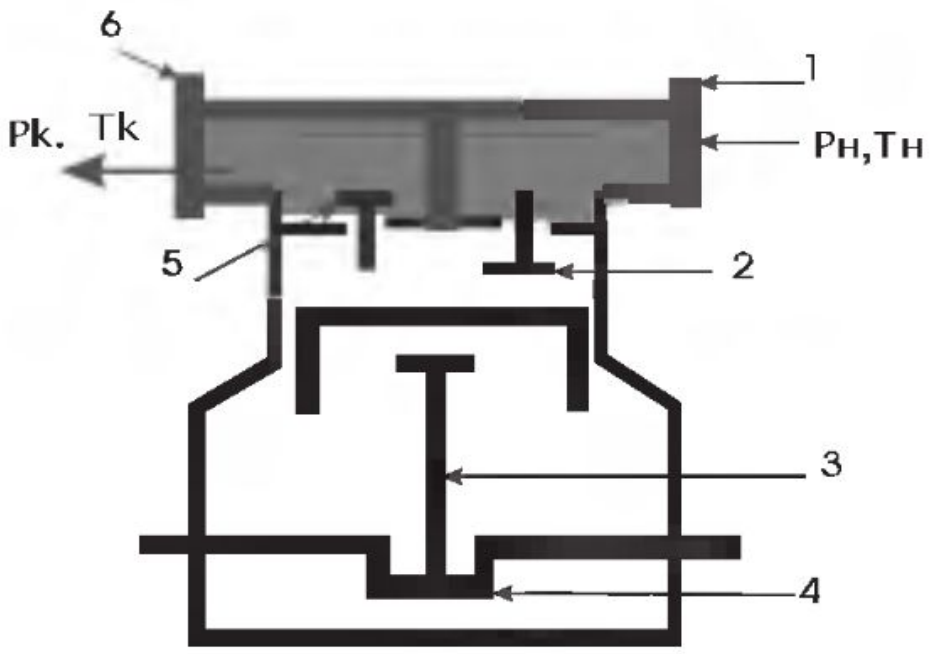

Рис. 4.1.1. Схема поршневого компрессора: 1 – всасывающий патрубок, 2 – всасывающий клапан, 3 – шатун, 4 – коленчатый вал, 5 – нагнетательные клапаны, 6 – нагнетательный патрубок

По принципу действия все многообразие компрессорных машин можно подразделить на объемные, динамические и струйные. В объемных компрессорах (рис. 4.1.1) передача энергии от двигателя к газу происходит в рабочей камере, периодически изменяющей объем из-за перемещения двигателем привода одной или нескольких ее стенок. В процессе изменения объема камера поочередно соединяется с полостью низкого и высокого давления газа. Некоторое время камера отсо единена от обеих полостей.

В процессе изменения объема камера поочередно соединяется с полостью низкого и высокого давления газа, а некоторое время оказывается отсоединенной от обеих полостей. За полный период изменения объема камеры газ, находящийся в ней, переместится из полости низкого в полость высокого давления. К объемным компрессорам относятся все виды поршневых, винтовых и роторных машин.

Все многообразие компрессоров можно подразделить на следующие группы по создаваемым ими давлениям нагнетания (давление перед вса сывающим патрубком принято равным атмосферному):

- миникомпрессоры, создающие давление до 1 МПа;
- компрессоры низкого давления (общепромышленного или общего назначения), сжимающие газ до 1,5 МПа;
- компрессоры среднего давления, сжимающие газы до 10 МПа;
- компрессоры высокого давления, создающие давление до 100 МПа;
- компрессоры сверхвысокого давления повышают давление газа выше 100 МПа.

По производительности компрессоры подразделяются на следующие группы:

- миникомпрессоры, производительность которых изменяется от 3- 10^4 до 0,01 $м^3/с$;
- компрессоры малой производительности с диапазоном ее изменения от 0,01 до 0,1 $м^3/с$, давление нагнетания до 1,5 МПа;
- компрессоры средней производительности с диапазоном ее изменения от 0,1 до 1 $м^3/с$;
- компрессоры большой производительности (выше 1 $м^3/с$).

Для получения высоких и сверхвысокихдавлений газа (100-350 МПа) при сравнительно небольших производительностях используются в основном поршневые компрессоры.

1. Поршневые компрессоры

Поршневые компрессоры были изобретены первыми и являются самыми распространенными из всех компрессоров. Поршневые компрессоры очень разнообразны: одинарного и двойного действия, со смазкой и бессмазочные, с разным числом цилиндров

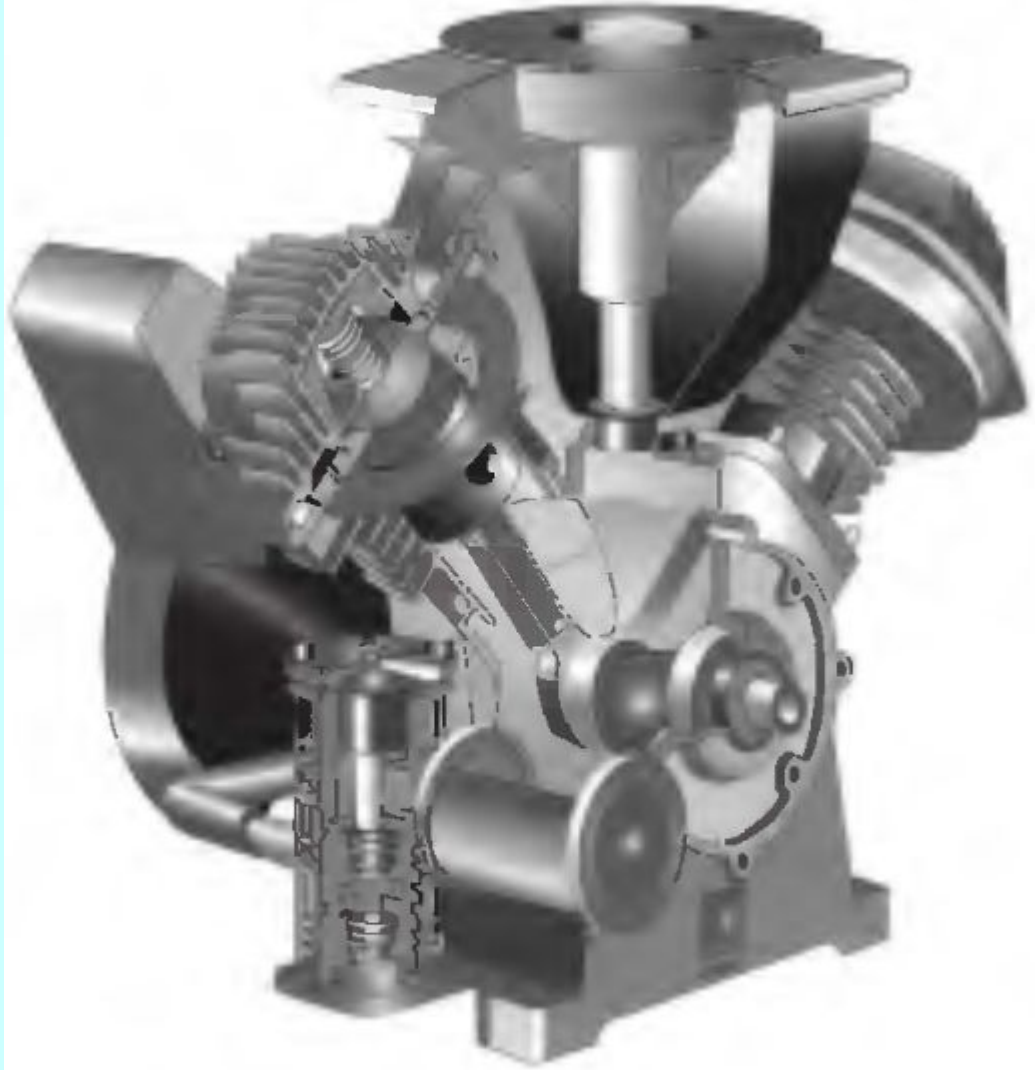

Рис. 4.1.1.а. Поршневой компрессор марки «Атлас Копко» V-образной конфигурации (вид в разрезе).

Схема поршневого компрессора показана на рис.4.1.1 . а.

Для примера приведем поршневой компрессор серии LE/LT шведской фирмы «Atlas

Серия компрессоров LE/LT при производительности от 2,70 до 28,90 л/с и давлении 10, 15, 20 и 30 бар - покрывает определенные потребности широкого круга конечных пользователей. Для увеличения срока службы используется V-образная конструкция и применены легкие материалы для снижения вибрации и улучшения теплоотвода.

Чугунный коленвал и охлаждающий вентилятор поддерживаются мощными подшипниками качения, обеспечивая длительный срок службы и гладкую и бесшумную эксплуатацию.

Уровни остаточного содержания масла являются очень низкими (< 01 г/кВт/ч), делая установки идеальными для непрерывно действующих основных промышленных применений. В комбинации с качественными воздушными продуктами компании Atlas Copco, такими, как фильтры серии DD/PD, осушители холодильного типа серии FD и осушители адсорбционного типа серии CD, они образуют высококачественные воздушные комплексы для области применении, где необходим сжатый воздух

Рис. 4.1.1.б. Поршневой компрессор LE/LT «Атлас Копко» на ресивере

Объемная производительность при теоретическом процессе определяется по формуле, $м^3/с$

$$V_T = S_{max} \cdot F \cdot \omega = V_h \cdot \omega$$

Где F- площадь поршня ;

S_{max} -максимальный ход поршня , $м^3$;

ω- частота вращения вала, $С^{-1}$;

$v_h = F \times S_{max}$ -объем среды, описываемой поршнем за ход, $м^3$;

$v_T = v_h \cdot \omega$ -объем, описываемый поршнем за секунду, $м^3/с$.

Массовая производительность компрессора при теоретическом процессе определяется по формуле, кг/с.

$$m_T = \rho_H \cdot V_T$$

Где ρ_H -плотность газа перед всасывающим патрубком компрессора , кг/м^3 .

Рассмотрим изменение энергии единицы массы газа при его перемещении через компрессор

$$de = \frac{\partial w}{\partial \tau} ds + g \frac{\partial z}{\partial s} ds + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} ds + \frac{\partial h_w}{\partial s} ds, \qquad (4.1.1)$$

где *de* - приращение удельной энергии газа *дж*/кг;
w-скорость потока, м/с;
т - время, с;
g- ускорение свободного падения, м/с^2;
z- положение центра тяжести элемента газа над плоскостью сравнения, м;
h - удельные затраты энергии на преодоление потоком газа сил трения и местных сопротивлений;
s - путь газа, м.

Интегрируем уравнение почленно

$$\int_{S_1}^{S_2} \frac{dw}{d\tau} ds = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{dw}{d\tau} w d\tau = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2},$$

где w_2 и w_1 - скорость газа на выходе и входе в компрессор.

В поршневых компрессорах скорости газа на входе w_1 и выходе w_2, из компрессора невелики и близки по значению. Поэтому изменением кинетической энергии можно пренебречь по сравнению с другими слагаемыми.

$$\int_{S_1}^{S_2} g \frac{Z}{s} ds = \left(Z_2 - Z_1\right) g$$

где Z_1 и Z_2, - положение центра тяжести элемента газа над плоскостью сравнения при входе и выходе из компрессора.

Так как входной и выходной патрубки компрессора располагаются на близких уровнях, этим изменением также можно пренебречь.

$$\int_{S_1}^{S_2} \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial s}\,ds = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial \tau}\,d\tau. \qquad (4.1.2)$$

Давление P зависит от времени τ и места положения элемента в проточной части. Полный дифференциал давления определяется по формуле,

$$dp = \frac{\partial p}{\partial s} ds + \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau,$$

следовательно,

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial s} ds = \frac{dp}{\rho} - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau,$$

$$\int_{p_1}^{p_2} \frac{1}{\rho} dp = \int_{p_H}^{p_k} v dp;$$

где V- переменный удельный объем, $м^3/кг$.

При теоретическом процессе рабочая камера герметична, нет теплообмена между газом и стенками. Следовательно, процесс сжатия можно считать адиабатическим. Выразим переменный удельный объем v через параметры газа в начале всасывания и переменное давление p

$$v = v_{\text{Н}} \cdot \left(p_{\text{Н}} / p\right)^{1/k},$$

тогда

$$\int_{p_{\text{И}}}^{p_{\text{Н}}} v_{\text{Н}} \cdot p_{\text{Н}}^{1/k} \frac{dp}{p^{1/k}} = p_{\text{Н}}^{1/k} \cdot v_{\text{Н}} \int_{p_{\text{И}}}^{p_{\text{Н}}} \frac{dp}{p^{1/k}} = \frac{k}{k-1} p_{\text{Н}} \cdot v_{\text{Н}} \left[\left(\frac{p_{\text{Н}}}{p_{\text{k}}}\right)^{\frac{k}{k-1}} - 1\right]$$

Примем следующие допущения:

- изменения давления газа перед всасывающим и после нагнетательного патрубка отсутствуют (*др/дт* =0), поэтому второй интеграл в уравнении равен нулю;
- потери на трение отсутствуют.

В этом случае

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial h_w}{\partial s} ds = 0.$$

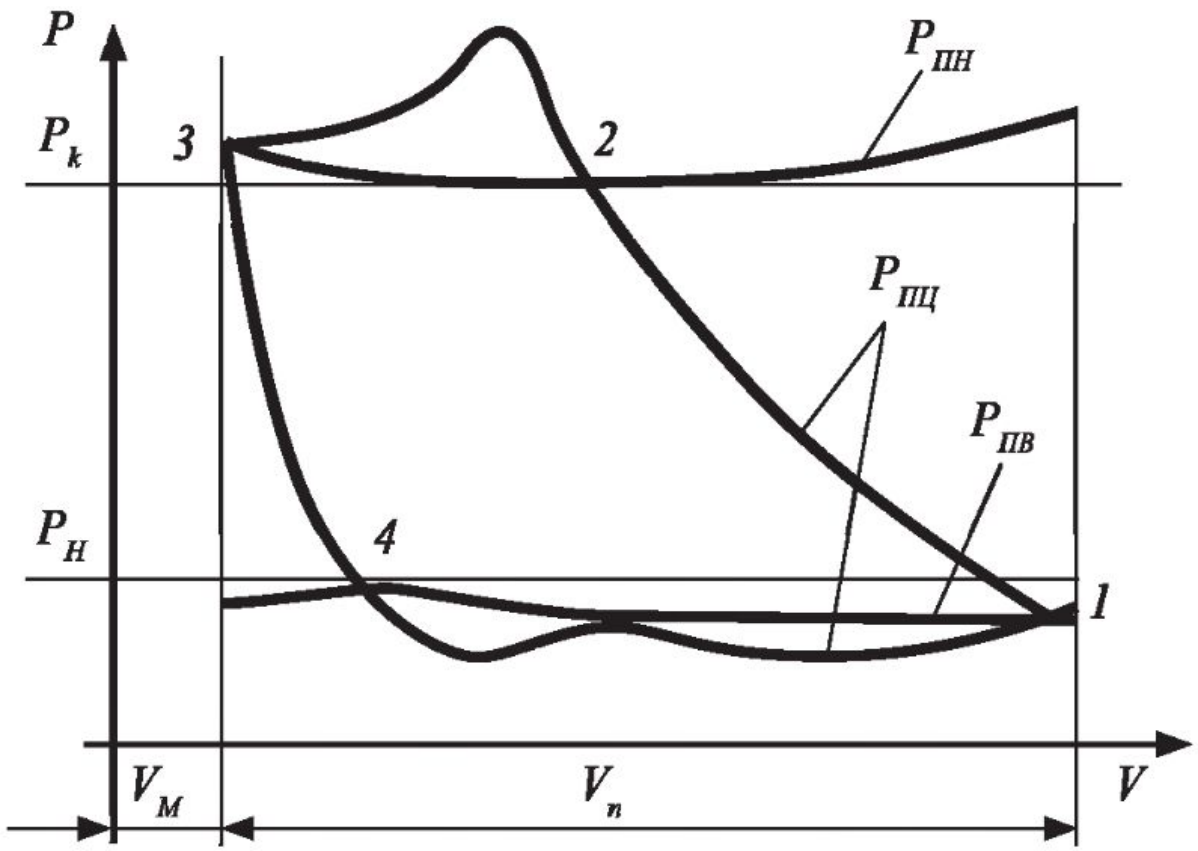

Рис. 4.1.2. Изменение давления, создаваемого компрессором в зависимости от объема цилиндра

Таким образом, приращение удельной энергии газа при прохождении через компрессор будет равно

$$e_{1-2} = \int_{p_k}^{p_H} v\,dp = [k/(k-1)]\,p_H \cdot v_H\left[\left(p_k/p_H\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right].$$

Приращение энергии газа при прохождении через компрессор будет

$$E_{1-2} = [k/(k-1)] \cdot m \cdot p_H \cdot v_H \cdot \left[\left(p_k / p_H \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

где ***m*** **-** масса проходящего газа, кг.

Подводимая мощность должна быть индикаторной. Она расходуется на сжатие-расширение газа, а также на преодоление трения в деталях механизма двигателя.

$$N = [k/(k-1)] \cdot p_H \cdot V_H \cdot \left[(p_k/p_H)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

$$N = [k/(k-1)] \cdot p_H \cdot (n \cdot \omega \cdot V_ц) \cdot \left[(p_k/p_H)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

где к - показатель адиабаты, равный для одноатомных газов 1,667; для двухатомных - 1,4; для трехатомных - 1,29; обычно для воздуха принимается к=1,4;

$V_Н$ - производительность компрессора, $м^3/с$;

$V_ц$ - объем цилиндра компрессора, $м^3$;

n - количество цилиндров;

$p = 176,5 \bullet (11T_Н + 11T_К)$ - средняя плотность перемещаемой среды, $кг/м^3$;

ω - частота вращения коленчатого вала, $с^{-1}$.

Реальный рабочий процесс компрессора отличается от теоретического тем, что практически ни одно из принятых допущений не соблюдается Кривая изменения давления в зависимости от объема цилиндра приведена на рис. 4.1.2.

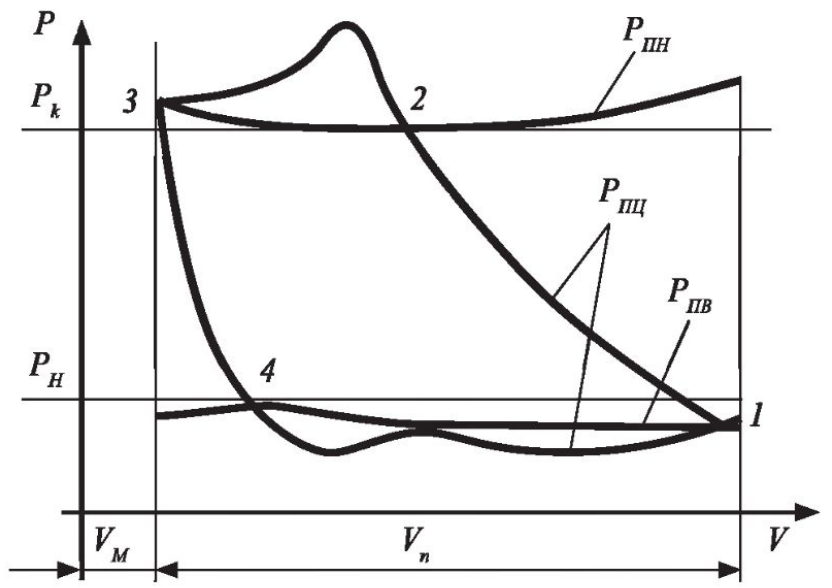

Рис. 4.1.2. Изменение давления, создаваемого компрессором в зависимости от объема цилиндра

На этом рисунке обозначены: $P_{пв}$ - давление в плоскости всасывания; $P_{пн}$ - давление в плоскости нагнетания; $P_{пц}$ - давление в плоскости цилиндра; 1-2 - сжатие; 2-3 - нагнетание; 3-4 - расширение; 4-1 - всасывание газа.

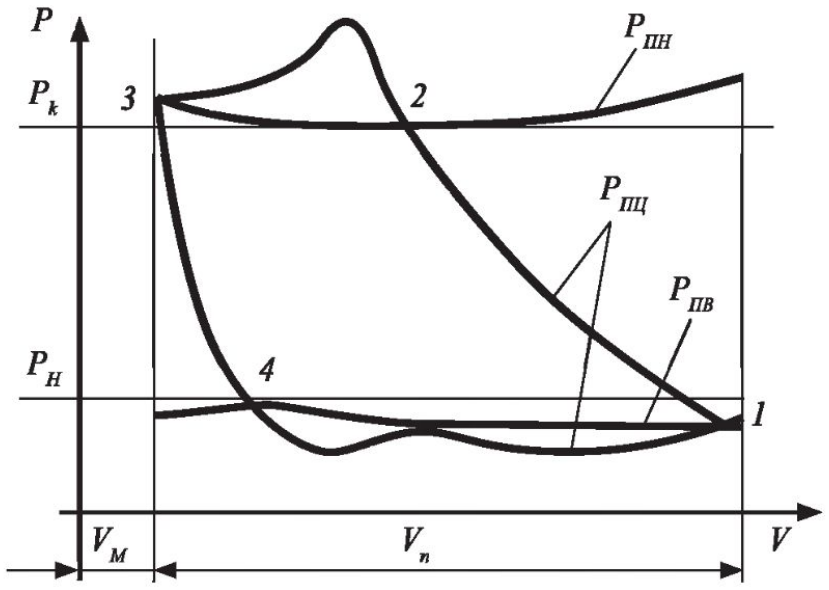

Рис. 4.1.2. Изменение давления, создаваемого компрессором в зависимости от объема цилиндра

Прямоугольник, образованный изобарами $P_н$=const, P_k=const и изохорами V_1= const, V_3= const, V =const, V=const, отображает теоретическое изменение термодинамических параметров рабочей среды; а кривая 1-2-3-4-1 - реальное изменение параметров.

Характеристики поршневых компрессоров

Наименование параметров	Тип компрессора						
	ПК – 1,75	ПК – 3,5	ПК – 5,25	ПК – 1,75М	ПК – 2,5М	ПК – 3,5М	ПК – 5,25М
Число цилиндров, n	2	4	6	2	2	4	4
Производительность Vн, $м^3/с$	0,03	0,058	0,087	0,03	0,04	0,058	0,087
Конечное избыточное давление Рк, МПа	0,7 (кратковременно 0,9)						
Частота вращения коленчатого вала, $с^{-1}$	25			16	25	16	25
Мощность на валу компрессора, кВт	13,3	25	35	11	16	21,5	33

Пример 1.

Определить мощность, потребляемую поршневым четырехцилиндровым компрессором, производительностью 0,058 $м^3/с$, создающим давление 0,7 МПа. Начальное давление 0,1 МПа, начальная температура воздуха 25°С, конечная температура - 60°С. Частоту вращения коленчатого вала принять 25 $с^{-1}$.

Решение.

Определение средней плотности воздуха

$$\bar{\rho} = 176,5 \cdot \left(1/T_H + 1/T_K\right) =$$

$$= 176,5 \cdot \left[1/\left(25,0 + 273\right) + 1/\left(60,0 + 273\right)\right] = 1,12 \text{ кг/м}^3.$$

Определение потребляемой мощности

$$N = \left[k/(k-1)\right] \cdot n \cdot \omega \cdot p_H \cdot \bar{\rho} \cdot V_H \cdot \left[\left(p_K/p_H\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]$$

$$N = \left[1,4/(1,4-1)\right] \cdot 4 \cdot 25 \cdot 0,1 \cdot 175,6 \cdot \left(\frac{1}{273+25} + \frac{1}{273+60}\right) \cdot$$

$$\cdot 0,058 \cdot \left[\left(0,7/0,1\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1\right] = 4 \text{ кВт}$$

Пример 2.

Определить потребляемую мощность компрессора типа ПК - 3,5, производительностью 3,5 $м^3$/мин, при числе цилиндров 4, частоте вращения коленчатого вала 25 $с^{-1}$. Конечное давление, создаваемое ком прессором, 0,9 МПа. Температура среды в процессе прохождения через компрессор меняется от 20 °С до 75 °С. Начальное давление равно 0,1 МПа.

Пример 3.

Определить потребляемую мощность компрессора типа ПК - 5,25, производительностью 5,25 $м^3$/мин, при числе цилиндров 6 и частоте вращения коленчатого вала 25 $с^{-1}$. Конечное давление, создаваемое компрессором, 1,2 МПа, начальное 0,05 МПа. Изменение температуры пере-качиваемой через компрессор среды 20-80 °С.

Пример 4.

Определить расход среды, $м^3/с$, создаваемый компрессором типа ПК - 1,75, который потребляет мощность на валу 13,3 кВт. Число цилиндров - 2, создаваемое конечное давление 0,7 МПа, начальное 0,1 МПа. Частота вращения коленчатого вала 25 $с^1$. Температура перекачиваемой среды увеличивается от 25°С до 95°С.

2. Ротационные компрессоры

К ротационным компрессорам относятся: пластинчатые компрессоры, водокольцевые, восьмерочные, винтовые (безмасляные и с нагнетанием жидкости в камеру сжатия) и спиральные компрессоры.

2.1 Пластинчатые компрессоры

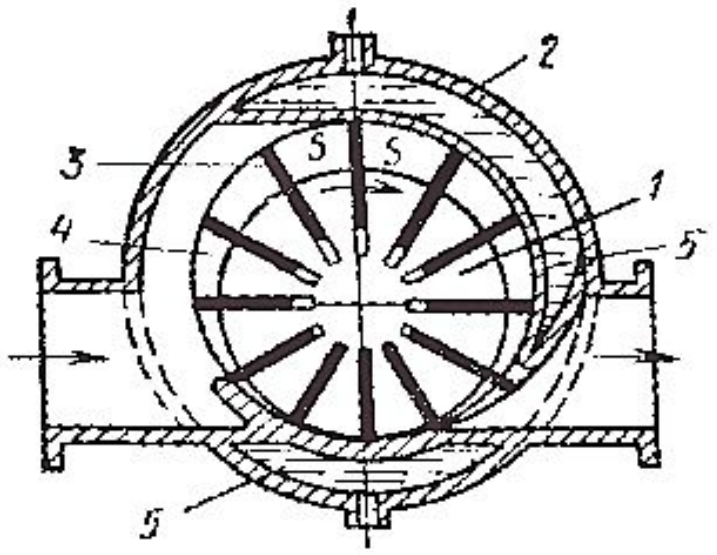

Рис. 4.2.1. Схема пластинчатого компрессора

На рис. 4.2.1. приведена схема пластинчатого компрессора. Он состоит из ротора 1, установленного эксцентрично внутри корпуса (статора) 2. В роторе выполнены радиальные прорези, в которые свободно вставлены стальные пластины (шиберы) 3. Вокруг ротора образуется серповидное пространство S-S. Это пространство делится на замкнутые объемы 4, в которых газ переносится из области всасывания в область нагнетания. Такая схема компрессора обладает хорошей динамической уравновешенностью и позволяет сообщить ротору высокую частоту вращения и соединить машину непосредственно с электродвигателем с частотой вращения до 1500 об/мин. Степень сжатия таких компрессоров достигает 5-6. При степенях сжатия выше 1,5 необходима водяная рубашка охлаждения 5.

Для компрессора с ротором диаметром ***D*** имеющего ***Z*** пластин толщиной ***д*** и эксцентриситете ***e,*** при частоте вращения ротора ***n*** расход газа будет равен

$$V=\lambda_0(\pi \cdot D-\delta \cdot Z) \cdot l \cdot e \cdot n/60, \text{ м}^3/\text{с},$$

где$\lambda_{()}$ - коэффициент подачи, имеющий значение 0,5-0,8 и зависящий от степени сжатия компрессора.

Регулирование расхода газа обычно осуществляют путем изменения частоты вращения, наибольшая глубина регулирования составляет около 50% номинала.

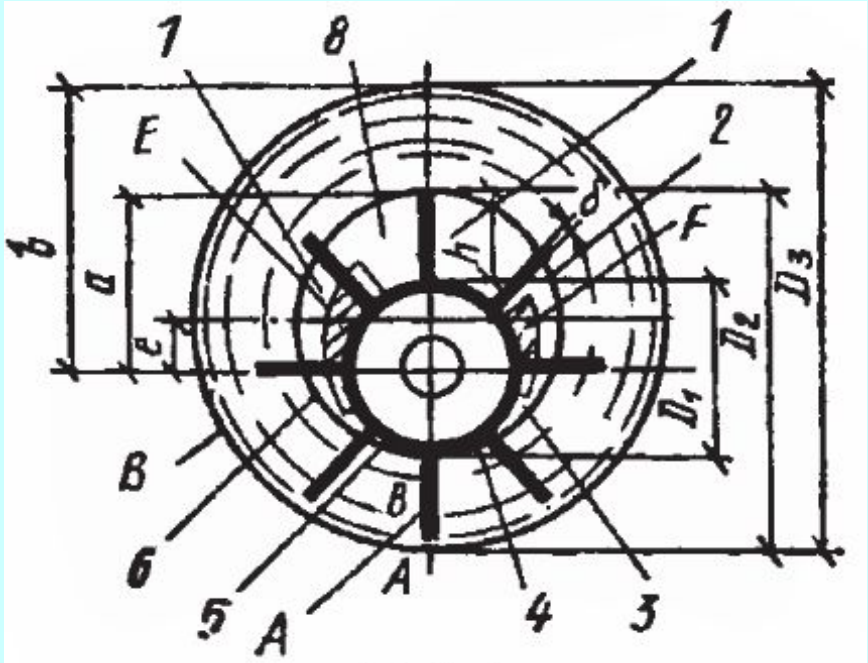

Рис. 4.2.2. Схема водокольцевого компрессора

2.2 Водокольцевые компрессоры

Схема водокольцевого компрессора показана на рис. 4.2.2. Рабочее колесо А с лопатками, неподвижно закрепленными на колесе, вставлены в корпус В с некоторым эксцентриситетом. При вращении рабочего колеса жидкостное кольцо образует свободную поверхность. Рабочее пространство 1-4 возрастает, в результате чего через всасывающее отверстие Е поступает газ. Вторая половина объема (пространство 5-8) уменьшается, происходит сжатие газа и выталкивание его через нагнетательное отверстие F. Роль корпуса в таком компрессоре выполняет жидкостное кольцо, в которое погружаются лопатки вращающегося ротора.

Для компрессора с ротором длиной ***l*** и числом лопаток ***Z***, имеющих толщину ***д*** и высоту ***h,*** при частоте вращения ***n***, об/мин, теоретический объем поступающего газа будет равен

$$V=\lambda_0(\pi \cdot D-\delta \cdot Z) \cdot l \cdot e \cdot n/60, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительное количество газа, подаваемое компрессором, будет меньше вследствие того, что при сжатии жидкостного кольца давление в этой части будет больше, а толщина кольца - меньше.

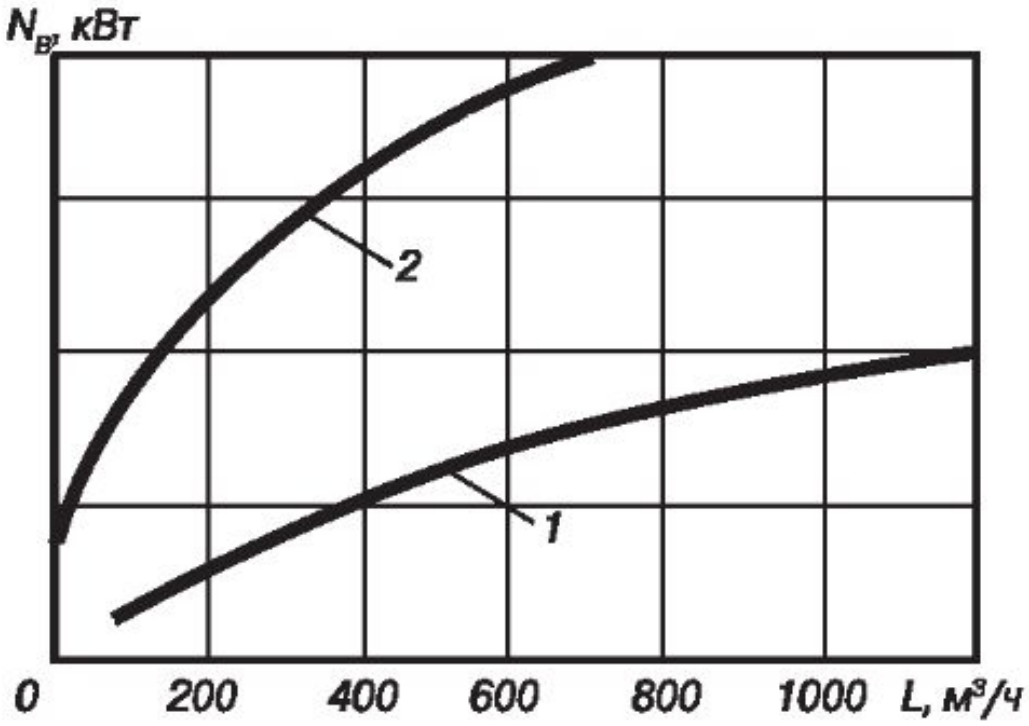

Рис. 4.2.3. Сравнительные мощностные характеристики компрессоров:
1 – пластинчатый; 2 – водокольцевой

На рис. 4.2.3 произведено сравнение потребляемой мощности двух компрессоров (пластинчатого и водокольцевого).

Как видно, водокольцевые компрессоры при одном и том же расходе создают давление больше, чем пластинчатые. Поэтому последние экономически более выгодны.

Водокольцевые компрессоры используются там, где требуются сравнительно небольшие давления (до 10^5 Па). Однако они достаточно эффективны и используются как вакуум-насосы. В этом случае они создают разряжение до 98%.

2.3Компрессоры с восьмеричными роторами

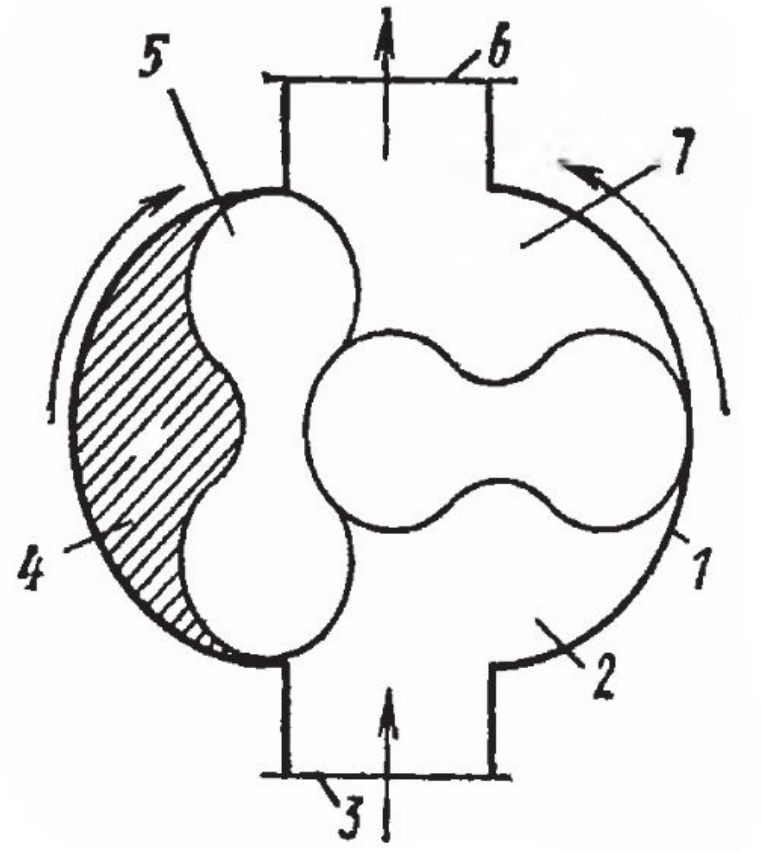

Рис. 4.2.4. Схема компрессора с восьмеричным ротором

К машинам с восьмеричными роторами относится компрессор, схема которого приведена на рис. 4.2.4 Он состоит из корпуса 1 эл липтической формы, имеющего всасывающий 3 и нагнетательный пат рубок 6. В корпусе симметрично горизонтальной оси расположены два ротора 5, имеющие форму восьмерок. Роторы жестко связаны с валами и вращаются с равными угловыми скоростями, но в проти воположные стороны. Положение роторов на рис. 4.2.4 соответствует моменту всасывания газа в полость 2 между правым ротором и стенкой корпуса. Всасывание прекратится в тот момент, когда ротор займет вертикальное положение. Левый ротор в это время расположится перпендикулярно правому, т.е. примет горизонтальное положение. При дальнейшем вращении правого ротора по стрелке, показанной на рисунке, полость 2 сообщается с нагнетательным пространством 7 и полостью 4 между левым ротором и стенкой корпуса. Тогда сжатый газ из пространства 7 переходит в полость 4, сжимая находящийся там газ, только поданный левым ротором, повышая его давление. Когда же левый ротор, вращаясь по часовой стрелке, займет вертикальное положение, начнется выталкивание сжатого газа. Таким образом, когда в полости 2 идет всасывание газа, в нагнетательном пространстве 7 и полости 4 происходит сжатие газа и его выталкивание.

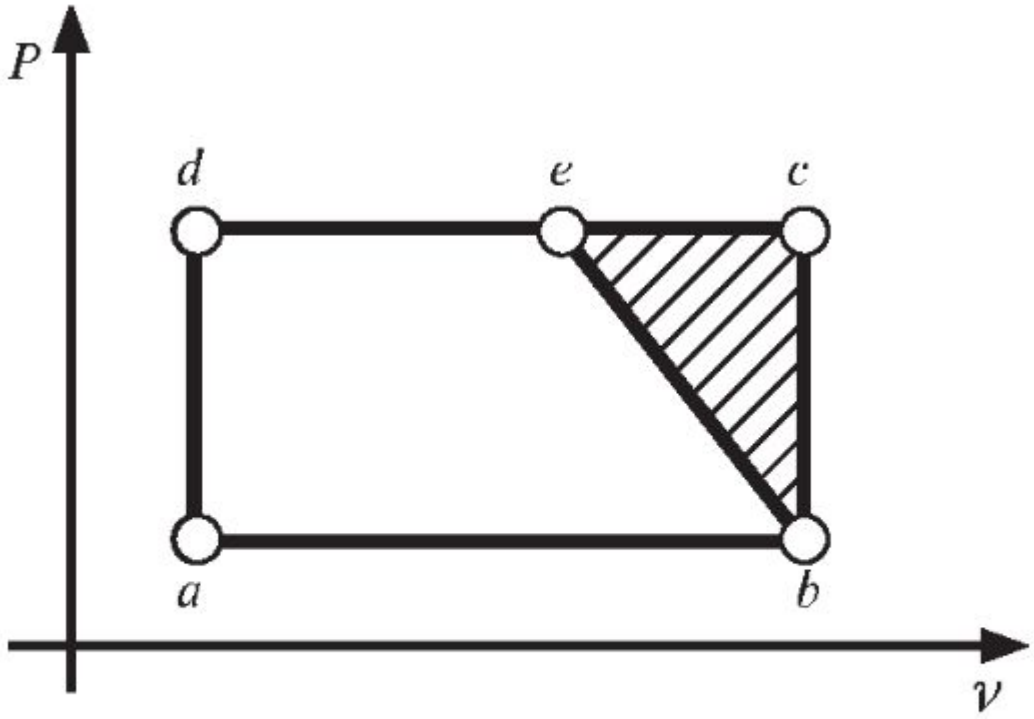

Рис..4.2.5. Характеристика компрессора с восьмеричным ротором

На рис. 4.2.5 приведена теоретическая характеристика рассматриваемого типа компрессора. На характеристике обозначены: *ab* - линия всасывания, *cd* - линия нагнетания, *bc* - линия выравнивания давления, *be* - линия сжатия, *da*- линия падения давления после выталкивания газа. Площадь abed представляет собой работу, требу*емую* ДЛЯ Сжатия газа, находящегося в плоскости сжатия. Заштрихованная часть диаграммы характеризует работу, которая теряется при сжатии газа.

Теоретический объем газа, всасываемый компрессором за один оборот, определяется по формуле

$$V_T = 4 \cdot F_0 \cdot l,$$

где F_o- площадь 4 между ротором и корпусом, м^2, l-длинаротора, м.

Объем, описываемый ротором за один оборот, равен четырехкратному рабочему объему.

Действительный объем всасываемого газа с учетом КПД равен

$$V_Д = 4 \cdot F_0 \cdot l \cdot \lambda_0 \cdot n/60,$$

Где $\boldsymbol{\lambda}_0$- объемный КПД компрессора, ***n*** **-** частота вращения привода, об/мин.

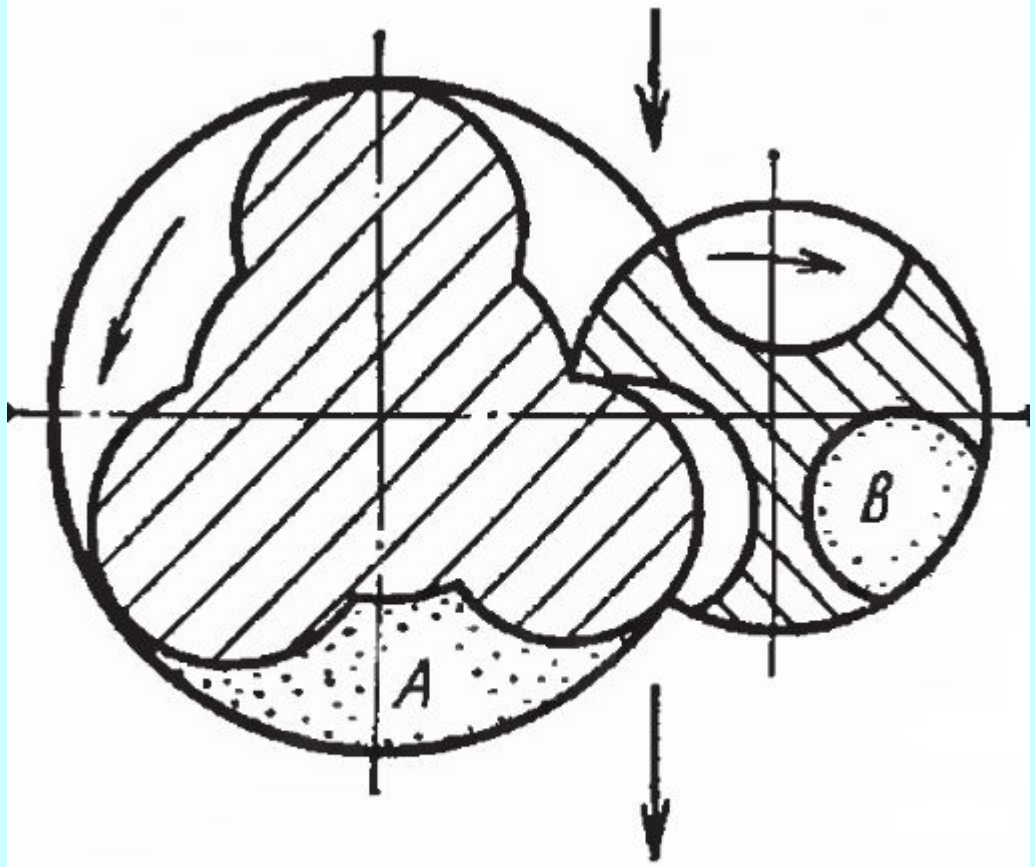

Рис.4.2.6. Разрез винтового компрессора

Традиционно, и как было рассмотрено выше в данном параграфе, воздуходувки конструировались на базе двухлопастных роторов. В настоящее время основными рабочими элементами серии ZL ротационных воздуходувок объемного сжатия «Атлас Копко» являются трехлопастные роторы, которые отличаются более высокой энергоэффективностью И плавным потоком по сравнению с обычными воздуходувками. Для максимального снижения пульсаций в корпусе камеры (область сжатия) прото чены специальные каналы. Происходит процесс частичного перетекания воздуха из одной области в другую. Такая конструкция увеличивает срок службы гибких элементов в системе аэрации, а также предохраняет пневматический транспорт от нежелательных пульсаций. Снижение пульса также положительно сказывается на самом механизме: снижение нагрузки увеличивает продолжительность срока службы подшипников, снижается уровень вибрации.

Рис. 4.2.6.а. ZL-элемент

Рабочий элемент (представленный на рис. 4.2.6.а) состоит из двух трехлопастных роторов, вращающихся внутри камеры овальной формы. Двигатель приводит в движение роторы с помощью механизма синхронизации. Оба ротора вращаются с одинаковой скоростью в противоположных направлениях.

Воздуходувка не является объемным компрессором, так как она работает без внутреннего сжатия. Воздуходувки обычно бывают бессма-зочными. В них используется воздушное охлаждение. Низкий КПД ограничивает область применения. Они используются там, где требуется низкое давление. Сжатие происходит в одну ступень, хотя производятся двух- и трехступенчатые модели. Воздуходувки часто используются в качестве вакуумных насосов и для пневматического транспорта.

ZL-воздуходувки марки «Атлас Копко» охватывают диапазон произпроизводительности от 100 до почти 8300м^3/час, при избыточном давлении до 1000 мбар.

Рис. 4.2.6.б. Ротационная воздуходувка «Атлас Копко» объемного сжатия ZL 1200

На рис. 4.2.6.б представлена ротационная воздуходувка «Атлас Копко» объемного сжатия серии ZL производительность ю 1200 м^3/час.

2.4 Винтовые безмасляные компрессоры

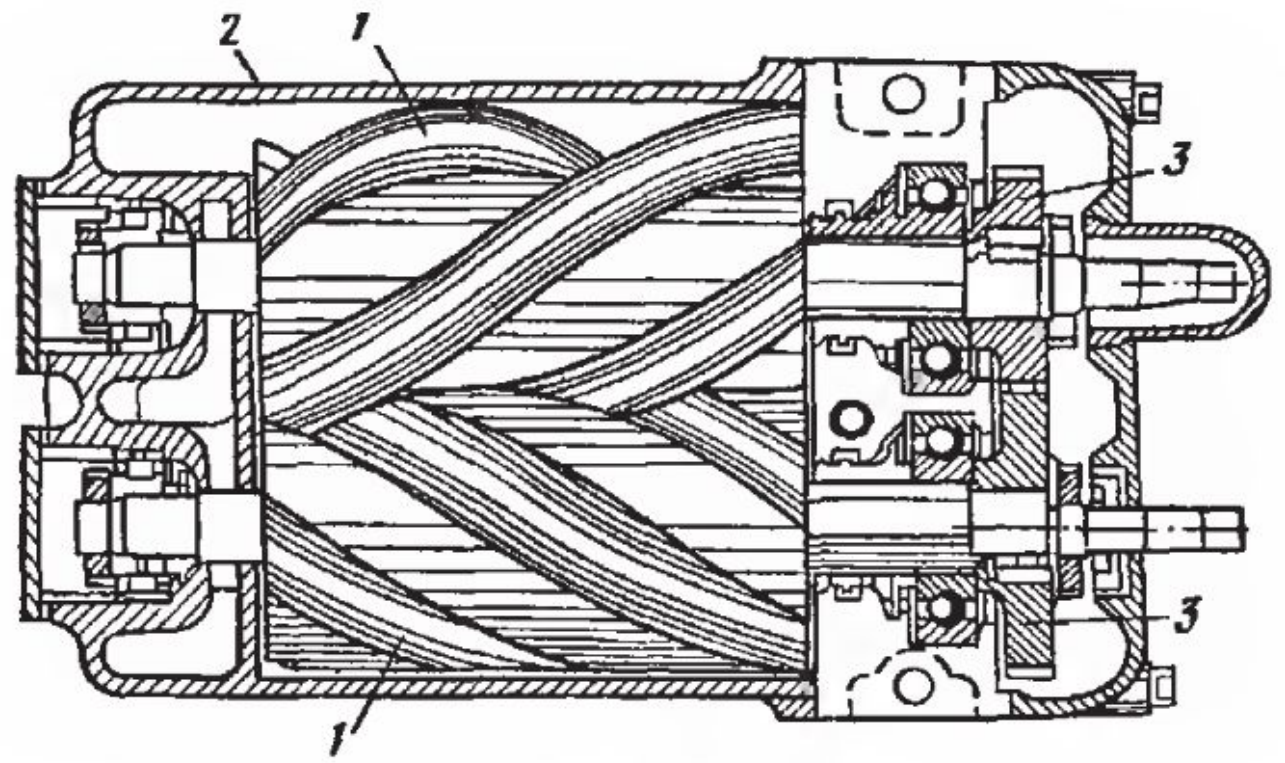

Рис. 4.2.7. Схема винтового компрессора

Схема винтового компрессора показана на рис. 4.2.7. Эта машина имеет два ротора 1 с параллельными осями, вращающихся с небольшими зазорами в корпусе 2 и связанных между собой парой шестерен 3.

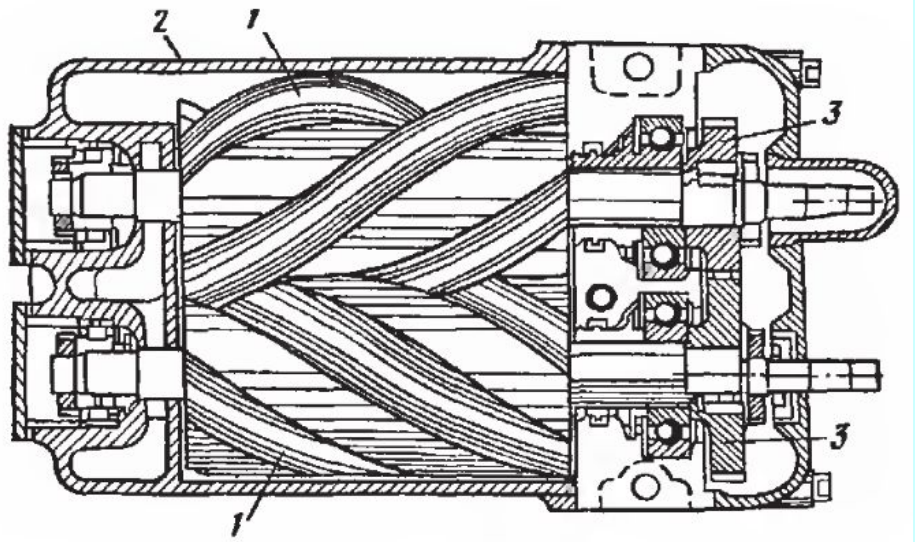

Рис. 4.2.7. Схема винтового компрессора

Роторы винтового компрессора представляют собой цилиндрические шестерни с малым числом винтовых зубьев. Зацепление зубьев циклоидальное точечное, при этом у одного из роторов зубья лежат целиком вне начальной окружности и имеют выпуклый профиль, а у другого - внутри начальной окружности и имеют вогнутый профиль (см. рис. 4.2.7). Подвод и отвод газа производится через патрубки, расположенные на двух противоположных углах корпуса, так что газ проходит через компрессор в диа гональном направлении. При вращении роторов газ в плоскостях А и В, ограниченных поверхностями роторов, корпуса и линией соприкосновения роторов, перемещается в осевом направлении со стороны всасывания к стороне нагнетания. Эти компрессоры работают с частотой вращения 1000-10000 об/мин. Подача газа лежит в пределах 0,5-300 $м^3$/мин. Создают давления выше 2.10^5 Па, при КПД выше, чем у других типов компрессоров.

В первых винтовых компрессорах, так называемых бессмазочных компрессорах или компрессорах с сухим сжатием, винт имел симметричный профиль, и в камере сжатия не использовалась жидкость. В конце 1960-х годов были внедрены высокоскоростные бессмазочные винтовые компрессоры с асимметричным профилем винта. Новый профиль винта, благодаря уменьшению внутренней утечки, позволил значительно повысить КПД.

Рис. 4.2.7.а. Ступень безмасляного винтового компрессора компании «Атлас Копко»
Шейки ведущего и ведомого роторов закреплены в корпусе, который оснащен рубашкой с водяным охлаждением. Передний ротор с четырьмя выступами является ведущим и присоединен к редуктору. Дальний ротор с шестью выступами является ведомым. Он удерживается на месте синхронизирующим устройством. Уникальное углеграфитное покрытие предотвращает коррозию ротора

В компрессорах с сухим сжатием для синхронизации вращающихся навстречу друг другу роторов используется внешняя зубчатая передача. Так как роторы не соприкасаются ни друг с другом, ни с корпусом компрессора, в камере сжатия отдельной смазки не требуется. Поэтому в сжатом воздухе совершенно отсутствует масло. Роторы и корпус изготавливаются с высокой точностью, чтобы уменьшить утечку воздуха со стороны нагнетания в сторону впуска. Полное отношение давлений ограничивается разностью температур на впуске и выпуске. Поэтому бессма зочные винтовые компрессоры зачастую изготавливаются с несколькими

Для примера приведем винтовой безмасляный компрессор серии Z шведской фирмы «Atlas Copco»:

Компрессор ZR - это безмасляный двухступенчатый винтовой компрессор с водяным охлаждением, высокой энергоэффективностью и низким уровнем шума (70 дБ). Все элементы компрессора «Атлас Копко» смонтированы на собственной силовой раме, компрессор оснащен всеми соединительными патрубками и трубопроводами, а также ручной и автоматической системами слива конденсата. В состав компрессора входят: два расположенных последовательно компрессорных элемента с приводом от электродвигателя через редуктор, полностью закрытый электродвигатель, а также системы смазки, охлаждения, регулирования и контроля. Компрессор помещен в звукоизолирующий корпус, в который вмонтирован шкаф электроавтоматики с русифицированным микропроцессорным модулем Elektronikon® и встроенным адсорбционным осушителем сжатого воздуха, обеспечивающим на выходе сухой сжатый воздух с температурой точки росы до -40°С. Эта компоновка «все-в-одном» снижает потребность в площади при установке компрессора, обеспечивает единую точку привода электроэнергии, что также обеспечивает экономию расходов при монтаже компрессора.

Рис. 4.2.7.6. Безмасляный двухступенчатый винтовой компрессор «Атлас Копко» ZR55-90 VSD FF

На рис.4.2.7.6. представлена модель безмасляного двухступенчатого винтового компрессора «АтласКопко» ZR55-90 VSD FF производительностью до 13м^3/мин, максимальным давлением до 10,4 бар и габаритами 2550х1376х1980м м.

2.5 Спиральные компрессоры

Рис. 4.2.7.г. Спиральный компрессор SF4 «Атлас Копко» на ресивере

Спиральный компрессор (рис. 4.2.7.в) является разновидностью бесмазочного ротационного объемного компрессора, т.е. он сжимает определенное количество возжуха в постепенно умешающемся объеме. Компрессорный элемент состоит из неподвижной спирали в корпусе элемента, приводимой двигателем подвижной эксцентричной спирали. Спирали смонтированы со сдвигом по фазе на 180 ^{0} так, чтобы они образовывали воздушные полости с изменяющимся объемом. Это обеспечивает радиальную устойчивость компрессорного элемента. Утечка уменьшается до минимума, так как разность давлений между воздушными полостями меньше разности давлений во впускных и выпускных каналах. Подвижная спираль приводится в движение коенчатым валом с коротким рабочим ходом ходом и движется эксцентрично относительно центра неподвижной спирали. Впускной канал находится в верхней части части корпуса элемента. Когда подвижная спираль движется против часой стрелки, воздух всасывается, захватывается подной из воздушных полостей и сжимается, двигаясь по направлению к центру, где расположены выпускной канал и обратный клапан. Цикл сжатия продолжается в течение 2,5 оборота, что фактически обеспечивает постоянный воздушный поток без пульсаций. Процесс относительно бесшумный и почти без вибрации, так как не возникает переменного вращающего момента, как, например в поршневом компрессоре.

Одна из разновидностей спиральных компрессоров марки «Атлас Копко» серии SF, производительностью 0,4 $м^3$/мин и максимальным давлением 10 бар, представлена на рисунке 4.2.7.

2.6 Компрессоры винтовые с нагнетанием жидкости в камеру сжатия

Винтовые компрессоры с нагнетанием жидкости охлаждаются и смазываются жидкостью, которая нагнетается в камеру сжатия, а также зачастую и в подшипники компрессора . Жидкость предназначена для охлаждения и смазки компрессорного элемента, а также для уменьшения обратной утечки воздуха в сторону воздухозабора.

В настоящее время для этих целей чаще всего используется масло из-за его хороших смазочных свойств, но могут применяться и другие жидкости, например, вода. Винтовые компрессорные элементы с нагнетанием жидкости могут изготавливаться с большим отношением сжатия, и поэтому для давлений до 13 бар обычно достаточно одной ступени сжатия. Малая обратная утечка в элементе означает также, что эффективно работают даже относительно небольшие компрессоры.

Рис. 4.2.7.д. Маслосмазываемый винтовой компрессор GA7 марки «Атлас Копко» одноступенчатого сжатия на ресивере

На рисунке 4.2.7д представлена модель маслосмазываемого винтового компрессора GA-7 марки «Атлас Копко», производительностью 1м^3/мин и максимальным давлением 10 бар.

3. Турбокомпрессоры

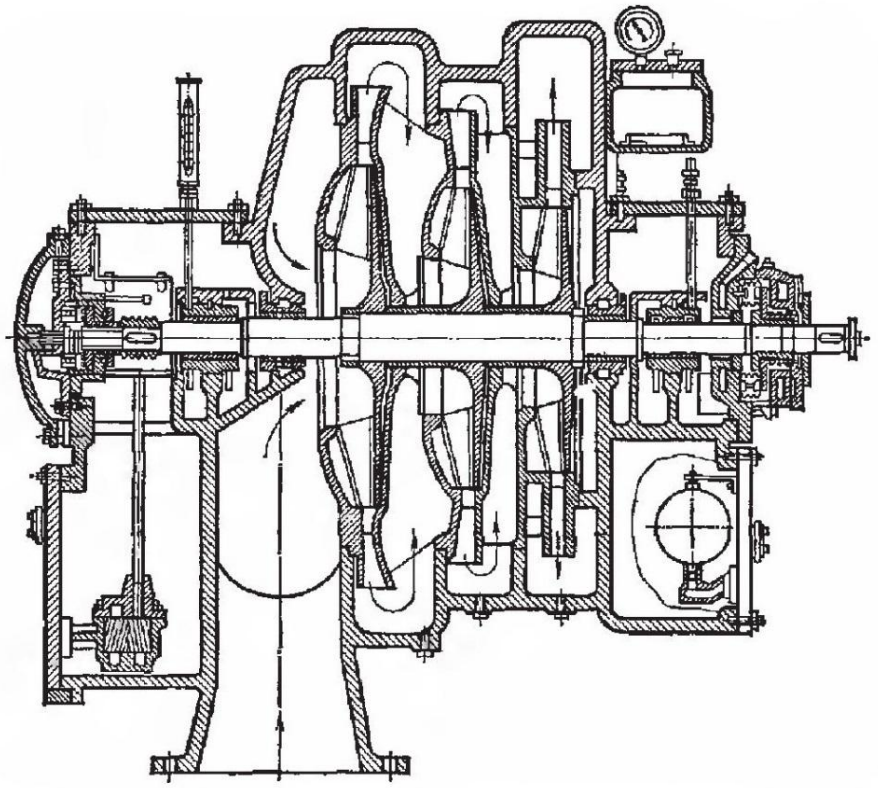

Рис. 4.2.8. Турбокомпрессор

Принципиально турбокомпрессор можно представить как несколько последвательно соединенных на одну валу радиальных вентиляторов (или осевых). Между ступенями для повышения КПД устанавливаются направляющие аппараты. Турбокомпрессор по сравнению с другими компрессорами более компактен и надежен и имеет гораздо большую производительность.

Для регулирования производительности компрессора часто устанавливается перепускной клапан, или регулирование производят изменением частоты вращения рабочего колеса.

Динамические компрессоры (называемые также «турбокомпрессоры») бывают осевой и радиальной конструкций. Компрессоры радиальной конструкции называют центробежными. Динамический компрессор работает с постоянным давлением в противоположность объемным компрессорам, работающим с постоянной производительностью. Производительность динамического компрессора подвержена внешним условиям, например, небольшое изменение давления на входе приводит к большому изменению производительности.

4.
Центробежные компрессоры

Центробежные компрессоры характеризуются радиальным выходным потоком. Воздух подводится в центр вращающегося рабочего колеса с радиальными лопатками (крыльчатки) и выбрасывается к переферии центробежными силами. Перед поступлением в центр следующей крыльчатки воздух проходит диффузор и спиральную камеру, где кинетическая энергия превращается в давление. Степень повышения давления на каждой ступени зависит от увелечения скорости воздуха после крыльчатки. Промежуточное охлаждение воздуха необходимо вследствие того, что его температура на выходе из каждой ступени накладывает ограничение на эффективность сжатия.

Центробежный компрессор с числом ступеней вплоть до шести и давлением до 25 бар – не редкость. Крыльчатка может иметь либо открытую, либо закрытую конструкцию. Открытая конструкция характерна для воздушных компрессоров.

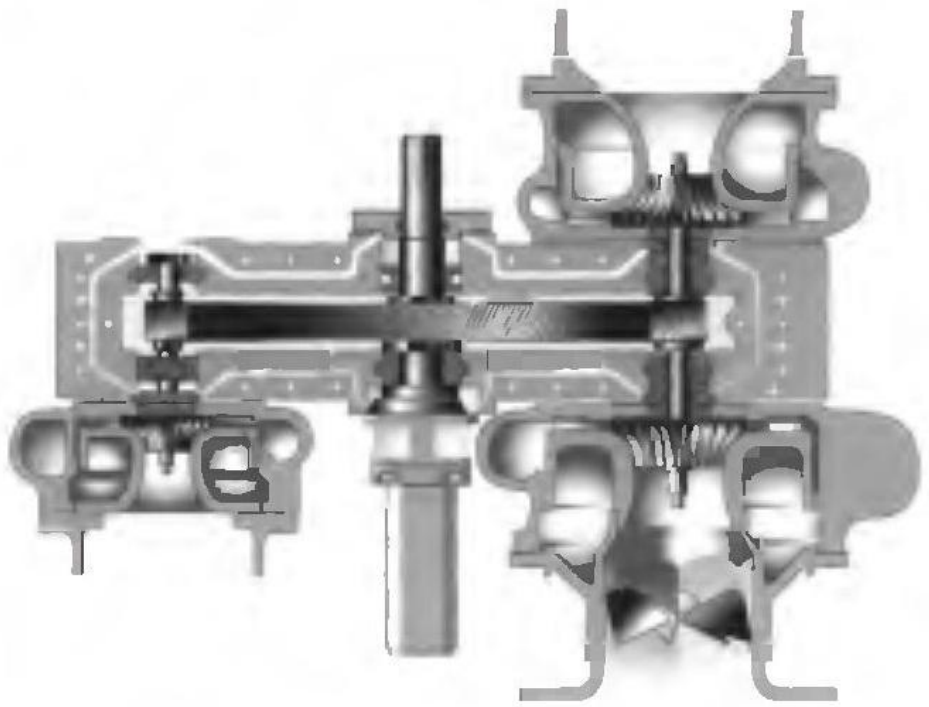

Рис. 4.3.1. Схема трехступенчатого центробежного компрессора компании «Атлас Копко»

На рис. 4.3.1 представлена схема воздушного трехступенчатого центробежного компрессора.

Рис. 4.3.2. Трехступенчатый центробежный компрессор марки «Атлас Копко» серии ZH 4000

Центробежный компрессор «Атлас Копко» серии ZH представляет собой утсройство ждинамического типа сжатия, водяного охлаждения, которыый подает сжатый воздух без примесей масла и пусльаций. Все эелменты компрессора «Атлас Копко» смонтированы на собственной, единой силовой раме и оснащены всеми соединительными патрубками и трубопроводами, а также автоматической системой слива конденсата. См. рис. ZH (4.3.2).

Рис. 4.3.3. Удобная для пользователя панель управления контроллера «Электроникон» показывает все эксплуатационные параметры компрессора «Атлас Копко», например давления и температуры; данные логически группируются для непосредственного считывания

В состав компрессора входят: компрессорный узел с приводом через муфту, электровдигатель, системы смазки, охлаждения, ругелирования и контроля. Компрессор может быть помещен в звукоизолирующий корпус, в котором смонтирован шкаф электроавтомтики с микропроцессорным модулем Elektronikon®.(см. рис. 4.3.3).