

# ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ПРИНЦИПА РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО ВОЗДУШНОГО КОМПРЕССОРА

**Цель работы** – закрепление теоретических знаний по конструкции, испытаниям и расчету поршневого воздушного компрессора.

## Содержание работы

1. Изучить основные типы воздушных компрессоров и их классификацию.
2. Изучить основные узлы поршневого компрессора и принцип его работы.
3. Дать эскизную проработку заданного преподавателем узла со спецификацией.
4. Рассчитать мощность электродвигателя компрессора.
5. Снять параметры рабочего режима и сравнить действительную электрическую мощность, потребляемую компрессором, с расчетной.

## Основы теории

По принципу действия компрессоры делятся на два класса:

- объемного принципа действия (поршневые, винтовые, ротационные, спиральные). Рабочие органы машин этого класса всасывают определенный объем рабочего вещества, сжимают его благодаря замкнутому объему и затем нагнетают в камеру нагнетания. Эти машины дискретного принципа действия, рабочие процессы в которых совершаются строго последовательно, повторяясь циклически.

- динамического принципа действия (центробежные, осевые), в которых рабочее вещество непрерывно перемещается через проточную часть компрессора, при этом кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную.

Поршневые компрессора делятся по расположению цилиндров; на горизонтальные, вертикальные, угловые, V, W и VV – образные, радиальные. По способу прохождения пара через цилиндры – на прямоточные с движением пара в одном направлении в течении всего процесса и непрямоточные соответственно. По количеству цилиндров – на одно- и многоцилиндровые (до 12-ти цилиндров), а по количеству ступеней сжатия – на одно- и многоступенчатые.

Наличие мертвого пространства,  $V_c$  (расстояние от верхней кромки цилиндра до клапанной плиты (см. рис. 1)), а также гидравлическое сопротивление во всасывающих  $\Delta p_0$  и нагнетательных  $\Delta p_k$  клапанах (см. рис. 4), теплообмена пара со стенками цилиндра, не постоянных плотностей, а также трения в трущихся частях компрессора уменьшает производительность компрессора и увеличивает затраты работы на выполнение рабочего цикла компрессора, повторяющегося при каждом обороте коленчатого вала. Все объемные потери действительного компрессора учитываются коэффициентом подачи  $\lambda$ .

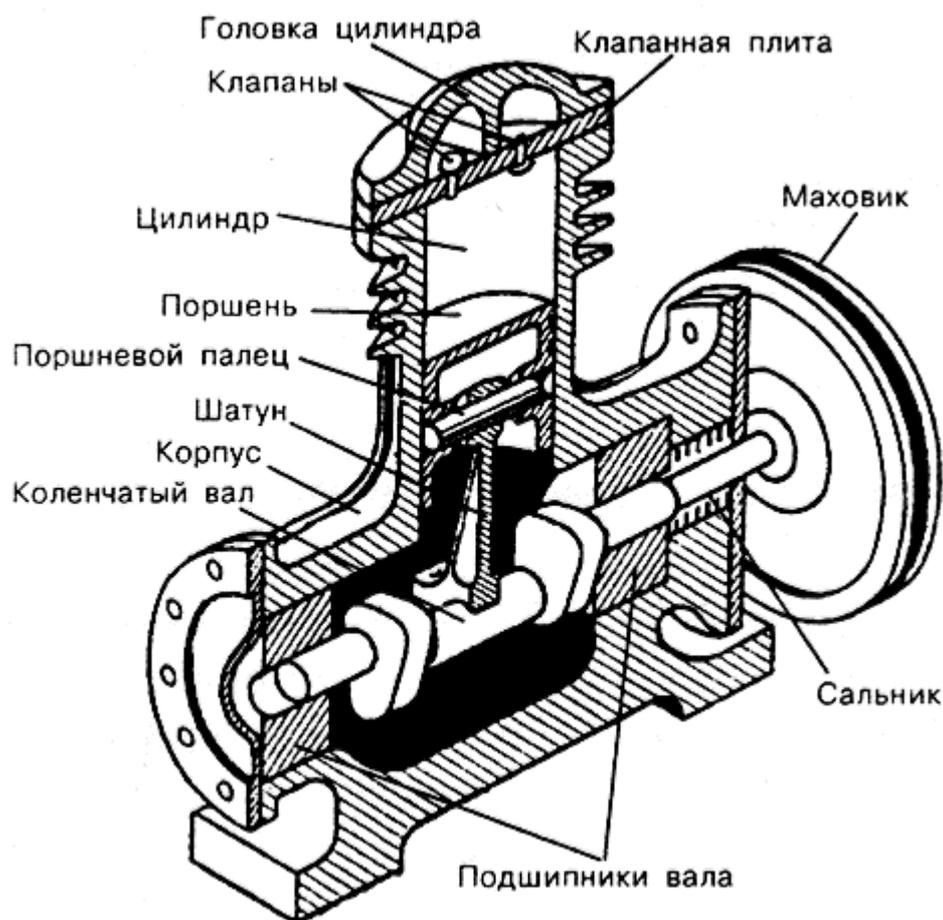


Рис. 1 – Устройство поршневого компрессора.

Рассмотрим принцип работы компрессора (см. рис. 2). На схеме «а» поршень движется вниз, давление внутри цилиндра понижается и становится меньше, чем во всасывающем патрубке. Всасывающий клапан 3 открывается, и по мере опускания поршня 5 воздух заполняет цилиндр. После того как поршень пройдет нижнюю мертвую точку (схема «б»), он начинает двигаться в обратном направлении, сжимая воздух в цилиндре, всасывающий клапан закрывается.

В это время нагнетательный клапан 2 остается закрытым, так как давление в цилиндре пока ниже давления в нагнетательном трубопроводе и еще недостаточно для того, чтобы преодолеть сопротивление нагнетательного клапана (схема «в»). На схеме «г» давление в цилиндре не только достигает значения, равного давлению в нагнетательном трубопроводе, но и превосходит его настолько, чтобы преодолеть сопротивление нагнетательного клапана и открыть его. Сжатый воздух выталкивается из цилиндра до тех пор, пока поршень не дойдет до верхней мертвой точки (схема «д»). по конструктивным соображениям, чтобы при разогреве деталей компрессора во время работы, поршень, находясь в верхней мертвой точке, не соприкасался с клапанной плитой 10, необходимо обеспечить зазор (обычно менее 1 мм). Геометрическое пространство, соответствующее этому зазору, называют *мертвым объемом*, в нем остается какое-то количество воздуха. Как только поршень начинает двигаться в обратном направлении, то есть опускаться, воздух, заключенный в мертвом объеме, начинает расширяться, и давление в цилиндре падает ниже давления в нагнетательном трубопроводе. Нагнетательный клапан 2 закрывается (схема «е»). в момент, когда давление в цилиндре становится ниже давления во всем всасывающем трубопроводе, открывается всасывающий клапан 3 (схема «а»), обеспечивая, таким образом, новый цикл.

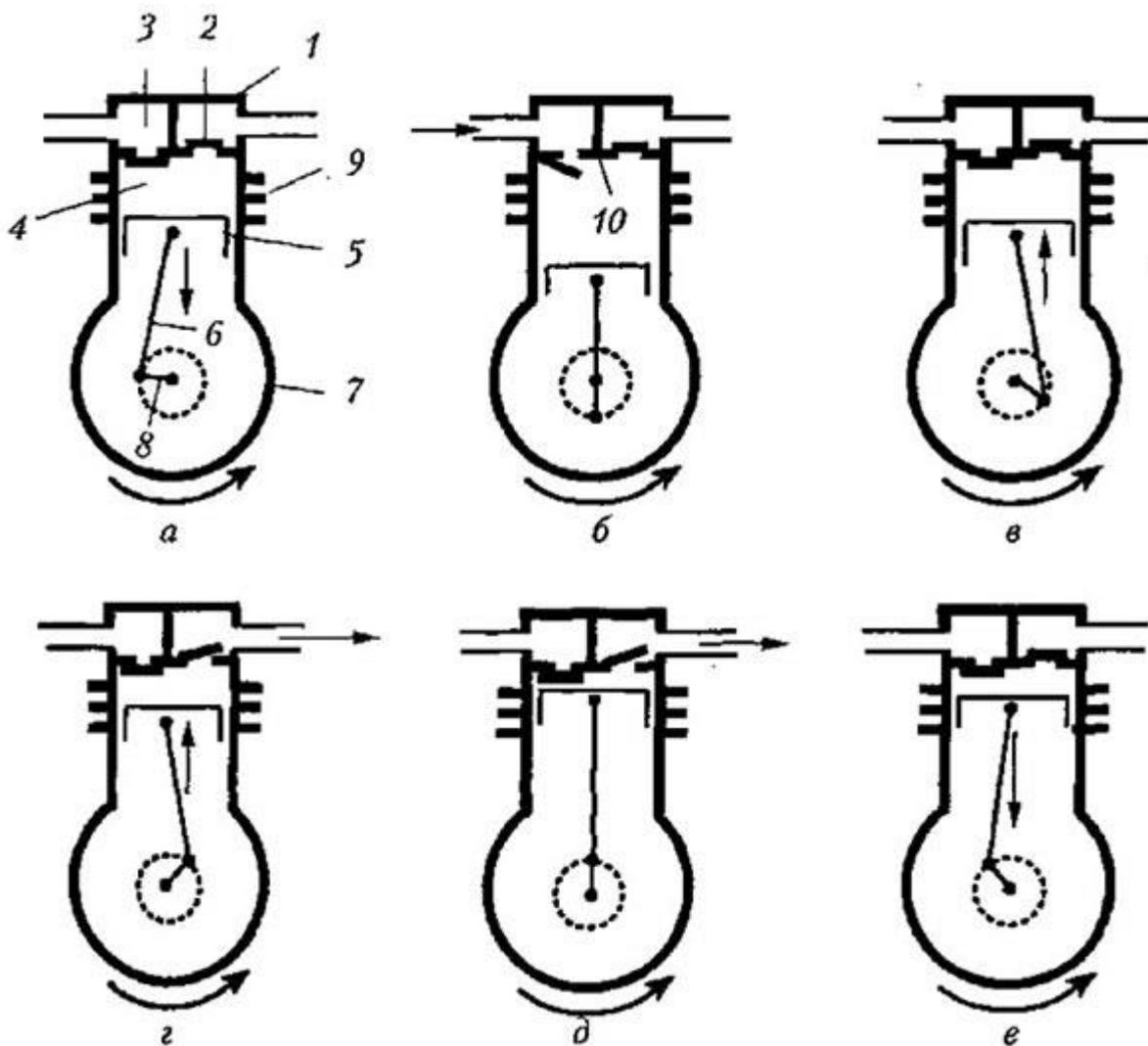


Рис. 2 – Принцип работы поршневого компрессора.

1 – головка блока; 2 – нагнетательный клапан; 3 – всасывающий клапан; 4 – блок цилиндров; 5 – поршень; 6 – шатун; 7 – картер; 8 – кривошип; 9 – охлаждающие ребра; 10 – клапанная плита.

#### *Индикаторная диаграмма идеального компрессора*

При рассмотрении идеального цикла поршневого компрессора принимают следующие допущения:

1. Отсутствуют сопротивления движению потока газа (в том числе и в клапанах).
2. Давление и температура газа во всасывающей и нагнетательной линия постоянны.
3. Давление и температура газа в период всасывания, так же, как и в период выталкивания газа из цилиндра, не меняются.
4. Мертвое пространство в цилиндре отсутствует.
5. Нет потерь мощности на трение и нет перетечек газа.

Индикаторная диаграмма идеального цикла представлена на рис. 3. Процесс сжатия газа поршнем характеризуют кривые 1-2. При изотермическом процессе это будет кривая 1-2''', при адиабатическом 1-2'', а при политропическом 1-2 или 1-2'. Рассматривая политропический процесс 1-2, видим, что за этот период цикла, объем газа уменьшился с  $V_1$  до  $V_2$ , давление изменится от  $p_1$  до  $p_2$ , а температура – от  $T_1$  до  $T_2$ . Далее идет нагнетание газа в трубопровод 2-3. Давление и температура газа остаются в этот период неизменными ( $p_2$  и  $T_2$ ). Весь объем газа  $V_2$  переходит в нагнетательный трубопровод. За период 3-4 в цилиндре снижается давление во всасывающем трубопроводе ( $p_1$ ), закрывается

нагнетательный клапан, и с началом движения поршня вправо открывается всасывающий клапан. Период всасывания характеризуется линией 4-1. Здесь давление и температура газа равны  $p_1$  и  $T_1$ , в цилиндр поступает объем газа, равный  $V_1$ .

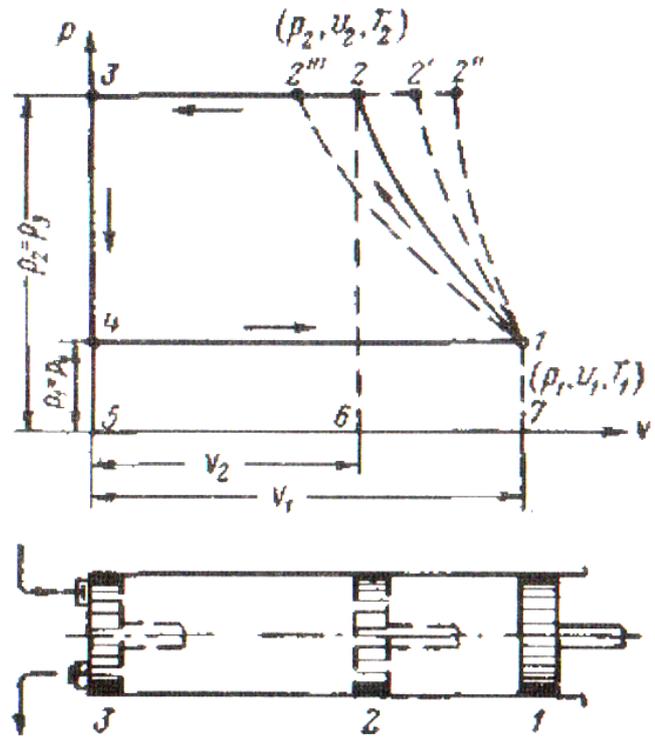


Рис. 3 – Индикаторная диаграмма идеального компрессора простого действия.

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. 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.

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

Поскольку компрессор предназначен только для сжатия и перемещения газа, то повышение его температуры не является полезной для нас частью работы. 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. 3, площадь 1-2'''-3-4 наименьшая).

Однако изотермический процесс трудно осуществить на практике при политропическом и адиабатическом процессах.

Сжатие в реальном компрессоре происходит по циклу, изображенному на рисунке 4. Когда поршень перемещается из верхней мертвой точки в нижнюю, давление в зоне сжатия становится ниже давления всасывания (точка 4), процесс обратного расширения 3-4. Впускной клапан открывается и воздух из всасывающей области поступает в цилиндр, процесс всасывания 4-1. Поршень в этот момент перемещается вверх и давление в зоне сжатия возрастает. Как только оно превысит давление всасывания, впускной клапан закрывается (точка 1). В процессе 1-2 давление продолжает расти до тех пор, пока не превысит давления нагнетания (точка 2). Выпускной клапан открывается, и сжатый воздух поступает в зону нагнетания вплоть до достижения поршнем верхней мертвой точки. При

нагнетании давление в цилиндре очень быстро понижается и выпускной клапан снова закрывается (точка 3).

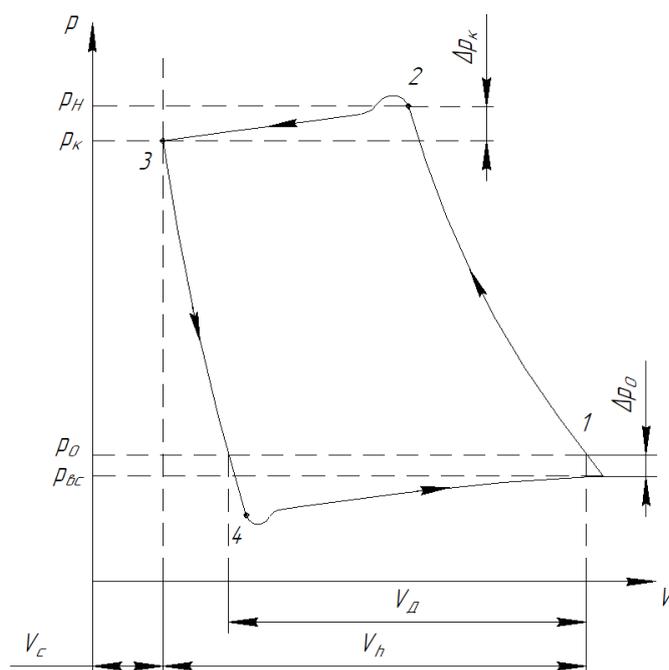


Рис. 4 – Индикаторная диаграмма действительного компрессора

Принципиальные отличия действительного воздушного компрессора от идеального заключаются в следующем:

**Мертвый объем.** В верхней мертвой точке (ВМТ) над поршнем всегда имеется некоторое пространство, в котором находится некоторое количество газа. Мертвый объем – это объем рабочего вещества, который не может быть вытеснен из цилиндра поршнем. Когда поршень находится в ВМТ, в мертвом объеме находится часть рабочего вещества под давлением, превышающем давление нагнетания на величину гидравлических потерь в нагнетательном клапане. При движении поршня от ВМТ к НМТ рабочее вещество, оставшееся в мертвом пространстве, расширяется, давление в цилиндре падает. То есть к тому моменту, когда установится разность давлений между полостью всасывания и рабочей полостью, позволяющее открыть всасывающий клапан, поршень пройдет некоторое расстояние от ВМТ. В результате всасывание будет происходить лишь на части хода, что приводит к снижению объемной производительности действительного компрессора по сравнению с теоретическим.

**Гидравлические потери.** Гидравлические потери возникают по всей длине газового компрессора, достигая наибольших значений в тех сечениях, где высоки скорости рабочего вещества. Обычно это всасывающие и нагнетательные клапаны компрессора. В итоге давление в цилиндре в начале процесса сжатия оказывается ниже давления во всасывающей полости, а давление в цилиндре в конце процесса сжатия оказывается выше давления в нагнетательной полости. Это также ухудшает объемные и энергетические показатели компрессора.

**Подогрев рабочего вещества при всасывании.** При движении рабочего вещества по всасывающему тракту оно нагревается, воспринимая теплоту от корпуса компрессора, клапанов, цилиндра и поршня. В результате подогрева всасываемый газ расширяется, поэтому в момент закрытия всасывающего клапана удельный объем рабочего вещества

будет больше, чем перед компрессором, что и дает дополнительное снижение объемных и энергетических показателей компрессора.

**Теплообмен в цилиндре.** Находясь в цилиндре, рабочее вещество обменивается теплотой с окружающими деталями. При всасывании и в начале сжатия его температура ниже и, воспринимая от деталей теплоту, оно нагревается. В конце сжатия и при нагнетании температура рабочего вещества выше температуры окружающих деталей и процесс теплообмена идет в обратном направлении. В результате процессы сжатия и обратного расширения идут с переменными значениями показателя политропы.

**Колебания рабочего вещества в полостях компрессора.** Они возникают вследствие периодического характера его работы, что проявляется в пульсациях давления и температуры на входе и на выходе компрессора. На частоту и амплитуду большое влияние оказывают объем и протяженность аппаратов и трубопроводов, соединенных с компрессором. Колебательные процессы рабочего вещества могут значительно повлиять на производительность и мощность компрессора.

**Утечки и перетечки рабочего вещества.** Они обусловлены наличием зазоров и неплотностей между деталями компрессора: гильзой цилиндра и поршнем, в замках поршневых колец, уплотнениях, клапанах и так далее. Утечка – перетекание рабочего вещества, приводящее к его потере для рассматриваемого процесса. Например, перетекание рабочего вещества из цилиндра в картер бескрейцкопфного компрессора через неплотности в цилиндропоршневой группе. Перетечка – перетекание рабочего вещества из одной полости в другую, не приводящее к его потере для данного процесса. Так, например, перетекание рабочего вещества через неплотности нагнетательного клапана в цилиндр. Утечки и перетечки приводят к снижению производительности компрессора и его энергетической эффективности в целом.

**Трение.** На преодоление трения в трущихся парах действительного компрессора затрачивается мощность, называемая мощностью трения. В нее включается также мощность, расходуемая на привод масляного насоса и барботаж масла в картере компрессора. Мощность трения переходит в теплоту, часть которой передается рабочему веществу, остальная часть в окружающую среду.

## Описание установки

Воздушный компрессор состоит из электродвигателя М, который приводит в движение поршень посредством коленчатого вала, шатуна и поршневого пальца (см. рис. 1). Сжатый воздух нагнетается в атмосферу. Датчик давления 4 снимает показания давления в цилиндре компрессора. Оптический инкрементный энкодер 1 измеряет положение поршня и соответственно число оборотов коленчатого вала. С помощью ЛАТРа (регулируемого лабораторного автотрансформатора) можно задавать требуемую скорость вращения электродвигателя.

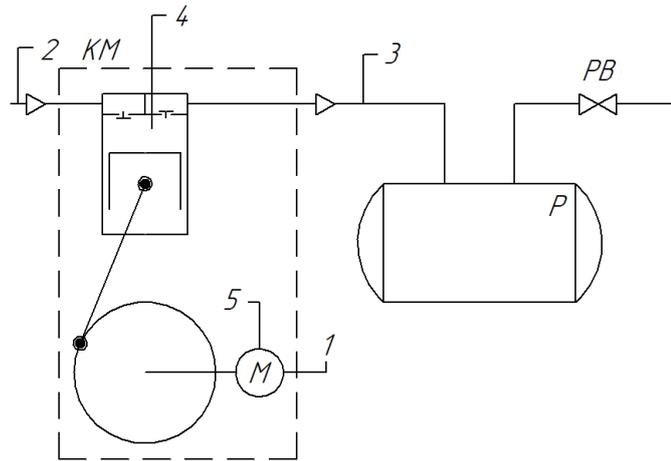


Рис. 5 – Принципиальная схема лабораторной установки

### Обозначения

КМ – воздушный компрессор:

- Диаметр цилиндра  $D = 50$  мм;
- Ход поршня  $S = 23$  мм;
- Число цилиндра  $Z = 1$ .

P – ресивер;

PB – регулятор расхода;

M – мотор (электродвигатель).

### Замеряемые параметры

1 – регулятор числа оборотов;

2, 3 – температура воздуха на входе и выходе из компрессора;

4 – давление воздуха в цилиндре компрессора;

5 – затрачиваемая мощность на привод компрессора.

### Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться со схемой лабораторной установки и расположением приборов.
2. Включить лабораторную установку с помощью автоматического выключателя 220В.
3. Включить компьютер, присоединить USB шнур установки к компьютеру и запустить программу лабораторной работы «Компрессор».
4. Кнопкой ВК1 включить компрессор.
5. С помощью ЛАТРа установить рабочее напряжение 75В, PB при этом должен быть полностью открытым.
6. Постепенно закрывая регулятор PB выставить давление в ресивере 50 кПа и при установившемся режиме работы воздушного компрессора измерить параметры и занести в таблицу 1.
7. Изменить рабочее напряжение и повторить опыты. Результаты занести в таблицу 1.
8. Отключить установку в порядке обратном включению.
9. Обработать результаты измерений.
10. Начертить рабочую индикаторную диаграмму по измеренным и рассчитанным параметрам., см. рис. 4.
11. Предъявить результаты работы преподавателю.

### Обработка результатов измерений

Объем, описываемый поршнями компрессора ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) – объем, который освобождается в цилиндре при перемещении поршня от нижней мертвой точки до мертвой точки, по формуле

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \cdot Z \cdot n, \quad (1)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра;  $S$  – ход поршня;  $Z$  – число цилиндров;  $n$  – частота вращения вала электродвигателя.

Действительная производительность компрессора определяется по формуле

$$V_d = \lambda \cdot V_h, \quad (2)$$

где  $\lambda$  – коэффициент подачи компрессора учитывает потери при сжатии и равен

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл}, \quad (3)$$

где  $\lambda_c$  – объемный коэффициент, обусловленный наличием мертвого пространства;  $\lambda_{др}$ ,  $\lambda_w$ ,  $\lambda_{пл}$  – коэффициенты дросселирования, подогрева и плотности.

Объемный коэффициент  $\lambda_c$  можно определить по формуле:

$$\lambda_c = 1 - c \left[ \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (4)$$

где  $c = 0,05..0,07$  – относительное мертвое пространство;  $P_0$  – начальное давление, окружающего воздуха (атмосферное давление);  $P_k$  – абсолютное конечное давление (в цилиндре компрессора).

Показатель политропы  $m$  можно определить по формуле:

$$\lambda_c = \frac{1}{1 + \frac{\ln(T_0/T_k)}{\ln(p_k/p_0)}}, \quad (5)$$

где  $T_0$  – начальная температура окружающего воздуха;  $T_k$  – конечная температура воздуха на выходе из компрессора;

Коэффициент дросселирования определяется по формуле:

$$\lambda_{др} = 1 - \frac{1 + c}{\lambda_c} \left( 1 - \frac{p_{вс}}{p_0} \right), \quad (6)$$

где  $p_{вс} = p_0 - \Delta p_0$  – давление всасывания,  $\Delta p_0 = (0,01 \div 0,05)p_0$  – гидравлическое сопротивление во всасывающем клапане.

Коэффициент подогрева определяется по формуле:

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k}, \quad (7)$$

Коэффициент плотности  $\lambda_{пл}$  расчетным способом получить невозможно, поэтому воспользуемся экспериментальным графиком зависимости  $\lambda_{пл}$  от степени сжатия  $\pi = p_k/p_0$ , (рис. 7).

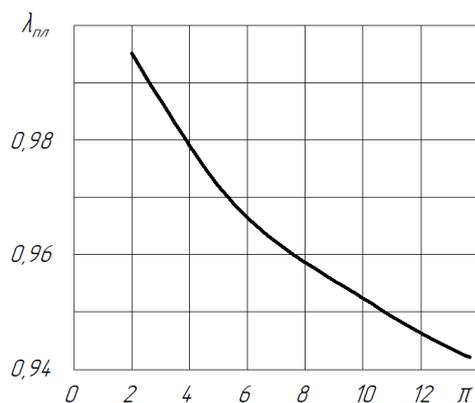


Рис. 7 – Зависимость  $\lambda_{пл}$  от  $\pi$

Мощность, затраченную на сжатие газа в действительном процессе, определяют по индикаторной диаграмме и называют индикаторной. Мы определяем мощность через среднее индикаторное давление в цилиндре  $p_i$  по формуле:

$$N_i = p_i V_d, \quad (8)$$

Под эффективной мощностью понимают мощность на валу компрессора, которая равна сумме мощностей индикаторной и трения:

$$N_e = N_i + N_{тр}, \quad (9)$$

где  $N_{тр}$  – мощность, затрачиваемая на трение (мощность холостого хода). Для определения  $N_{тр}$  пользуются выражением:

$$N_{тр} = p_{тр} V_d, \quad (10)$$

где  $p_{тр}$  – величина удельного давления трения, которая зависит от производительности компрессора, то есть от его основных размеров и быстроходности, принимается величиной постоянной и равной  $p_{тр} = 60$  кПа.

Мощность электродвигателя рекомендуется выбирать с запасом 10÷12% во избежание его перегрузки, тогда:

$$N_{эл} = (1,1 \div 1,12) \frac{N_e}{\eta_{эл} \eta_n}, \quad (9)$$

где  $\eta_{эл} = 0,8 \div 0,85$  – кпд электродвигателя;  $\eta_n = 0,8 \div 0,85$  – кпд ременной передачи.

### Контрольные вопросы

1. Назовите основные узлы воздушного компрессора и принцип его работы.
2. Как влияет величина относительного мертвого объема на энергетические показатели компрессора?
3. Какие существуют типы поршневых компрессоров?
4. Изображение рабочих процессов, происходящих в теоретическом поршневом компрессоре в  $p$ - $V$  координатах.
5. Изображение рабочих процессов, происходящих в действительном поршневом компрессоре в  $p$ - $V$  координатах. В чем отличие индикаторной диаграммы от действительной?
6. Как можно изменить производительность компрессора?