

**Федеральное агентство по образованию
Российской Федерации
ГОУ ВПО «Российский химико-технологический
университет имени Д.И. Менделеева»**

Новомосковский институт (филиал)

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА
ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ
ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ**

Учебное пособие

**Новомосковск
2009**

УДК 621.512.(075.8)

ББК 30-5

Т 382

Рецензенты:

профессор Пискунов О.М.

(Тульский государственный университет),

профессор, д. т. н. Подколзин А.А.

(НИ (филиал) ГОУ ВПО РХТУ им. Д.И. Менделеева)

Составитель: Додин Ю.С.

Т 382 **«Теоретические основы расчета энергосиловых параметров поршневого компрессора»**. Учебное пособие для студентов дневной и заочных форм обучения специальности 240801 «Машины и аппараты химических производств»/ ГОУ ВПО «РХТУ им. Д. И. Менделеева», Новомосковский институт (филиал), Сост.: Додин Ю.С.; Новомосковск, 2009, - 68с.

В данном пособии рассмотрена теория теплового расчета идеального компрессора. Рассмотрены основные потери в действительном компрессоре. Приведены примеры расчета многоступенчатого компрессора. Указан порядок определения силовых параметров. Пособие предназначено для студентов-механиков дневной и заочной форм обучения. Материал может быть использован при выполнении курсового и дипломного проектирования.

УДК 621.512.(075.8)

ББК 30-5

© ГОУ ВПО «Российский химико-технологический университет им. Д.И. Менделеева»,
Новомосковский институт (филиал), 2009

ВВЕДЕНИЕ

Компрессорами называют машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов или воздуха. Существующие компрессоры можно разделить на два класса: динамические и объемные. Основными представителями последнего являются поршневые компрессоры. Химическая промышленность одна из основных потребителей поршневых компрессоров. Инженеры-механики химических производств, занимающиеся эксплуатацией и ремонтом механического оборудования, должны достаточно глубоко знать устройство этих машин, особенности обслуживания, экономику внедрения их в производство.

В данном пособии рассмотрены основы теории теплового и силового расчетов поршневого компрессора. Знание этих основ поможет студентам, обучающимся по специальности МАХП, глубже усвоить вопросы устройства, эксплуатации и ремонта поршневого компрессора.

1. ПРИНЦИПАЛЬНАЯ СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

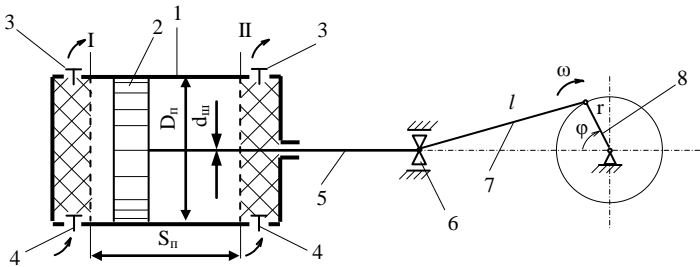


Рис 1. Схема поршневого компрессора с цилиндром двойного действия.

В объемных компрессорах сжатие происходит в замкнутом пространстве за счет изменения его объема. В поршневом компрессоре таким пространством является цилиндр, а изменение объема газа, размещенного в этом цилиндре, происходит под действием поршня. На рис. 1 приведена принципиальная схема поршневого компрессора. Основными узлами компрессора являются рабочий цилиндр 1, поршень 2, всасывающий клапан 4, соединенный с подводящим трубопроводом, нагнетательный клапан 3, соединенный с отводящим или напорным трубопроводом. Кривошипно-шатунный механизм, предназначенный для преобразования вращательного движения от двигателя в возвратно-поступательное движение поршня, включает шток 5, крейцкопф 6, шатун 7, кривошип 8. Работа поршневого компрессора (далее для сокращения просто ПК) сводится к следующему. При движении поршня 2 вправо происходит заполнение левой части цилиндра газом через клапан 4 из подводящего трубопровода, в правой части цилиндра в это время происходит сжатие имеющегося там газа до необходимого давления, при достижении которого открывается нагнетательный клапан 3, и сжатый газ выталкивается в напорный трубопровод. Таким образом, при движении поршня вправо в левой части цилиндра происходит процесс всасывания, в правой – процесс сжатия и нагнетания. При движении поршня влево левый всасывающий и правый нагнетательный клапаны закрываются, открывается правый всасывающий клапан и в правой части цилиндра происходит процесс всасывания, в левой – процессы сжатия и нагнетания. Как видно, смена процессов происходит в крайних положениях поршня при изменении направления его дви-

жения. Комплекс процессов всасывания, сжатия, нагнетания составляют цикл работы ПК. За один оборот кривошипа выдается две порции сжатого газа. Если убрать клапаны с правой стороны цилиндра, то указанный цикл работы будет происходить лишь с левой стороны поршня, такие цилиндры называются цилиндрами простого действия; за один оборот кривошипа они выдают одну порцию сжатого газа, а в кривошипно-шатунном механизме при этом отсутствует крейцкопф со штоком и правая крышка цилиндра, а компрессора относятся к классу бескрейцкопфных.

2. ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА

В поршневых компрессорах на пути движения поршня различают две мертвые точки, в которых меняется направление его движения, а скорость равна нулю:

I – точка наиболее удаленная от механизма движения;

II – точка ближайшая к механизму движения.

Расстояние между мертвыми точками называют ходом поршня $S_{II}=2r$, где r – радиус кривошипа. Объем, описанный поршнем за один ход называют рабочим объемом цилиндра V_{II} (m^3):

$$\text{в цилиндрах простого действия } V_{II} = \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} \cdot S_{II}, \quad (2.1)$$

$$\text{в цилиндрах двойного действия } V_{II} = \frac{\pi}{4} \cdot (2 \cdot D_{II}^2 - d_w^2) \cdot S_{II}.$$

Величина $V_h = V_{II} \cdot n_0$, где n_0 - обороты кривошипа, представляет собой объем, описываемой поршнем в единицу времени, определяющий производительность компрессора.

Объем газа, который не может быть вытеснен поршнем из цилиндра, называется «мертвым объемом» (на рис. 1 заштрихован) V_M . Состоит он из объема в зазоре между поршнем и крышкой цилиндра, объемов различных пустот (каналов, выемов и т.п.) в поршне, цилиндре, клапанах. Например, для безопасности работы механизма в точках I и II рекомендуется зазор между поршнем и крышками цилиндра $\delta = 0.005 \cdot S_{II} + 0.5$ (мм). Величину

$$\frac{V_M}{V_{II}} = a_m \text{ называют относительным «мертвым объемом»}.$$

Масса газа, подаваемого компрессором потребителю в единицу времени называется подачей M_e . Измеряют ее на выходе из компрессора.

Производительностью компрессора называется объем газа, нагнетаемого им в единицу времени, замеренного на выходе из компрессора и пересчитанного на давление и температуру всасывания. Практически при определении производительности компрессора замеряют массу нагнетаемого газа, т.е. M_e , затем, определив плотность газа на всасывании $\rho_{вс}$, рассчитывают

производительность $V_e = \frac{M_e}{\rho_{вс}}$. Важным параметром компрессора является

относительное повышение давления газа $\varepsilon = \frac{P_H}{P_{вс}}$, т.е. отношение давления

газа при нагнетании к давлению газа при всасывании. Для характеристики механизма движения безкрейцкопфного компрессора используют параметр

$$\lambda = \frac{r}{l}$$

3. СЖАТИЕ ГАЗА В ОДНОСТУПЕНЧАТОМ ИДЕАЛЬНОМ КОМПРЕССОРЕ

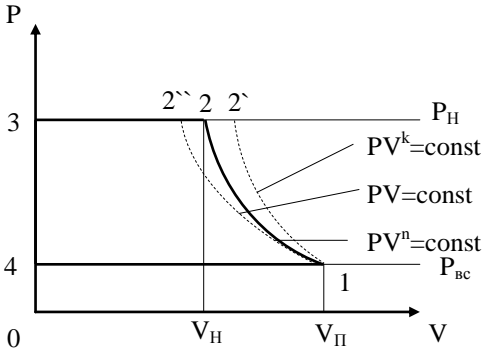
3.1 Идеальный компрессор

Для идеального компрессора вводятся следующие допущения:

- «мертвый объем» отсутствует;
- неплотности в рабочей полости цилиндра отсутствуют;
- теплота стенок цилиндра не влияет на процесс сжатия;
- параметры газа в цилиндре постоянны;
- всасываемый газ не нагревается от горячих деталей цилиндра;
- гидравлические потери отсутствуют;
- всасывающий клапан открывается строго в I и закрывается в II;
- нагнетательный клапан открывается в момент, когда давление в цилиндре $P_ц$ равно давлению в нагнетательном патрубке P_H ;
- механическое трение в местах контакта подвижных деталей отсутствует.

3.2 Индикаторная диаграмма

Графическая зависимость давления в цилиндре от положения поршня, т.е. объема рабочей полости, называют индикаторной диаграммой.



Различают три процесса, происходящие в цилиндре идеального компрессора:
 (4-1) – всасывание;
 (1-2) – сжатие;
 (2-3) – нагнетание.

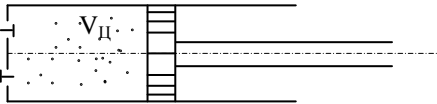


Рис.2 Индикаторная диаграмма идеального компрессора.

3.3 Процесс сжатия и нагнетания

Из термодинамики известно, что площадь индикаторной диаграммы 1-2-3-4 представляет собой работу, совершаемую компрессором для осуществления всасывания, сжатия и нагнетания. Следует отметить, что работа всасывания (0-4-1- V_{Π}) противоположна по знаку работе сжатия и нагнетания (0- V_{Π} -1-2-3-4-0). В теории компрессоров работу, сопровождающуюся уменьшением объема, считают положительной, а увеличение объема – отрицательной:

$$\text{работа всасывания: } L_{вс} = -P_{вс} \cdot V_{\Pi};$$

$$\text{работа сжатия: } L_{сж} = \int_{V_1=V_{\Pi}}^{V_2=V_H} P dV;$$

$$\text{работа нагнетания: } L_{н} = P_{н} \cdot V_{н} = P_{н} \cdot V_2;$$

$$\text{работа, затрачиваемая идеальным компрессором за один оборот кривошипа: } L_{к} = -P_{вс} \cdot V_{\Pi} + P_{н} \cdot V_2 + \int_{V_1}^{V_2} P dV; \quad (3.1)$$

работа, затрачиваемая компрессором в единицу времени, т.е. мощность: $N_k = L_k \cdot n_0$, где n_0 – обороты в единицу времени.

Процесс сжатия, при котором меняются параметры состояния газа, описывается уравнением состояния $P=f(V,T)$. Если в процессе сжатия отсутствует теплообмен между сжимаемым газом и окружающей средой, то такое сжатие называют адиабатическим, а кривая сжатия 1-2 (на индикаторной диаграмме) описывается уравнением адиабаты $PV^k = const$, где k - показатель адиабаты:

для одноатомных газов: $k = 1.67$,

для двухатомных газов: $k = 1.4$,

для трехатомных газов: $k = 1.33$.

Можно создать условия сжатия, при котором $T=const$, такое сжатие называют изотермическим, а кривая сжатия 1-2 описывается уравнением изотермы ($k=1$): $PV = const$. Реальный процесс сжатия происходит при частичном отборе тепла, такой процесс называют политропным. Уравнение политропы 1-2 $PV^n = const$, показатель политропы находится в пределах $1 < n < k$. Работа сжатия в изотермическом

$$L_{из} = \int_{V_1}^{V_2} PdV = P_{ec} \cdot V_{II} \cdot \ln \frac{P_n}{P_{ec}} \quad (3.2)$$

полная работа, затрачиваемая компрессором равна:

$$L_k = -P_{ec} \cdot V_{II} + P_n \cdot V_{2^n} + P_{ec} \cdot V_{II} \cdot \ln \frac{P_n}{P_{ec}} = P_{ec} \cdot V_{II} \cdot \ln \frac{P_n}{P_{ec}}, \quad (3.3)$$

при изотермическом сжатии $P_{ec} \cdot V_{II} = P_n \cdot V_{2^n} = const$.

Работа сжатия при адиабатическом процессе равна:

$$L_{ад} = \int_{V_1}^{V_2} PdV = \frac{1}{k-1} \cdot P_{ec} \cdot V_{II} \left[\left(\frac{P_n}{P_{ec}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]; \quad (3.4)$$

и полная работа, затрачиваемая компрессором равна:

$$L_k = -P_{\text{вс}} \cdot V_{\Pi} + P_{\text{н}} \cdot V_2 + \frac{1}{k-1} \cdot P_{\text{вс}} \cdot V_{\Pi} \left[\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} \right)^{\frac{k-1}{1}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot P_{\text{вс}} \cdot V_{\Pi} = \frac{k}{k-1} \cdot (P_{\text{н}} \cdot V_2 - P_{\text{вс}} \cdot V_{\Pi}); \quad (3.5)$$

Температура газа в конце сжатия определяется уравнением:

$$T_{\text{н}} = T_{\text{вс}} \cdot \left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (3.6)$$

По аналогии можно легко записать для политропического сжатия по 1-2:

$$L_k = \frac{n}{n-1} \cdot P_{\text{вс}} \cdot V_{\Pi} \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} \cdot (P_{\text{н}} \cdot V_2 - P_{\text{вс}} \cdot V_{\Pi}); \quad (3.7)$$

$$T_{\text{н}} = T_{\text{вс}} \cdot \left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.8)$$

Пример 1. Определить работу, расходуемую в изотермическом, политропическом ($n=1,2$) и адиабатическом ($k=1,4$) циклах при

$$P_{\text{вс}} = 100 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}, P_{\text{н}} = 400 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}, V_{\Pi} = 1 \text{ м}^3, T_{\text{вс}} = 293^\circ \text{ К}.$$

$$L_{\text{из}} = P_{\text{вс}} \cdot V_{\Pi} \cdot \ln \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} = 100 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot \ln \frac{400}{100} = 138.6 \cdot 10^3 \text{ Дж}$$

$$L_{\text{пол}} = P_{\text{вс}} \cdot V_{\Pi} \cdot \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] =$$

$$= 100 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot \frac{1.2}{1.2-1} \left[\left(\frac{400}{100} \right)^{\frac{1.2-1}{1.2}} - 1 \right] = 156 \cdot 10^3 \text{ Дж}$$

$$L_{ad} = P_{ec} \cdot V_{II} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_n}{P_{ec}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] =$$

$$= 100 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot \frac{1.4}{1.4-1} \cdot \left[\left(\frac{400}{100} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right] = 170 \cdot 10^3 \text{ Дж}$$

Как видно, изотермический процесс сжатия требует наименьшей работы. При политропном сжатии для уменьшения этой величины следует стремиться к увеличению отвода тепла и тем больше, чем выше степень сжатия ε .

Пример 2. Определить предельно допустимое значение ε_{\max} в цилиндре воздушного компрессора.

Температура конца сжатия воздуха в ПК ограничивается температурной вспышки компрессорного масла. Масло К-12 имеет температуру вспышки 489°К. Правилами устройства и эксплуатации компрессорных установок температура в нагнетательном трубопроводе ограничена значением 433°К. Температура всасывания воздуха из атмосферы равна $T_{bc}=293^\circ\text{К}$. Предположим наихудший случай – цилиндр компрессора не охлаждается. Используя выражение (3.8), определим

$$\varepsilon_{\max} = \left(\frac{T_n}{T_{bc}} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \frac{P_n}{P_{bc}}; \text{ после подстановки численных значений получим:}$$

$$\text{при политропном сжатии } \varepsilon_{\max} = \left(\frac{433}{293} \right)^{\frac{1.2}{1.2-1}} = 10.4,$$

$$\text{при адиабатическом сжатии } \varepsilon_{\max} = \left(\frac{433}{293} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 3.9.$$

Пример 3. Определить, как изменяется мощность, потребляемая компрессором, который работает при постоянном P_n и переменной P_{bc} . Для идеального политропического компрессора потребляемая мощность равна:

$$N_{уд.к.} = L_k \cdot n_0 = \frac{n}{n-1} \cdot P_{вс} \cdot V_{II} \cdot n_0 \cdot \left[\left(\frac{P_H}{P_{вс}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{n}{n-1} \cdot V_{II} \cdot n_0 \cdot \left[P_H^{\frac{n-1}{n}} \cdot P_{вс}^{\frac{1}{n}} - P_{вс} \right];$$

Из условия экстремума функции $N_{уд.к.}$:

$$\frac{dN_{уд.к.}}{dP_{вс}} = \frac{n}{n-1} \cdot V_{II} \cdot n_0 \cdot \left[\frac{1}{n} \cdot P_H^{\frac{n-1}{n}} \cdot P_{вс}^{\frac{1}{n}-1} - 1 \right] = 0$$

$$\text{следует } \frac{P_H}{P_{вс}^*} = \varepsilon^* = n^{\frac{n}{n-1}}, \text{ т.е.}$$

при $P_{вс} = P_{вс}^* = P_H \cdot n^{\frac{-n}{n-1}}$ мощность, оказывается максимальной.

4. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

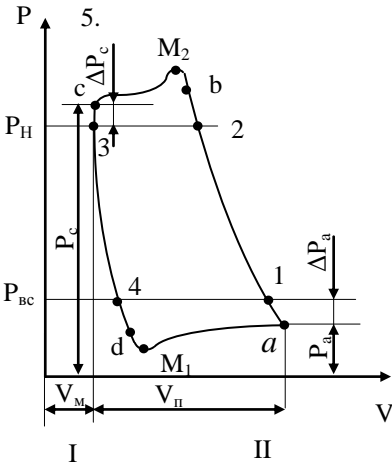


Рис.3. Индикаторная диаграмма действительного компрессора

Работа действительного компрессора показана на диаграмме рис. 3. Точка 1 соответствует окончанию закрытия всасывающего клапана, точка 2 — началу открытия нагнетательного клапана, точка 3 — окончанию закрытия нагнетательного клапана, точка 4 — началу открытия всасывающего клапана. Линия da изображает процесс всасывания, ab — процесс сжатия, bc — процесс нагнетания, cd — процесс расширения газа, оставшегося в «мертвом объеме» V_M к концу процесса нагнетания. Расширение этого газа уменьшает объем всасывания новой порции, что отрицательно влияет на производительность ПК.

Всасывающий клапан открывается в конце процесса расширения газа, оставшегося в «мертвом объеме», когда давление в цилиндре станет несколько меньше, чем давление $P_{вс}$ во всасывающем патрубке. Возникающий при этом избыток давления преодолевает силу пружины и инерцию пласти-

ны всасывающего клапана и он открывается. В начале открытия проходная щель клапана еще мала, что вызывает повышенное сопротивление и давление в цилиндре продолжает падать до точки M_1 , после чего с увеличением щели давление выравнивается до P_a , оставаясь меньше P_{bc} на ΔP_a из-за гидравлических сопротивлений во всасывающем клапане. Аналогично этому срабатывает и нагнетательный клапан. Даже при постоянных давлениях в патрубках и мгновенно открывающихся клапанах линии всасывания и нагнетания на индикаторной диаграмме отклоняются от горизонтальных прямых индикаторной диаграммы идеального компрессора. Объясняется это тем, что потери давления в клапанах зависят от скорости газа в них, которая не остается постоянной, т.к. скорость движения поршня в кривошипно – шатунном механизме переменна. Процесс сжатия начинается с момента закрытия всасывающего клапана (точка 1) и заканчивается в момент открытия нагнетательного клапана (точка b). В первый период процесса сжатия средняя температура газа меньше температуры стенок цилиндра, в этот период сжатия газа происходит с подводом тепла от стенок цилиндра и показатель политропы $n > k$. Затем при дальнейшем сжатии температура газа увеличивается и становится больше температуры стенок цилиндра, процесс сжатия происходит с отводом тепла, при этом $n < k$. Из сказанного следует, что процесс сжатия происходит по политропе с переменным показателем n . Процесс обратного расширения газа, оставшегося в «мертвом объеме», начинается с момента закрытия нагнетательного клапана (точка 3) и заканчивается в момент открытия всасывающего клапана (точка d). Аналогично процессу сжатия обратное расширение происходит с отводом тепла в начале ($n > k$) и с подводом тепла в конце ($n < k$). Процесс обратного расширения происходит с увеличением объема; при этом газ, воздействуя на поршень, совершает работу, которая передается кривошипному. Таким образом, работа, затраченная на сжатие газа «мертвого объема», возвращается в процессе обратного расширения с необходимыми потерями

5. СХЕМАТИЗИРОВАННАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Для изучения особенности работы и расчета действительного ПК все процессы представляют упрощенно так, чтобы можно было применять простые термодинамические зависимости, но дающие результаты, справедливые для действительного компрессора. На рис. 4 показана упрощенная схематизированная индикаторная диаграмма ПК.

Для упрощения здесь действительные процессы всасывания и нагнетания представлены условно протекающими при постоянных давлениях P_1 и P_2 :

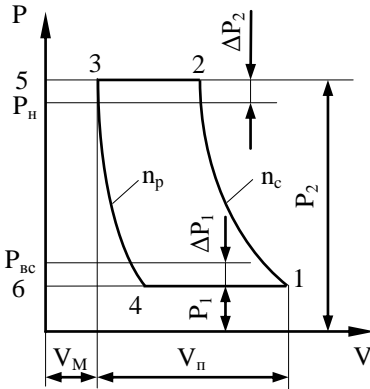


Рис. 4. Упрощенная схематизированная индикаторная диаграмма.

$$P_1 = P_{вс} - \Delta P_1 = (1 - \beta_{вс}) \cdot P_{вс},$$

$$P_2 = P_н - \Delta P_2 = (1 + \beta_н) \cdot P_н; \quad (5.1)$$

коэффициенты

$$\beta_{вс} = \frac{\Delta P_1}{P_{вс}}, \beta_н = \frac{\Delta P_2}{P_н}$$

задаются на основании опытных данных, полученных при испытании большого числа компрессоров. Схематизация центральной части диаграммы заключается в замене ее равноценной по площади фигурой, ограниченной

линиями P_1 и P_2 и условными линиями эквивалентных политроп с постоянными показателями n_c и

n_p , которые проведены из точек 1 и 3. Политропы называют эквивалентными, если площадь фигуры, ограниченная этими политропами и линиями $P_{вс}$ и $P_н$, равна аналогичной площади действительной индикаторной диаграммы. Для существующих компрессоров значения показателей эквивалентных политроп сжатия и расширения при $\varepsilon = 3 \div 6$ браны $n_c = (0,92 \div 0,98)k$, $n_p = (0,94 \div 0,98)n_c$. С достаточной для практических расчетов точностью значения показателя эквивалентных политроп можно принять равным показателю адиабаты, т.е. $n_c \approx n_p \approx k$.

Часто при расчете производительности компрессора для процесса обратного расширения используется политропа конечных параметров – это такая условная политропа с постоянным показателем, начальные и конечные параметры которой совпадают с параметрами процесса обратного расширения в действительном компрессоре. При $\varepsilon = 3 \div 4$ показатель политропы конечных параметров m процесса обратного расширения определяется зависимостью $m = 1 + A(k - 1)$, значения A приведены ниже:

$P_{вс}$, МПа	A	m при $k=1,4$
$< 0,15$	0,5	1,20
$0,15 \div 0,4$	0,62	1,25
$0,4 \div 1,0$	0,75	1,30
$1,0 \div 3,0$	0,88	1,35
$> 3,0$	1,0	1,4

6. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

6.1 Коэффициент подачи

Коэффициент подачи λ показывает, какую часть производительности идеального компрессора составляет производительность действительного компрессора, и определить его можно через отношение объемов

$$\lambda = \frac{V_D}{V_{II}} < 1 \quad (6.1)$$

V_D – действительный объем газа, выдаваемый компрессором, меньше объема V_{II} , описанного поршнем, по целому ряду причин, совместное влияние которых и учитывает коэффициент подачи λ . Наиболее широкое распространение получило следующее представление коэффициента подачи:

$$\lambda = \lambda_o \cdot \lambda_\phi \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{II} \cdot \lambda_g, \quad (6.2)$$

где λ_o – объемный коэффициент, учитывающий уменьшение производительности компрессора из-за наличия мертвого пространства;

λ_ϕ – коэффициент дросселирования, учитывающий уменьшение производительности за счет падения давления газа при прохождении через всасывающие клапаны;

λ_T – коэффициент подогрева, учитывающий уменьшение производительности из-за подогрева всасываемого газа;

λ_{II} – коэффициент, учитывающий уменьшение производительности из-за неплотности рабочей полости;

λ_g – коэффициент, учитывающий уменьшение производительности из-за наличия водяных паров во всасываемом газе.

6.2 Объемный коэффициент

Объемный коэффициент λ_o характеризует уменьшение производительности из-за наличия «мертвого объема» и представляет собой отношение отрезков на индикаторной диаграмме рис. 3.

$$\lambda_o = \frac{V_{II} - (V_4 - V_M)}{V_{II}}. \quad (6.3)$$

Как видно, определение λ_o сводится к определению разности $(V_4 - V_M)$, представляющей собой потерю рабочего объема цилиндра при обратном расширении газа из «мертвого объема». Уравнение процесса обратного расширения описывается политропой с показателем m : $P_4 \cdot V_4^m = P_c \cdot V_c^m$,

но $V_c = V_M$, $P_4 = P_{ec}$, поэтому $P_{ec} \cdot V_4^m = P_c \cdot V_M^m$ и $V_4 = V_M \left(\frac{P_c}{P_{ec}} \right)^{\frac{1}{m}}$

Подставив значение V_4 в (6.3), получим $1 - \frac{V_M}{V_{II}} \cdot \left[\left(\frac{P_c}{P_{ec}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$. (6.4)

Вместо P_c при расчетах можно использовать P_n , погрешность при замене P_c на P_n составляет порядка 2÷3 %. В проектных расчетах, когда V_M еще неизвестен, величиной относительного мертвого объема a_m можно задаваться в пределах:

- 0,02÷0,10 в I степени,
- 0,03÷0,10 во II степени,
- 0,05÷0,12 в III-IV степени,
- 0,08÷0,15 в V степени,
- 0,10÷0,18 в VI степени.

Ниже рассмотрены влияния различных факторов на λ_o .

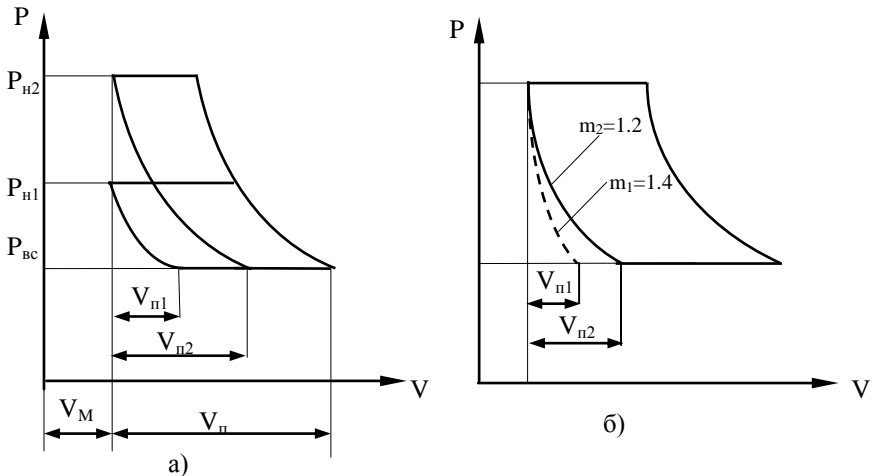


Рис.5. Влияние различных факторов на λ_o .

На рис. 5а показаны потери полезного объема из-за наличия V_M . Как видно, с увеличением P_H потери возрастают, т.е. λ_o уменьшается. На рис. 5б показаны потери полезного объема V_{II} в зависимости от показателя политропы обратного расширения m ; с уменьшением теплообмена между стенками цилиндра и газом (при этом процесс расширения приближается к адиабатическому $m \rightarrow 1,4$) потери уменьшаются, т.е. λ_o возрастает. Из анализа уравнения (6.4) следует: можно подобрать такие $a_m^* = \frac{V_M}{V_{II}} = \frac{1}{\varepsilon^m - 1}$, или

$\varepsilon_{\max} = \left(1 + \frac{1}{a_m}\right)^m$, при которых $\lambda_o = 0$, т.е. подача газа отсутствует. Работа

при таких параметрах означает, что весь рабочий объем V_n потерян на обратное расширение газа, оставшегося в «мертвой зоне». Индикаторная диаграмма для таких случаев показана на рис. 6.

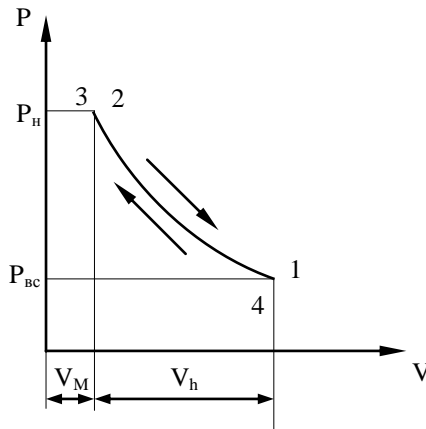


Рис. 6. Индикаторная диаграмма ПК при $\lambda_o = 0$

Следует заметить, что изменением величины V_M иногда пользуются для регулирования производительности компрессора.

6.3 Гидравлические потери при всасывании

На производительность компрессора оказывают влияние гидравлические сопротивления, встречающиеся на пути газа от всасывающего патрубка до рабочей полости цилиндра. Это потери во всасывающем патрубке, поте-

ри на входе в полость всасывания, потери в самой полости всасывания, потери во всасывающих клапанах. На индикаторной диаграмме (Рис. 3.) эти потери пропорциональны объему, описанному поршнем, на пути движения «а'-1». Эта часть хода поршня оказывается потерянной для производительности, т.к. всасывающий клапан еще не закрыт, а значит сжатие газа еще не происходит. Уменьшение производительности компрессора в этом случае оценивается коэффициентом дросселирования:

$$\lambda_{op} = \frac{P_a}{P_{ec}} = \frac{P_{ec} - \Delta P_a}{P_{ec}} = 1 - \frac{\Delta P_a}{P_{ec}} = 1 - \beta_a, \quad (6.5)$$

где $\beta_a = 0.04 \div 0.07$ получен из опытных данных. В ступенях низкого давления, если давление всасывания близко к атмосферному $\lambda_{др} = 0.35 \div 0.38$, в ступенях высокого давления $\lambda_{др} = 0.95 \div 0.99$.

6.4 Подогрев газа при всасывании

Подогрев газа во время всасывания обусловлен рядом причин. При всасывании газ соприкасается с деталями, температура которых выше, чем температура газа во всасывающей патрубке. Высокая температура этих деталей объясняется тем, что они находились в контакте с горячим газом во время процесса сжатия. Второй причиной повышения температуры газа при всасывании является превращение энергии, затраченной на проталкивание газа через гидравлические сопротивления, в теплоту. Третья причина – смешивание вновь поступающего газа с газом, оставшимся в «мертвом пространстве». С увеличением температуры газа в конце всасывания уменьшается его плотность ρ_{ec} , а потому уменьшается массовый расход газа, который поступает в цилиндр, а затем и в нагнетательный патрубок.

Уменьшение производительности компрессора в этом случае оценивается

коэффициентом подогрева $\lambda_T = \frac{T_{ec}}{T'_{ec}}$. (6.6)

Определить температуру подогрева T'_{ec} расчетным способом весьма трудно.

По этому величину λ_T следует выбирать по рекомендациям различных исследователей [1][2]. Можно коэффициент λ_T определить из уравнения $\lambda_T = 1 - 0,01(\varepsilon_{ц} - 1)$ (см.рис.4).

6.5 Влияние неплотностей рабочей полости цилиндра

Наличие различного ряда зазоров в сопряжениях контактируемых деталей приводит к потере газа. Различают утечки и перетечки газа. К утечкам относятся перетекания газа из рабочей полости, что сопровождается потерей газа. При перетечках потери газа нет, т.к. происходит его перетекание из одной полости в другую. Утечки и перетечки одинаково влияют на производительность одноступенчатого компрессора. Во многоступенчатых компрессорах это влияние различно. Зазор между поршнем и цилиндром уплотняется поршневыми кольцами. Однако между кольцами и цилиндром и в замке кольца всегда есть щели, что приводит к утечкам или перетечкам газа во время его сжатия. При удовлетворительном состоянии поршневого уплотнения через неплотности в нем протекает от 0,5 до 3% всего количества всасываемого газа. К уменьшению производительности приводят неплотности во всасывающих клапанах в процессе сжатия. Отрицательно влияют неплотности и в нагнетательных клапанах, т.к. через них во время обратного расширения и всасывания поступает газ из нагнетательного трубопровода, что равносильно увеличению «мертвого объема». Потери производительности при современных уплотнениях штоков не превышает 0,1%. Влияние неплотностей в действительном компрессоре на его производительность оценивается коэффициентом λ_{II} , для компрессоров, находящихся в хорошем состоянии $\lambda_{II} = 0,7 \div 0,8$.

6.6 Влияние влажности всасываемого газа

Во всасываемом газе может содержаться в виде пара некоторое количество влаги, т.е. в компрессоре происходит сжатие смеси газа и водяного пара. Последующее охлаждение газа в холодильниках приводит к конденсации влаги, которая удаляется во влагоотделителе. Таким образом, в процессе всасывания часть цилиндра занята влагой, что уменьшает производительность. Уменьшение производительности компрессора из-за влажности газа учитывается коэффициентом λ_g . Значение этого коэффициента близко к 1.

7. ЭНЕРГО-СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА

7.1 Среднее индикаторное давление

Средним индикаторным давлением $P_{инд}$ называется условно постоянное давление в рабочей полости цилиндра, преодолевая которое в течение хода от I до II поршень совершает работу, равную работе рассчитанной по данной индикаторной диаграмме. Среднее индикаторное давление определяется (см. рис. 7.) высотой прямоугольника АВДЕ равновеликого по площади f индикаторной диаграмме, а длина которого равна длине индикаторной диаграммы.

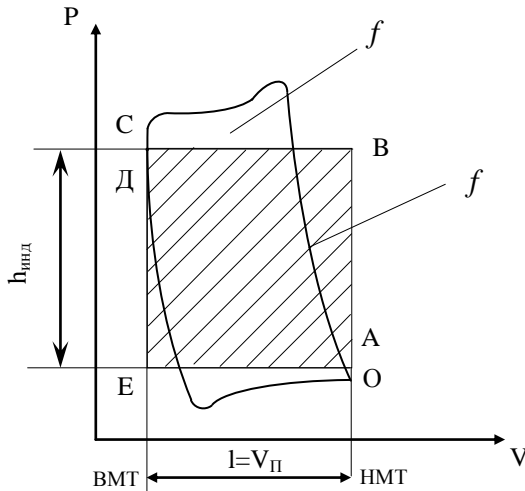


Рис.7. Среднее индикаторное давление

Величина среднего индикаторного давления равна $P_{инд} = h_{инд} \cdot \mu_u$,

где μ_u - масштаб давления;

$$h_{инд} = \frac{f}{l} - \text{высота диаграммы};$$

f - площадь индикаторной диаграммы,

$l = 2r$ - длина индикаторной диаграммы.

Площадь экспериментально полученной индикаторной диаграммы замеряется планиметром или определяется путем суммирования элементарных

площадок, на которое следует разбить диаграмму. Зная индикаторное давление легко определяется индикаторная мощность

$$N_{инд} = P_{инд} \cdot V_{II} \cdot n_0.$$

Индикаторная мощность действительного компрессора – это мощность, необходимая для сжатия и перемещение газа с учетом возврата энергии обратного расширения.

7.2 Индикаторная мощность одноступенчатого действительного компрессора

При отсутствии индикаторной диаграммы, получаемой экспериментально, ее приходится рассчитывать, после чего легко определяется индикаторная мощность. Рассчитать и построить индикаторную диаграмму действительного компрессора не представляется возможным из-за сложности явлений, протекающих в рабочей полости цилиндра.

Существует ряд инженерных методов расчета, в основе которых лежит схематизация действительной индикаторной диаграммы. Ниже рассмотрено определение индикаторной мощности одноступенчатого действительного компрессора с использованием упрощенной схематизированной диаграммы, показанной на рис 4. Индикаторная работа компрессора определяется площадью (1-2-3-4), которую можно представить как разность площадей (1-2-3-4)=(1-2-5-6)-(4-3-5-6), или

$$L_{инд} = \int_1^2 V dP - \int_4^3 V dP.$$

Используя эквивалентные политропы, получим

$$L_{инд} = P_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] \cdot \frac{n_c}{n_c-1} - P_1 \cdot V_4 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_p-1}{n_p}} - 1 \right] \cdot \frac{n_p}{n_p-1}, \quad (7.1)$$

$$\text{где } V_1 = V_{II} + V_M = (1 + a_M) \cdot V_{II}, \quad V_4 = V_M \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n_p}} = a_M \cdot V_n \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n_p}}.$$

После подстановки значений V_1 и V_4 в (7.1) получим индикаторную работу

$$L_{инд} = P_1 \cdot V_{II} \cdot \left\{ (1 + a_M) \cdot \frac{n_c}{n_c-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] - a_M \cdot \frac{n_p}{n_p-1} \cdot \left[\frac{P_2}{P_1} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n_p}} \right] \right\}. \quad (7.2)$$

Если умножить это выражение на n_0 , то получим индикаторную мощность, т.е. работу в единицу времени $N_{инд} = L_{инд} \cdot n_0$

7.3 Мощность привода действительного компрессора

Составляющие мощности, потребляемые компрессором:

$$N_e = N_{инд} + N_{тр} + N_{всп}, \quad (7.3)$$

$N_{инд}$ - индикаторная мощность, расходуемая на сжатие и перемещение газа с учетом возврата энергии при обратном расширении газа «мертвого объема»;

$N_{тр}$ - мощность, расходуемая на преодоление трения;

$N_{всп}$ - мощность, необходимая для привода вспомогательных механизмов от коленчатого вала (масляный насос, лубрикатор, вентилятор охлаждения и др.).

Мощность двигателя для привода компрессора:

$$N_{дв} = N_e + N_{пер}, \quad (7.4)$$

где $N_{пер}$ - мощность, теряемая в узлах привода (муфта, редуктор, клиноременная передача и др.).

Составляющие мощности, расходуемой на трение в местах контакта подвижных деталей компрессора:

$$N_{тр} = N_{к.н} + N_{ш.ш} + N_{нал} + N_{кр} + N_{пор} + N_{кол} + N_c, \quad (7.5)$$

где $N_{к.н}$ - мощность трения шеек коленчатого вала в коренных подшипниках вала (13÷20%);

$N_{ш.ш}$ - мощность трения в шатунных подшипниках (15÷20%);

$N_{нал}$ - мощность трения крейцкопфного пальца (4÷5%);

$N_{кр}$ - мощность трения крейцкопфа о направляющие (6÷8%);

$N_{пор}$ - мощность трения поршня о стенки цилиндра (5÷10%);

$N_{кол}$ - мощность трения поршневых колец (40÷55%);

N_c - мощность трения в сальниках штока (2÷10%).

(в скобках ориентировочно указано распределение мощности, расходуемой на трение).

7.4 Коэффициент полезного действия одноступенчатого компрессора

КПД – относительный критерий, предназначенный для оценки энергетического качества машины, представляющий собой отношения мощности (или работы) эталонного компрессора к мощности (или работе) действительного компрессора:

$$\eta = \frac{N_{эм}}{N_{\phi}} = \frac{N_{эм}}{N_{эм} + \Delta N}, \quad (7.6)$$

где ΔN - потери мощности в действительном компрессоре.

К эталонному компрессору представляются следующие требования:

- производительность эталонного компрессора должна быть равна производительности оцениваемого компрессора;

- эталонный компрессор должен находиться в тех же условиях работы (давление всасывания и нагнетания, температура всасывания, род сжимаемого газа и т.д.), при которых работает оцениваемый компрессор.

В качестве эталонных компрессоров принимают идеальные компрессоры с изотермическим или адиабатическим сжатием. Адиабатический КПД используют для оценки эффективности неохлаждаемых одноступенчатых компрессоров, изотермический – для одноступенчатых компрессоров с водяным охлаждением и многоступенчатых компрессоров.

Наиболее широко используют для оценки энергетического совершенства компрессора в целом полный или эффективный КПД:

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_e} \text{ или } \eta_{ад} = \frac{N_{ад}}{N_e}, \quad (7.7)$$

где $N_{из}$ и $N_{ад}$ - мощность идеального компрессора с изотермическим или адиабатическим сжатием; N_e - мощность, потребляемая действительным одноступенчатым компрессором.

Значения полных КПД для существующих одноступенчатых ПК составляет $\eta_{из} = 0,6 \div 0,7$, $\eta_{ад} = 0,8 \div 0,95$.

Для оценки совершенства компрессора с точки зрения качества внутренних процессов, т.е. термодинамических и газодинамических явлений, используют индикаторный или внутренний КПД (иногда его называют термодинамическим или тепловым). В зависимости от принятого эталонного компрессора, различают изотермический или адиабатический индикаторный КПД:

$$\eta_{из.инд} = \frac{N_{из}}{N_{инд}}, \quad \eta_{ад.инд} = \frac{N_{ад}}{N_{инд}}, \quad (7.8)$$

где $N_{из}$ и $N_{ад}$ - мощность идеального компрессора с изотермическим и адиабатическим сжатием;

$N_{инд}$ - индикаторная мощность действительного компрессора.

По величине индикаторных КПД судят о потери мощности из-за несовершенства процессов сжатия, расширения, нагнетания, всасывания. Значение индикаторных КПД зависят от степени сжатия газа в компрессоре. Пример такой зависимости показан на рис.8.

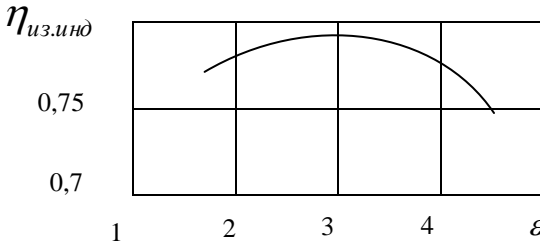


Рис. 8. Зависимость $\eta(\varepsilon)$

При $\varepsilon < 3,0$ уменьшение $\eta_{из.инд}$ объясняется увеличением относительных потерь в клапанах; при $\varepsilon > 3,0$ уменьшение $\eta_{ад.инд}$ объясняется существенным отклонением действительного сжатия и расширения от изотермического. В существующих одноступенчатых ПК КПД составляет $\eta_{из.инд} = 0,7 \div 0,8$, $\eta_{ад.инд} = 0,88 \div 0,95$. Для оценки совершенства конструкции механизма движения ПК используют механический КПД $\eta_{мех}$. За мощность эталонного компрессора в этом случае принимают индикаторную мощность $N_{инд}$ действительного компрессора:

$$\eta_{мех} = \frac{N_{инд}}{N_{инд} + N_{тр} + N_{всп}} = \frac{N_{инд}}{N_e} \quad (7.9)$$

Механический КПД есть отношение индикаторной мощности действительного компрессора к полной мощности компрессора. Рассмотренные КПД связаны зависимостью:

$$\begin{aligned} \eta_{из} &= \frac{N_{из}}{N_e} = \frac{N_{из}}{N_{инд}} \cdot \frac{N_{инд}}{N_e} = \eta_{из.инд} \cdot \eta_{мех}, \\ \eta_{ад} &= \frac{N_{ад}}{N_e} = \frac{N_{ад}}{N_{инд}} \cdot \frac{N_{инд}}{N_e} = \eta_{ад.инд} \cdot \eta_{мех}. \end{aligned} \quad (7.10)$$

У существующих компрессоров величина механического КПД находится в пределах $\eta_{\text{мех}} = 0,8 \div 0,95$. Справедлива и такая зависимость для механического КПД

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{инд}}}{N_{\text{инд}} + N_{\text{тр}} + N_{\text{вс}}} = \frac{1}{1 + \frac{N_{\text{тр}} + N_{\text{вс}}}{N_{\text{инд}}}}, \quad (7.11)$$

из этого выражения можно определить мощность трения через $\eta_{\text{мех}}$

$$N_{\text{тр}} + N_{\text{вс}} = \frac{N_{\text{инд}}}{\eta_{\text{мех}}} \cdot (1 - \eta_{\text{мех}}). \quad (7.12)$$

8. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ И ПАРАМЕТРЫ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

8.1 Классификации размеров и параметров

Основные размеры и параметры ПК:

- диаметр цилиндра $D_{\text{П}}$;
- ход поршня $S_{\text{П}}$;
- диаметр штока $d_{\text{ш}}$;
- частота вращения коленчатого вала n .

Определяющие параметры ПК:

- относительная величина «мертвого объема» $a_{\text{м}}$;
- средняя скорость поршня $C_{\text{м}}$;
- отношение хода поршня к диаметру цилиндра $\psi = \frac{S_{\text{П}}}{D_{\text{П}}}$;
- максимальное ускорение поршня j или $S_{\text{П}} \cdot n_0^2$;

Параметры, характеризующие условие работы ПК:

- давление всасывания $P_{\text{вс}}$;
- давление нагнетания $P_{\text{н}}$;
- температура всасывания $T_{\text{вс}}$;
- температура нагнетания $T_{\text{н}}$;
- род сжимаемого газа;

- условие охлаждения.

8.2 Средняя скорость поршня

В расчетах ПК используется условная величина C_m – средняя скорость поршня. Средней скоростью поршня называют условно постоянную скорость, обладая которой, поршень за время одного оборота кривошипа прошел бы путь $2S_{II}$: $C_m = 2 \cdot S_{II} \cdot n_0$. (8.1)

По средней скорости поршня можно судить о гидравлических потерях в газовом тракте; средняя скорость поршня связана с интенсивностью износа трущихся деталей, с инерционными усилиями в механизме движения. Из выше перечисленного следует, что определенному уровню качества материала, конструкции газового тракта, механизма движения соответствует допустимая максимальная величина C_m . Значения C_m в современных ПК приведены ниже:

Компрессоры	C_m , м/с
производительностью $< 0,01 \text{ м}^2/\text{с}$	$1 \div 2,5$
стационарные	$3,0 \div 5,0$
передвижные	$4,0 \div 7,0$

8.3 Максимальное ускорение поршня j_{\max}

Из кинематики кривошипно-шатунного механизма известно максимальное ускорение поршня

$$j_{\max} = \omega^2 \cdot r \cdot \left(1 + \frac{r}{l}\right), \text{ где } \omega - \text{угловая скорость кривошипа.}$$

У существующих компрессоров $\frac{r}{l} = \frac{1}{3.5} \div \frac{1}{6}$, для приближенных расчетов можно принять $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$, тогда

$$j_{\max} = (2 \cdot \pi \cdot n_0)^2 \cdot \frac{S_{II}}{2} (1 + 0.2) = 23.66 \cdot S_{II} \cdot n_0^2 \quad (8.2)$$

Как и j_{\max} параметр $S_{II} \cdot n_0^2$ характеризует величину инерционных сил, поступательного движущихся масс механизма движения.

Максимальное ускорение кривошипа:

$$j_{кр} = \omega^2 \cdot r = (2 \cdot \pi \cdot n_0)^2 \cdot \frac{S_{II}}{2} = 6.28 \cdot S_{II} n_0^2. \quad (8.3)$$

Отсюда следует, что параметр $S_{II} \cdot n_0^2$ характеризует инерционные силы и вращательно движущихся масс механизма движения.

8.4 Частота вращения вала кривошипа

Выбор величины n_0 – один из наиболее сложных этапов в создании ПК. Выбранная величина n_0 влияет на конструкцию компрессора, его узлов, на требования к монтажу, эксплуатации и ремонту. С увеличением оборотов уменьшается габариты машины, но при этом уменьшается $\eta_{\text{мех}}$, увеличиваются инерционные нагрузки. Другими словами, увеличение n_0 возможно лишь при условии усовершенствования конструкции узлов.

При заданном описанном объеме в единицу времени

$$V_h = \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} \cdot S_{II} \cdot n_0 = \frac{\pi \cdot D_{II}^3}{4} \psi \cdot n_0 \quad (8.4)$$

можно определить диаметр поршня $D_{II} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_n}{\psi \cdot n_0}}$. Диаметр поршня

зависит от приведенной частоты вращения $(\psi \cdot n_0)$. При увеличении n_0 уменьшается D_{II} и сила давления сжимаемого газа (поршневая сила). Формулу описанного объема можно преобразовать следующим образом:

$$V_n = \frac{\pi}{4} \cdot D^3 \cdot \psi \cdot n_0 = \frac{\pi}{4} \cdot D^3 \cdot \frac{\psi^3 \cdot n_0^3}{\psi^2 \cdot n_0^2} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{(S_{II} \cdot n_0)^3}{(\psi \cdot n_0)^2} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{C_m^3}{(\psi \cdot n_0)^2},$$

отсюда средняя скорость поршня

$$C_m = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot V_n \cdot (\psi \cdot n_0)^2}. \quad (8.5)$$

Как видно с увеличением скорости вращения кривошипа при неизменных V_n и ψ возрастает средняя скорость поршня, что нежелательно из-за повышения износа трущихся поверхностей, потери в клапанах и падения производительности. Ограничить рост C_m можно уменьшением параметра ψ , что и наблюдается в практике компрессоростроения:

вертикальные, V и W-

ψ

-образные бескрейцкопфные

компрессоры 0,45÷0,8

крейцкопфные компрессоры 0,35÷0,75

Известны крейцкопфные компрессоры с $\psi = 0,27$. С увеличением оборотов коленчатого вала повышается $S_{\Pi} \cdot n_0^2$ - показатель инерционных нагрузок.

8.5. Определение основных размеров одноступенчатого компрессора

Основная задача расчета ПК: по заданной производительности V_e и давлениям $P_{вс}$ и P_n определить D , S_{Π} , $d_{ш}$ и n_0 . Порядок расчета следующий:

1. определяются или задаются составляющие коэффициента подачи $\lambda = \lambda_o \cdot \lambda_o \cdot \lambda_m \cdot \lambda_n$;

2. определяется описанный объем, обеспечивающий заданную производительность $V_n = \frac{V_e}{\lambda}$;

3. по зависимостям:

для компрессоров простого действия $V_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S_{\Pi} \cdot n_0$,

для компрессоров двойного действия $V_n = \frac{\pi}{4} \cdot (2 \cdot D^2 - d_{ш}^2) \cdot S_{\Pi} \cdot n_0$,

необходимо определить неизвестные величины D_{Π} , S_{Π} , n_0 и диаметр штока $d_{ш} = 0,1 \div 0,15 \cdot D_{\Pi}$.

Сложность определения основных размеров компрессора заключается в выборе сочетания значений D_{Π} , S_{Π} , n_0 , удовлетворяющих уравнению описанного объема V_h . И чем меньше будет при этом потребляемая компрессором мощности, тем предпочтительнее будет набор выбранных значений D_{Π} , S_{Π} , n_0 . При решении поставленной задачи полагают ряд ограничений:

- принимается во внимание только тот набор значений D_{Π} , S_{Π} , n_0 , который соответствует современному уровню значения C_m , ψ , $S_{\Pi} \cdot n_0^2$;

- выбор значений D_{II} , S_{II} , n_0 можно производить из ограниченного множества (например, диаметры цилиндров могут быть выбраны из ряда значений, предусмотренных ГОСТ 9515-81; значения n_0 должны соответствовать оборотам электродвигателей, используемых для привода компрессоров);
- требование максимальной унификации может сократить число возможных значений D_{II} , S_{II} , n_0 .

8.6 Влияние колебаний давления в трубопроводах на работу действительного ПК.

Периодическое всасывание газа в цилиндрах из всасывающего трубопровода и его нагнетания в нагнетательный трубопровод обуславливают неустановившееся движение газа в них. В момент открытия нагнетательного клапана возмущения, вызываемое движением поршня, возникнув у цилиндра, распространяется со скоростью звука по трубопроводу. Волна возмущения достигнув емкости в конце трубопровода, отражаясь от поршня, возмущения вновь распространяются в прямом направлении. Все эти волны налагаются друг на друга, действительная картина колебательных явления скажется весьма сложной. Еще более сложные явления могут возникнуть в межступенчатых коммуникациях многоступенчатых компрессоров.

Пульсация давления в трубопроводах являются причиной больших трудностей при эксплуатации компрессорных установок, колебания давления, особенно сильные при резонансе, могут увеличить или уменьшить производительность, увеличить удельные затраты энергии, ухудшить работу клапанов, нарушить герметизацию предохранительного клапана и другой арматуры и т.д. Поэтому значительные колебания давления в трубопроводах нежелательны. Интенсивность неравномерности давления:

$$\delta_p = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{cp}}. \quad (8.6)$$

При проектировании компрессоров считаются допустимыми следующие степени неравномерности давления:

в трубопроводах	с $P_{cp} < 0,05$ МПа	$\delta_p < 0,08$
	с $P_{cp} 0,05 \div 10$ МПа	$\delta_p < 0,06$
	с $P_{cp} 10 \div 20$ МПа	$\delta_p < 0,05$
	с $P_{cp} 20 \div 50$ МПа	$\delta_p < 0,04$

Уменьшение δ_p связано с затратами, поэтому считается экономически целесообразным уменьшать δ_p до значений $<0,02$. При выборе допустимых значений δ_p руководствуются следующими соображениями: меньшие значения δ_p соответствуют компрессорам большой производительности, сжимающим тяжелый газ, а так же нагнетательным трубопроводам.

9. МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ

9.1 Основные понятия

В различных отраслях промышленности используется газ, сжатый до очень высоких давлений. Так, например, при синтезе аммиака требуется газ, сжатый до $32\div 70$ МПа, а при производстве полиэтилена до 350 МПа. Как известно, сжать газ до таких давлений в компрессоре с одной ступенью сжатия не представляется возможным, что и привело к появлению многоступенчатого сжатия, осуществляемое в многоступенчатом ПК. На рис. 9, для примера показано трехступенчатое сжатие.

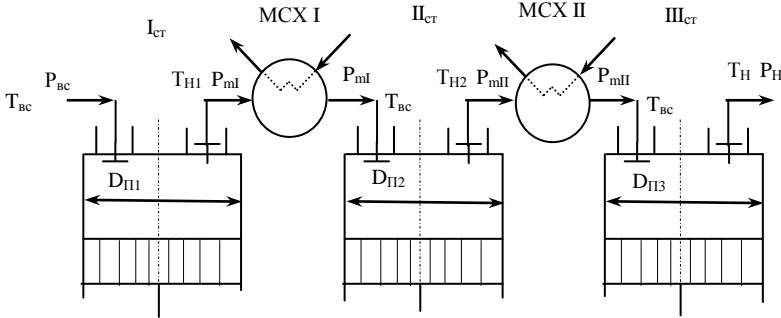


Рис.9. Схема многоступенчатого компрессора

Сжатие газа в таких компрессорах производится последовательно в каждой ступени. Ступень представляет собой одноступенчатый компрессор. При переходе из одной ступени в другую газ охлаждается в межступенчатых холодильниках (МСХ). Различают полное и неполное межступенчатое охлаждение. При полном межступенчатом охлаждении температура всасывания во всех ступенях одинакова, т.е. газ между ступенями охлаждается до температуры всасывания в I-ой ступени. При неполном охлаждении газ в последующих ступенях имеет температуру

всасывания выше, чем в I-ой ступени. Если P_{m1} – давление между I и II ступенями, P_{m2} – давление между II и III ступенями и т.д., то степень сжатия в ступенях

$$\varepsilon_I = \frac{P_I}{P_{вс}}, \varepsilon_{II} = \frac{P_{II}}{P_I}, \varepsilon_n = \frac{P_H}{P_{n-1}}. \quad (9.1)$$

Если $P_{вс}$ – давление всасывания I-ой ступени, P_H – давление нагнетания последней ступени, то степень сжатия газа в многоступенчатом компрессоре

$$\varepsilon_k = \frac{P_H}{P_{вс}} = \frac{P_I}{P_{вс}} \cdot \frac{P_{II}}{P_I} \cdot \dots \cdot \frac{P_H}{P_{n-1}} = \varepsilon_I \cdot \varepsilon_{II} \cdot \dots \cdot \varepsilon_n, \quad (9.2)$$

т.е. степень сжатия газа в компрессоре равна произведению степеней сжатия всех ступеней.

9.2 Теоретическое многоступенчатое сжатие

Основные допущения:

- теоретический многоступенчатый компрессор состоит из ряда идеальных одноступенчатых компрессоров;
- охлаждение между ступенями полное;
- передача газа от ступени к ступени и межступенчатое охлаждение происходит без потери давления, т.е. давление всасывания в последующей ступени равно давлению нагнетания в предыдущей ступени;
- показатели политропы сжатия во всех ступенях постоянны и одинаковы, часто их принимают равными показателю адиабаты;
- во всех ступенях сжимается одно и то же количество газа, т.е. нет утечки и отбора газа между ступенями.

На рис.10 представлена индикаторная диаграмма двухступенчатого сжатия.

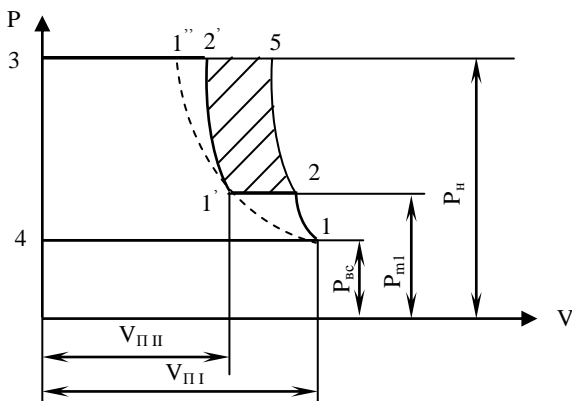


Рис.10. Индикаторная диаграмма двухступенчатого сжатия

Линия 4-1 изображает процесс всасывания в I-ой ступени. Политропа 1-2 представляет сжатие газа в I-ой ступени. Достигнув давления P_{m1} , газ из ступени I поступает в межступенчатый холодильник, где охлаждается до температуры $T_{вс1}$. Процесс охлаждения показан прямой 2-1. Охлаждение при постоянном давлении приводит к уменьшению объема до V_{III} . Сжатие во второй ступени происходит по политропе 1'-2', линия 2'-3 соответствует нагнетанию во II-ой ступени. Аналогичным образом можно представить индикаторную диаграмму сжатия газа в трех, четырех и т.д. ступенях. Из индикаторной диаграммы многоступенчатого сжатия следует:

- описанный объем V_{II} газа в последующей ступени меньше описанного объема газа в предыдущей ступени;

- точки 1, 1', 1'' и т.д. лежат на одной изотерме ($T=const$), значит для теоретического многоступенчатого компрессора справедливо соотношение

$$P_{вс} \cdot V_{III} = P_{m1} \cdot V_{II} = P_{m2} \cdot V_{I} = \dots = const. \quad (9.3)$$

9.3 Причины перехода к многоступенчатому сжатию

Рассмотрим более подробно причины перехода к многоступенчатому сжатию. Как известно, температура нагнетания зависит от температуры всасывания и степени сжатия: $T_n = T_{вс} \cdot (\varepsilon)^{\frac{k-1}{k}}$, при большом значении степени сжатия температура в цилиндре может достигнуть недопустимой величины, при которой начинается разложение масла. В воздушных компрессорах возникает опасность воспламенения и взрыва масляного нагара, накапливающегося в цилиндре и трубопроводах (температура нагнетания в

таких компрессорах допускается не выше 190°C). В ацетиленовых компрессорах при высокой температуре наступает разложение газа, сопровождающееся выделением тепла и перерастающее во взрыв. В этих машинах температура нагнетания допускают не более 100-110°C. При сжатии коксового газа возникает полимеризация содержащихся в нем углеводородов с выделением смолистого нагара, покрывающего клапана, трубопроводы, холодильники настолько обильно, что нормальная работа компрессора становится невозможной. Отмеченные ограничения по температуре нагнетания приводят к увеличению числа ступеней сжатия в компрессоре.

Из индикаторной диаграммы двухступенчатого компрессора видно, что затраченная работа на сжатие газа в нем меньше, чем в одноступенчатом компрессоре при сжатии по политроне 1-5 (выигрыш пропорционален заштрихованной площади диаграммы). При многоступенчатом сжатии выигрыш будет больше, т.к. кривая сжатия будет располагаться ближе к наиболее экономичному изотермическому сжатию (кривая 1-1'-1'').

Следующей причиной перехода к многоступенчатому сжатию является величина поршневой силы. Поршневой силой называют давление газа на поршень. Чем меньше поршневая сила, тем легче и компактнее механизм движения, меньше масса и стоимость компрессора, выше его механический КПД. Величина поршневой силы переменна по ходу поршня. Максимального значения она достигает в начале процесса нагнетания. В цилиндре двойного действия при одинаковой площади поршня F с обеих сторон величина поршневой силы равна

$$P = (P_n - P_{вс}) \cdot F = P_{вс} \cdot F \cdot (\varepsilon - 1). \quad (9.4)$$

В многоступенчатом компрессоре, состоящем из цилиндров двойного действия с одинаковой площадью поршня с обеих сторон, при равенстве степени сжатия ε_{cm} в ступенях поршневая сила у всех ступеней одинакова; из равенства (9.3) при одинаковом ходе поршня S_{II} следует

$$P_{вс} \cdot F_I = P_{m1} \cdot F_{II} = P_{m3} \cdot F_{III} = P_{вс} \cdot F_i, \quad (9.5)$$

т.е. поршневая сила во всех ступенях одинакова и равна

$$P_I = P_{II} = P_{III} = \dots P_Z = P_{всi} \cdot F_i \cdot (\varepsilon_{cm} - 1) = P_{всi} \cdot F_i (\varepsilon_{cm} - 1) \quad (9.6)$$

При числе ступеней z поршневая сила, действующая на коленчатый вал, равна $P = P_I + P_{II} + \dots P_Z = z \cdot P_{вс} \cdot F_i \cdot (\varepsilon_{cm} - 1)$.

При равенстве степени сжатия во всех ступенях $\varepsilon_{cm} = \sqrt[z]{\varepsilon_k}$. С увеличением числа ступеней поршневая сила снижается.

Например, при $P_{вс}=100$ кПа, $P_n=900$ кПа

$$P_{z=1} = P_{вс} \cdot F_1 (9 - 1) = 8 \cdot P_{вс} \cdot F_1, \text{ при одной ступени сжатия;}$$

$$P_{z=2} = 2 \cdot P_{\text{сc}} \cdot F_1 (\sqrt{9} - 1) = 4 \cdot P_{\text{сc}} \cdot F_1, \text{ при двух ступенях сжатия.}$$

Во втором случае поршневая сила оказывается в 2 раза меньше, в этом заключаются еще один положительный эффект от многоступенчатого сжатия.

С ростом степени сжатия уменьшается объемный коэффициент λ_0 , т.к. увеличивается влияние «мертвого» объема. Считается практически целесообразным применением компрессора лишь в том случае, когда $\lambda_0 > 0.7$. При переходе к многоступенчатому сжатию $\varepsilon_{\text{см}}$ снижается λ_0 увеличивается. На рис.8. показана зависимость изотермического индикаторного КПД от $\varepsilon_{\text{см}}$. Как видно, $\eta_{\text{из}}$ достигает максимума при $\varepsilon \approx 3,0$. В случае, когда следует получать высокие давления, целесообразно перейти к многоступенчатому сжатию, с тем чтобы все ступени иметь $\varepsilon \approx 3,0$, что дает возможность получить компрессор с максимальным КПД.

9.4 Распределение степеней сжатия газа между ступенями в многоступенчатом теоретическом сжатии

Каким образом следует распределить заданную степень сжатия между ступенями многоступенчатого компрессора, чтобы суммарная работа, затраченная всеми ступенями на сжатие газа, была бы минимальной. Вот суть вопроса этого параграфа.

Сделаем это для двухступенчатого компрессора, индикаторная диаграмма которого показана на рис.10.

Работа двух ступеней за один оборот равна сумме работ каждой ступени

$$L_K = \frac{n}{n-1} P_{\text{сc}} V_1 \cdot \left[\left(\frac{P_m}{P_{\text{сc}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{n}{n-1} P_m V_1 \cdot \left[\left(\frac{P_n}{P_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

т.к. точки 1 и 1' лежат на одной и той же изотерме, то $P_{\text{сc}} \cdot V_1 = P_m \cdot V_1$ и

$$\text{значит } L_K = \frac{n}{n-1} P_{\text{сc}} V_1 \cdot \left[\left(\frac{P_m}{P_{\text{сc}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_n}{P_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right]. \quad (9.8)$$

В данном случае задача об оптимальном распределении степени сжатия газа в компрессоре ε_K между ступенями

$$\varepsilon_K = \varepsilon_I^* \cdot \varepsilon_{II}^* = \frac{P_m^*}{P_{ec}} \cdot \frac{P_H}{P_m^*} \quad (9.9)$$

сводится к нахождению оптимального промежуточного давления P_m^* , при котором L_K была бы минимальной. Запишем условие минимума:

$$\frac{dL_K}{dP_m} = \frac{n}{n-1} P_{ec} V_1 \cdot \left[\frac{n-1}{n} \cdot \frac{(P_m^*)^{n-1}}{(P_{ec})^n} - \frac{n-1}{n} \cdot \frac{(P_H)^{n-1}}{(P_m^*)^{n-1+1}} \right] = 0;$$

$$\text{или } \frac{(P_m^*)^{n-1}}{(P_{ec})^n} = \frac{(P_H)^{n-1}}{(P_m^*)^{n-1+1}}; (P_m^*)^{2 \frac{n-1}{n}} = (P_{ec} \cdot P_H)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ отсюда}$$

$$P_m^* = \sqrt{P_H \cdot P_{ec}} \text{ и } P_m^{*2} = P_H \cdot P_{ec} \text{ или } \frac{P_m^*}{P_{ec}} = \frac{P_H}{P_m^*} \text{ и искомые степени}$$

сжатия

$$\varepsilon_I^* = \varepsilon_{II}^* = \sqrt{\varepsilon_K}. \quad (9.10)$$

Таким образом, чтобы получить минимальную суммарную работу при двухступенчатом теоретическом сжатии степени сжатия в ступенях должны быть одинаковыми. Аналогичным образом для Z ступеней сжатия можно получить:

$$\varepsilon_I^* = \varepsilon_{II}^* = \varepsilon_{III}^* = \dots = \varepsilon_Z^* = \sqrt[Z]{\varepsilon_K} = \varepsilon^* \quad (9.11)$$

Следствия оптимального распределения степеней сжатия:

- при оптимальном распределении степеней сжатия по ступеням получаются одинаковые температуры конца сжатия в каждой ступени, в самом деле температура нагнетания в 1-ой ступени

$$T_{ni} = T_{eci} \left(\varepsilon_i^* \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ но } T_{ec1} = T_{ec2} = \dots T_{ecZ}, \text{ т.к. точки } 1, 2, 3 \dots Z \text{ лежат}$$

на изотерме, а $\varepsilon_I^* = \varepsilon_{II}^* = \varepsilon_{III}^* = \dots = \varepsilon_Z^*$ по условию оптимальности, значит $T_{H1} = T_{H2} = \dots T_{HZ}$;

- при оптимальном распределении степеней сжатия по ступеням равными оказываются и работы, затраченные на сжатие, в каждой ступени; действительно работа сжатия в i -той ступени газа массой m_{ec} равна:

$$L_i = \frac{n}{n-1} m_{ec} \cdot R \cdot T_{eci} \left[(\varepsilon^*)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = L_1 = L_2 = \dots = L_n, \text{ т.к. все пара-}$$

метры, входящие в это уравнение равны для всех ступеней компрессора.

Оптимальные межступенчатые давления определяются следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} P_{mI}^* &= P_{ec} \cdot \varepsilon^*, \\ P_{mII}^* &= P_{mI}^* \cdot \varepsilon^* = P_{ec} (\varepsilon^*)^2, \\ P_{mi}^* &= P_{ec} (\varepsilon^*)^i. \end{aligned} \quad (9.12)$$

При теоретическом многоступенчатом сжатии справедлива зависимость $P_{ecI} \cdot V_{III} = P_{ecII} \cdot V_{III} = P_{ecIII} \cdot V_{III} = \dots$ (9.13)

т.к. сжатие во всех ступенях начинается с одной и той же температуры $T_{всI}$. Учитывая, что при теоретическом многоступенчатом сжатии

$$P_{ecII} = P_{nl}, \text{ получим} \quad (9.14)$$

$$P_{ec} \cdot V_{III} = P_{nl} \cdot V_{III} = P_{nl} \cdot V_{III} = \dots$$

Из этого равенства следует

$$\varepsilon_I = \frac{P_{nl}}{P_{ecI}} = \frac{V_{III}}{V_{III}}; \varepsilon_{II} = \frac{P_{nl}}{P_{nl}} = \frac{V_{III}}{V_{III}}; \dots \varepsilon_i = \frac{V_{III}}{V_{III}}. \quad (9.15)$$

Иными словами, чтобы ступени компрессора работали при заданном повышении давления, необходимо обеспечение соответствующих размеров рабочих цилиндров в ступенях с тем, чтобы отношения объема газа, засасываемого в предыдущей ступени, к объему газа, засасываемого в последующей ступени, равнялась степени сжатия газа в предыдущей ступени. Следует заметить, что этот вывод остается справедливым и в том случае, когда степени сжатия в ступенях компрессора не соответствуют оптимальным значениям.

В процессе эксплуатации возможно кратковременное, а иногда, и длительное изменение давления всасывания или нагнетания компрессора, т.е. возможна его работа на нерасчетном режиме. Увеличение P_n или

уменьшение P_{ec} приводит к повышению степени сжатия ε_K компрессора.

Однако, при этом изменится режим работы только последней ступени, т.к. степень сжатия всех предыдущих ступеней зависит от соотношения объемов цилиндров, которое остается неизменным. В таких случаях в процессе эксплуатации следует обращать внимание на работу последней ступени, в которой возможны повышение температуры нагнетания и увеличение усилия в механизме движения до недопустимых размеров.

10. ОСОБЕННОСТИ СЖАТИЯ ГАЗА В ДЕЙСТВИТЕЛЬНОМ МНОГОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

Работа действительного компрессора в сравнении с теоретическим отличается рядом существенных особенностей:

в действительном компрессоре имеются большие потери давления между ступенями (до 15-18%); это обусловлено потерями в газовых межступенчатых коммуникациях и складываются они из потерь на трение газа о стенки, потерь в местах сопротивления (межступенчатые холодильники, влагомаслоделители, вентили, задвижки); динамических потерь, вызванных волновыми явлениями в трубопроводах;

в действительном компрессоре нет полного охлаждения, недоохлаждение вызвано несоответствием расчетному отводу тепла из-за сложности учета всех явлений (несоответствие поверхности теплообмена расчетным значениям, загрязнение теплообменных поверхностей, колебание температуры и напора охлаждающей воды);

степени повышения давления в ступенях не соответствуют оптимальным значениям, что объясняется потерями в межступенчатых коммуникациях, различной степенью недоохлаждения, неплотностями рабочих полостей цилиндров и др.;

показатели политропы сжатия в ступенях различны; во-первых, в процессе сжатия к газу может подводиться тепло, выделяемое при трении поршневых колец, количество такого тепла в различных ступенях различно; во-вторых, различны площади поверхности теплообмена рабочих цилиндров, которые уменьшаются к последней ступени; показатель политропы увеличивается с увеличением степени сжатия;

при высоких давлениях поведение реальных газов отличается от поведения идеального.

11. ВЫБОР ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ СЖАТИЯ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Как указывалось выше, с увеличением числа ступеней сжатия увеличивается выигрыш в работе сжатия, но этот выигрыш постепенно уменьшается с увеличением числа ступеней сжатия. С другой стороны, в действительном многоступенчатом компрессоре с увеличением числа ступеней сжатия возрастают потери мощности на преодоление гидравлических сопротивлений в клапанах, в межступенчатых охладителях и коммуникациях. Кроме того, с увеличением числа ступеней сжатия возрастают потери на преодоление сил трения в механизме движения, т.к. увеличивается число поршней, поршневых колец, подшипников, шатунов, сальников и других узлов трения. С увеличением числа ступеней усложняется конструкция ком-

прессора, возрастает стоимость, уменьшается надежность. Из сказанного следует, что каждому значению ε_k должно соответствовать оптимальное число ступеней сжатия с экономической точки зрения.

Для теоретического многоступенчатого сжатия справедлива зависимость (9.11). В действительном компрессоре из-за наличия гидравлических потерь степень сжатия в компрессоре должна быть выше $\varepsilon_{cm} = K \cdot \sqrt[z]{\varepsilon_k}$, где $K=1,1 \div 1,2$. Решая последнее равенство относительно z , получим

$$z = \frac{\lg \varepsilon_k}{\lg \frac{\varepsilon_{cm}}{K}}. \quad (11.1)$$

Обычно $\varepsilon_{cm} = 2.5 \div 5$, задавшись которым легко определить число z , округлив результат до ближайшего целого значения. Из экономических соображений целесообразно задаваться таким z , при котором $\eta_{из.инд}$ компрессора имеет наивысшее значение. На рис. 11. показана зависимость $\eta_{из.инд}$ от P_H для различных z . Иногда в целях максимального упрощения конструкции и снижения ее стоимости число ступеней уменьшают. При выборе z учитывают тот факт, что с увеличением z уменьшается поршневая сила.

12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ МЕЖСТУПЕНЧАТЫХ ДАВЛЕНИЙ В ДЕЙСТВИТЕЛЬНОМ КОМПРЕССОРЕ

Чтобы определить распределение повышения давления по ступеням с учетом потерь между ними, необходимо знать эти потери. Принято потери давления между ступенями определять по упрощенным схематизированным индикаторным диаграммам как разность между средним давлением газа в цилиндре предыдущей ступени во время процесса нагнетания и средним давлением газа в цилиндре последующей ступени во время процесса всасывания. Диаграммы работы двух цилиндров представлены на рис.12. Осредненное значение относительных потерь между ступенями i и $i+1$ равно

$$\delta_i = \frac{P_{2i} - P_{1(i+1)}}{P_{mi}} = \frac{P_{2i} - P_{1(i+1)}}{P_{вс(i+1)}}, \quad (12.1)$$

где P_{mi} - номинальное межступенчатое давление между ступенями i и $i+1$.

За номинальное межступенчатое давление принимают давление всасывания в последующей ступени, т.е. $P_{mi} = P_{вс(i+1)}$. Потери давления между ступенями i и $i+1$ удобно представить в виде суммы

$$\delta_i = \delta_{ni} + \delta_{ec(i+1)}, \quad (12.2)$$

где $\delta_{ni} = \frac{P_{2i} - P_{ec(i+1)}}{P_{eci}}$ - относительные потери на нагнетании ступени i ,

$\delta_{ec(i+1)} = \frac{P_{ec(i+1)} - P_{1(i+1)}}{P_{ec(i+1)}}$ - относительные потери на всасывании ступени $i+1$.

Практика показывает, что для расчета приблизительно справедливы соотношения:

$$\delta_{ni} \cong 0,7\delta_i, \quad \delta_{ec(i+1)} \cong 0,3\delta_i.$$

Потери давления при нагнетании представляют собой сумму потерь в нагнетательных клапанах ступени i и межступенчатые потери в холодильнике, влагомаслоотделители, коммуникациях за ступенью i ; потери на всасывании - потери во всасывающих клапанах ступени $i+1$. Указанные потери давления с достаточной точностью можно определить по формуле

$$\delta_i = \frac{7,6}{P_{ec(i+1)}^{0,3}}, \quad (12.3)$$

полученной при обработке экспериментальных результатов.

При применения более совершенных клапанов можно применять формулу

$$\delta_i = \frac{2,66}{P_{ec(i+1)}^{0,25}}. \quad (12.4)$$

Осредненные значения давления при нагнетании в i ступенях и всасывании в $(i+1)$ ступенях представлены ниже:

$$\begin{aligned} P_{2i} &= P_{ec(i+1)} + \Delta P_{xi} + \Delta P_{2i} = P_{ec(i+1)} + \delta_{ni} P_{ec(i+1)} = \\ &= P_{ec(i+1)}(1 + \delta_{ni}) = P_{ec(i+1)}(1 + 0,7\delta_i) = P_{mi}(1 + 0,7\delta_i); \\ P_{1(i+1)} &= P_{ec(i+1)} - \Delta P_{1(i+1)} = P_{ec(i+1)}(1 - \delta_{ec(i+1)}) = P_{ec(i+1)}(1 - 0,3\delta_i) = \\ &= P_{mi}(1 - 0,3\delta_i). \end{aligned} \quad (12.5)$$

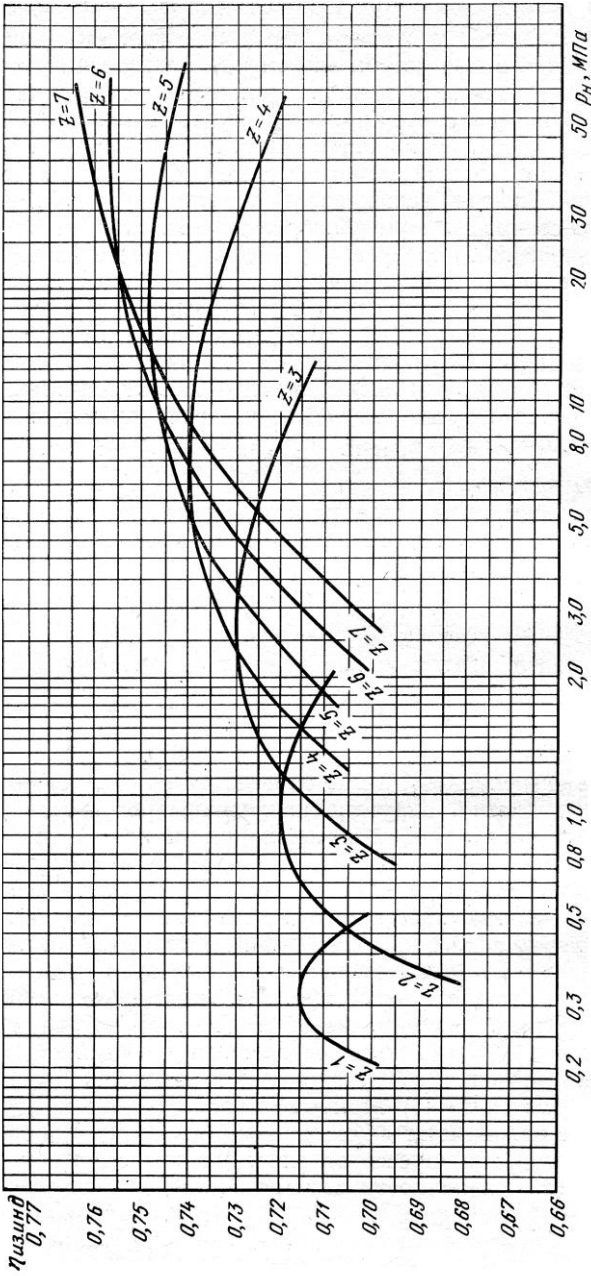


Рис. 11. Значение $\eta_{\text{из.плд}}$ для компрессоров с различным числом ступеней сжатия ($P_{\text{вс}}=0,1$ МПа, $T_{\text{всI}}=300$ К, $T_{\text{всII}} = T_{\text{всIII}} = 320$ К)

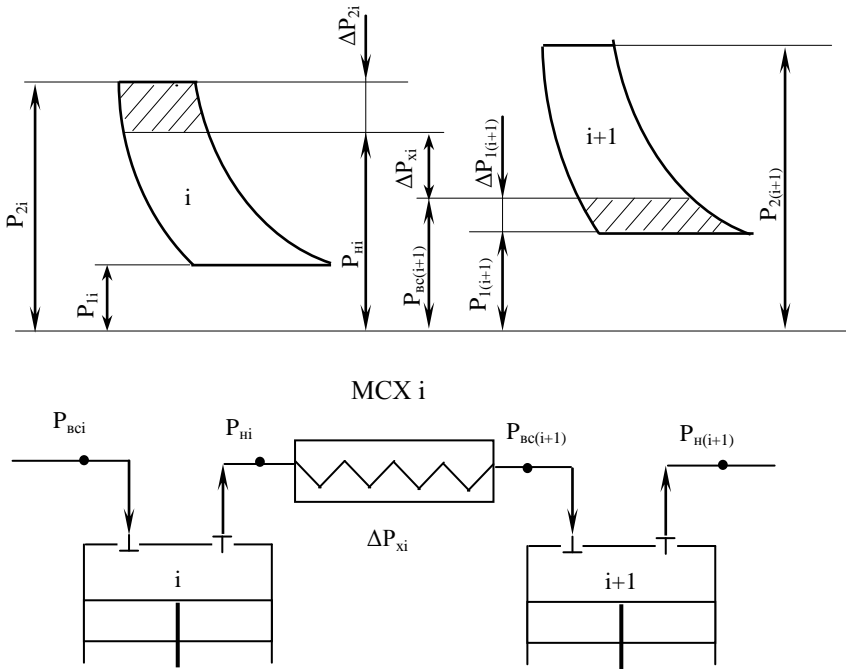


Рис. 12. Схематизация индикаторных диаграмм многоступенчатого ПК

P_{1i} - среднее давление при всасывании в ступени i ;

P_{2i} - среднее давление при нагнетании в ступени i ;

ΔP_{2i} - потери давления в нагнетательных клапанах ступени i ;

ΔP_{xi} - потери давления в межступенчатом холодильнике, маслолаго-отделителе и коммуникациях за ступенью i ;

$P_{1(i+1)}$ - среднее давление газа при всасывании в ступень $i+1$;

$\Delta P_{1(i+1)}$ - потери давления во всасывающих клапанах ступени $i+1$;

$P_{2(i+1)}$ - среднее давление при нагнетании в ступени $i+1$;

Как видно, осредненные давления P_{2i} и $P_{1(i+1)}$ зависят от межступенчатого давления $P_{mi} = P_{ec(i+1)}$. При использовании упрощенных индикаторных диаграмм индикаторная мощность i -ой ступени определяется выражением:

$$N_{инд\ i} = P_{1i} V_{\Pi i} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{2i}}{P_{1i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \left\{ 1 - a_{mi} \left[\left(\frac{P_{2i}}{P_{1i}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad (12.6)$$

и зависит от межступенчатого давления P_{mi} и прочих параметров. Суммируя индикаторные мощности всех ступеней, получим индикаторную мощность, потребляемую компрессором, которая будет зависеть от межступенчатых давлений $P_{mI}, P_{mII}, \dots, P_{m(z-1)}$.

Оптимальные значения межступенчатых давлений P_{mi}^* соответствуют минимуму индикаторной мощности, потребляемой компрессором, и определяются из системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{dN_{кунд}}{dP_{mI}} &= 0 \\ \frac{dN_{кунд}}{dP_{mII}} &= 0 \\ \frac{dN_{кунд}}{dP_{m(z-1)}} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (12.7)$$

Очевидно, что решение этой системы уравнений тем сложнее, чем больше Z - число ступеней. На основе решения этой системы построена номограмма (рис.13) для определения оптимальных межступенчатых давлений P_{mi}^* для двухатомных газов ($k=1,4$), сжатие которых начинается с давления $P_{ec_k} = 0,1$ МПа. Диаграмма построена для полного охлаждения газа в межступенчатых охладителях. Для примера на рис.12. пунктиром показано определение оптимальных значений P_m^* для компрессора, сжимающего газ от 0,1 до 21,0 МПа.

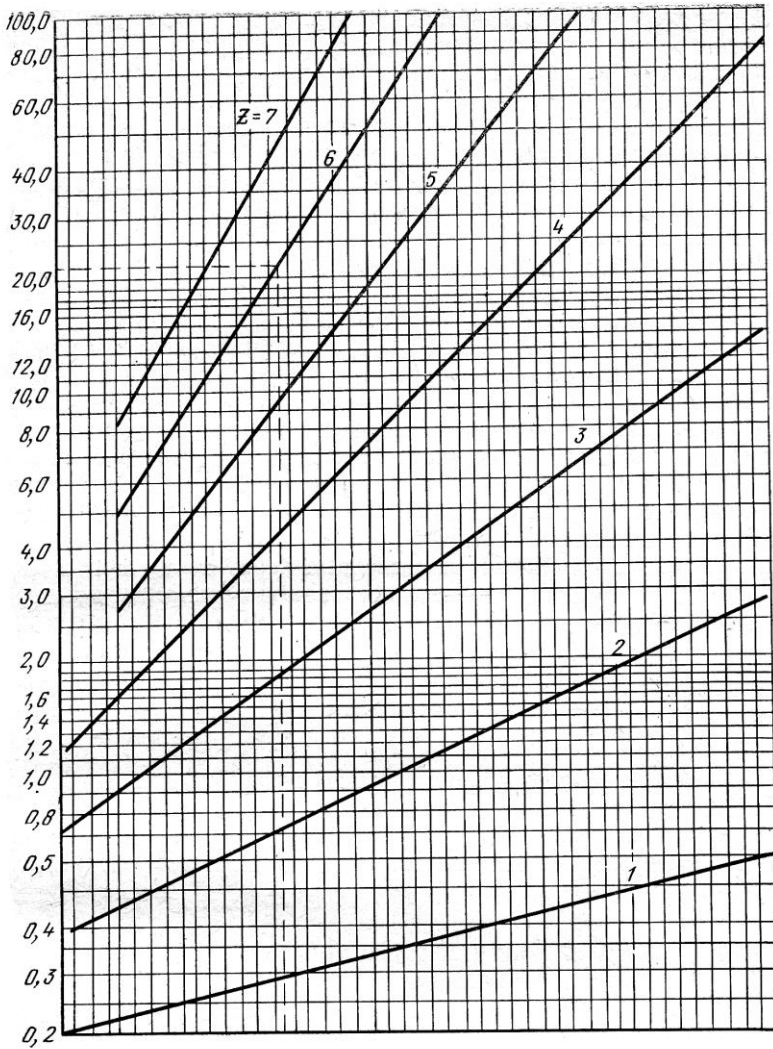


Рис. 13. Номограмма для определения оптимальных межступенчатых давлений

Порядок расчета:

1. Определяем степень сжатия компрессора

$$\varepsilon_k = \frac{21}{0,1} = 210;$$

2. Выбираем $k=1,1$; $\varepsilon_{cm} = 3,0$;

3. Определяем число ступеней $z = \frac{\lg 210}{\lg \left(\frac{3,0}{1,1} \right)} = 5,4$; принимаем $z=6$;

4. На диаграмме по горизонтали проводим прямую через точку, соответствующую давлению 21 МПа до пересечения с лучом $z=6$; через точку пересечения проводим вертикальную прямую; в точках ее пересечений с лучами z_i находим:

$$P_{mI}^* = 0,27 \text{ МПа}; P_{mII}^* = 0,7 \text{ МПа}; P_{mIII}^* = 1,75 \text{ МПа};$$

$$P_{mIV}^* = 4,25 \text{ МПа}; P_{mV}^* = 9,7 \text{ МПа}.$$

Полученные оптимальные межступенчатые давления соответствуют оптимальным степеням сжатия в ступенях:

$$\varepsilon_I^* = \frac{P_{mI}^*}{P_{вс}} = \frac{0,27}{0,1} = 2,7; \varepsilon_{II}^* = \frac{P_{mII}^*}{P_{mI}^*} = \frac{0,7}{0,27} = 2,59;$$

$$\varepsilon_{III}^* = \frac{P_{mIII}^*}{P_{mII}^*} = \frac{1,75}{0,7} = 2,5; \varepsilon_{IV}^* = \frac{P_{mIV}^*}{P_{mIII}^*} = \frac{4,25}{1,75} = 2,43;$$

$$\varepsilon_V^* = \frac{P_{mV}^*}{P_{mIV}^*} = \frac{9,7}{4,25} = 2,28; \varepsilon_{VI}^* = \frac{P_u^*}{P_{mV}^*} = \frac{21}{9,7} = 2,16.$$

Для сравнения, в теоретическом компрессоре степени сжатия равны

$$\varepsilon_I^* = \varepsilon_{II}^* = \dots = \varepsilon_{VI}^* = \sqrt[6]{\varepsilon_k} = \sqrt[6]{210} = 2,44.$$

13. ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА.

13.1 Влияние выпадения влаги между ступенями

Обычно газ, всасываемый в компрессор, содержит некоторое количество влаги в виде пара. После сжатия и охлаждения при повышенном давлении газ перенасыщается влагой, часть ее конденсируется и отводится во

влагомаслоотделителях. Таким образом, часть объема цилиндра занимает не газ, а пары, которые в дальнейшем отводятся от газа в виде конденсата. Производительность компрессора оказывается меньше, чем, если бы в первую ступень всасывался сухой газ. Выпадение влаги уменьшает объем газа, входящего в последующую ступень, и это может повлиять на распределения степени сжатия по ступеням и уменьшить производительность. Поэтому при определении основных параметров компрессора и его производительности выпадение влаги следует учитывать. Условием выпадения влаги после I-ой ступени сжатия служит неравенство:

$$\varphi_I \cdot P_{n,нI} \cdot \varepsilon_I > P_{n,нII}, \quad (13.1)$$

где φ_I - относительная влажность газа, входящего в I-ую ступень;

$P_{n,нI}, P_{n,нII}$ - давление насыщенного пара при температуре всасывания в I-ой и II-ой ступенях. После III ступени влаги в газе уже так мало, что при расчете объемов последующих степеней выпадения влаги можно не учитывать.

13.2 Влияние недоохлаждения между ступенями

Величина недоохлаждения газа между ступенями обусловлена конструкцией холодильника и температурой охлаждающей среды. Недоохлаждение газа следует учитывать при определении промежуточных давлений.

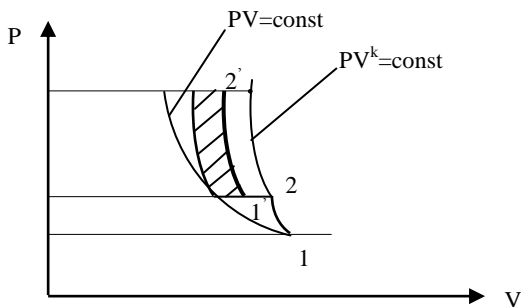


Рис. 14. Сжатие газа с недоохлаждением

Сжатие с недоохлаждением изображается на индикаторной диаграмме линией 1-2-1'-2'. Видно, что недоохлаждение газа увеличивает работу сжатия на величину заштрихованной площади. Для z-ступенчатого компрессора увеличение суммарной индикаторной работы (в %) на каждый градус недоохлаждения можно определить уравнением:

$$\frac{\Delta L}{L_k} = \frac{1}{3} \cdot \frac{z-1}{z} = \frac{1}{3} \cdot \left(1 - \frac{1}{z}\right)$$

С увеличением z потери работы при недоохлаждении возрастают. Влияние недоохлаждения объясняется увеличением объема, перед последующей ступенью. Таким образом, для поддержания расчетного межступенчатого давления при недоохлаждении описанный объем последующей ступени следует увеличивать.

13.3 Влияние неплотностей в рабочих цилиндрах

Утечка газа в любой ступени или между ступенями будет уменьшать производительность компрессора. Если бы не было утечек, то компрессор выдавал бы в нагнетательный газопровод газ, всасываемый I-ой ступенью. Если имеются утечки во всех ступенях, то описанный объем I-ой ступени следует выбирать таким образом, чтобы величина всасываемого в нее газа обеспечила бы необходимую производительность с учетом утечек во всех последующих ступенях. Количество газа, всасываемого во II-ю ступень, должно быть больше на величину утечек во всех последующих ступенях, начиная со II-ой и т.д.

Перетечки образуют внутри компрессора циркулирующие паразитные потоки, которые вызывают дополнительную потерю мощности из-за некоторого перераспределения давления между ступенями. Влияние неплотностей на наполнение ступеней учитываются при расчете коэффициентом

$$\lambda_{nli} = \lambda_{nepi} \lambda_{ymi}, \quad (13.2)$$

где λ_{nepi} - коэффициент, учитывающий уменьшение наполнения цилиндра i -ой ступени за счет перетечек;

λ_{ymi} - коэффициент, учитывающий уменьшение производительности за счет утечек в i , $(i+1)$ т. т.д. ступенях:

$$\lambda_{ymi} = 1 - \lambda'_{ymi} - \lambda'_{ym(i+1)} - \lambda'_{ym(i+2)} - \dots,$$

где λ'_{ymi} - относительная потеря производительности в i -ой ступени за счет утечек. В практике расчетов величиной λ_{nli} принято задаваться.

14. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И ПАРАМЕТРОВ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА.

К основным размерам и параметрам многоступенчатого компрессора относятся:

D_{PI}, D_{PII}, \dots - диаметры поршней;

S_{PI}, S_{PII}, \dots - ходы поршней;

n_0 - частота вращения, коленчатого вала;

d_{uI}, d_{uII}, \dots - диаметры штоков.

Как правило, ходы поршней всех ступеней выполняются одинаковыми. Из условия унификации одинаковым выбираются диаметры штоков d_u . Расчет многоступенчатого компрессора сводится к расчету, прежде всего, I-ой ступени, в которой определяется диаметр поршня D_P , ход поршня S_P , диаметр d_u , обороты n_0 . Проверку выбранных размеров на соответствие современному уровню значений параметров $C_m, \psi, S_P n^2$ проводят только для I-ой ступени. Определение основных размеров последующих ступеней сводится к подсчету D_{Pi} , обеспечивающих необходимый описанный объем V_{Pi} при уже известных S_P, n_0, d_u . Описанные объемы ступеней сжатия рассчитывают из условия обеспечения в каждой ступени необходимой производительности, при этом следует учитывать все потери производительности и недоохлаждения:

$$V_{PI} = \frac{V_e}{\lambda_I}; V_{PII} = \frac{V_e}{\lambda_{II}} \cdot \frac{P_{ecI}}{P_{ecII}} \cdot \frac{T_{ecII}}{T_{ecI}}; V_{PIII} = \frac{V_e}{\lambda_{III}} \cdot \frac{P_{ecI}}{P_{ecIII}} \cdot \frac{T_{ecIII}}{T_{ecI}}; \dots \quad (14.1)$$

При определении диаметра ступени полученные результаты округляют до ближайших стандартных значений, что приводит к отклонению описанных объемов от расчетных и перераспределению давления в ступенях. Поэтому практическое значение имеет обратная задача – определение межступенчатых давлений при заданных размерах ступеней:

$$P_{mI} = P_{ecII} = P_{ecI} \cdot \frac{V_{PII}}{V_{PIII}} \cdot \frac{T_{ecII}}{T_{ecI}} \cdot \frac{\lambda_I}{\lambda_{II}}$$

$$P_{mII} = P_{ecIII} = P_{ecI} \cdot \frac{V_{PII}}{V_{PIII}} \cdot \frac{T_{ecIII}}{T_{ecI}} \cdot \frac{\lambda_I}{\lambda_{III}} \quad (14.2)$$

.....

$$P_{mi} = P_{ec(i+1)} = P_{ecI} \cdot \frac{V_{III}}{V_{II(i+1)}} \cdot \frac{T_{ec(i+1)}}{T_{ecI}} \cdot \frac{\lambda_I}{\lambda_{(i+1)}}$$

В ступенях высокого давления сжимаемость реального газа отличается от сжимаемости идеального газа, поэтому это следует учитывать при определении межступенчатых давлений:

$$P_{mi} = P_{ec(i+1)} = P_{ecI} \cdot \frac{V_{III}}{V_{II(i+1)}} \cdot \frac{T_{ec(i+1)}}{T_{ecI}} \cdot \frac{\lambda_I}{\lambda_{(i+1)}} \cdot \frac{\xi_{ec(i+1)}}{\xi_{ecI}},$$

где ξ_{ecI} , $\xi_{ec(i+1)}$ - коэффициенты сжимаемости газа при условиях всасывания в i -ю и $(i+1)$ -ю ступени. Приведенная система уравнений может быть решена только методом последовательных приближений.

15. МОЩНОСТЬ И КПД МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Индикаторная мощность многоступенчатого компрессором равна,

$$N_{инд.к} = \sum_{i=1}^z N_{инд.i} \quad (15.1)$$

Индикаторная мощность ступени сжатия $N_{инд.i}$ определяется так же как для одноступенчатого компрессора.

Мощность на валу двигателя компрессора:

$$N_e = N_{инд.к} + N_{тр}, \quad N_e = \frac{N_{инд.к}}{\eta_{мех}} \quad (15.2)$$

Для сравнения совершенства многоступенчатого компрессора используют изотермический и механический КПД:

$$\eta_{из} = \frac{N_{инд.из}}{N_e} \quad \text{или} \quad \eta_{инд.из} = \frac{N_{инд.из}}{N_{инд.к}}, \quad \eta_{мех} = \frac{N_{инд.к}}{N_e}, \quad (15.3)$$

где $N_{инд.из}$ - мощность идеального компрессора изотермическим сжатием

16. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Рассмотрим тепловой расчет компрессора по следующим данным:

давление всасывания $P_{ec} = 0,1 \text{ МПа}$;

давление нагнетания $P_n = 2,7 \text{ МПа}$;

температура всасывания газа $T_{вс} = 278K$;

температура охлаждения воды $T_{ох} = 273K$;

производительность $V_e = 6м^3 / мин$;

относительный «мертвый» объем $a_m = 0,1$.

1. Общее относительное повышение давления(степень сжатия):

$$\varepsilon_k = \frac{P_H}{P_{вс}} = \frac{2,7}{0,1} = 27 .$$

2. Число ступеней сжатия:

для многоступенчатого теоретического сжатия

$$\varepsilon_{cm} = \varepsilon_I^* = \varepsilon_{II}^* = \varepsilon_{III}^* = \sqrt[3]{27} = 3 ;$$

в действительном компрессоре из-за наличия гидравлических потерь

$$\varepsilon_{cm} = k^3 \sqrt[3]{27} = 1,2 \cdot 3 = 3,6 ;$$

обычно $\varepsilon_{cm} = 2,5 \div 5,0$; принимаем $z=3$.

3. Межступенчатых давления:

в теоретическом трехступенчатом компрессоре

$$P_{mI}^* = P_{вс} \cdot \varepsilon_{cm}^* = 0,1 \cdot 3 = 0,3 \text{ МПа} ,$$

$$P_{mII}^* = P_{вс} \cdot (\varepsilon_{cm}^*)^2 = 0,1 \cdot 9 = 0,9 \text{ МПа} ,$$

$$P_{mIII}^* = P_{вс} \cdot (\varepsilon_{cm}^*)^3 = 0,1 \cdot 27 = 2,7 \text{ МПа} = P_H ;$$

4. Относительные потери давления на всасывании:

$$\delta_{всI} = 0,3 \frac{2,66}{P_{всI}^{0,25}} = 0,3 \frac{2,66}{(0,1 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,045 ,$$

$$\delta_{всII} = 0,3 \frac{2,66}{(0,3 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,034 ,$$

$$\delta_{всIII} = 0,3 \frac{2,66}{(0,9 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,026 ;$$

6. Относительные потери давления на нагнетании:

$$\delta_{нI} = 0,7 \frac{2,66}{P_{всI}^{0,25}} = 0,7 \frac{2,66}{(0,3 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,08,$$

$$\delta_{нII} = 0,7 \frac{2,66}{(0,9 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,06,$$

$$\delta_{нIII} = 0,3 \frac{2,66}{(2,7 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,02 \text{ (нет концевого холодильника);}$$

7. Осредненные давления:

$$P_{1I} = (1 - \delta_{всI})P_{вс} = (1 - 0,045) \cdot 0,1 = 0,0955 \text{ МПа,}$$

$$P_{2I} = (1 + \delta_{нI})P_{всII} = (1 + 0,080) \cdot 0,3 = 0,324 \text{ МПа,}$$

$$P_{1II} = (1 - \delta_{всII})P_{всII} = (1 - 0,034) \cdot 0,3 = 0,29 \text{ МПа,}$$

$$P_{2II} = (1 + \delta_{нII})P_{всIII} = (1 + 0,060) \cdot 0,9 = 0,954 \text{ МПа,}$$

$$P_{1III} = (1 - \delta_{всIII})P_{всIII} = (1 - 0,026) \cdot 0,9 = 0,88 \text{ МПа,}$$

$$P_{2III} = (1 + \delta_{нIII})P_{н} = (1 + 0,020) \cdot 2,7 = 2,754 \text{ МПа.}$$

Результаты расчета сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Параметры	СТУПЕНЬ		
	I	II	III
Давление ном, МПа			
$P_{вс}$	0,1	0,3	0,9
$P_{н}$	0,3	0,9	2,7
Давление осред., МПа			
P_1	0,0955	0,29	0,88
P_2	0,324	0,954	2,754
Повышение давления			
ε^*	3,0	3,0	3,0
$\varepsilon_{ц}$	3,39	3,29	3,13
Оптимальные давления за ступенями			
P_m^*	0,34	0,93	2,7
ε^*	3,4	2,74	2,9

8. Определение коэффициента подачи

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_{dp} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{nl};$$

объемный коэффициент:

$$\lambda_{0I} = 1 - a_M \left[\left(\frac{P_2}{P_{esc}} \right)_I^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,1 \left[\left(\frac{0,324}{0,1} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right] = 0,834,$$

$$\lambda_{0II} = 1 - 0,1 \left[\left(\frac{0,954}{0,3} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right] = 0,838,$$

$$\lambda_{0III} = 1 - 0,1 \left[\left(\frac{2,754}{0,9} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right] = 0,846;$$

коэффициент дросселирования:

$$\lambda_{dpI} = 1 - \delta_{escI} = 0,955,$$

$$\lambda_{dpII} = 1 - \delta_{escII} = 0,966,$$

$$\lambda_{dpIII} = 1 - \delta_{escIII} = 0,974;$$

коэффициент подогрева:

$$\lambda_{TI} = 1 - 0,01(\varepsilon_{uI} - 1) = 0,976,$$

$$\lambda_{TII} = 1 - 0,01(\varepsilon_{uII} - 1) = 0,977,$$

$$\lambda_{TIII} = 1 - 0,01(\varepsilon_{uIII} - 1) = 0,979;$$

коэффициентом плотности задаемся в пределах 0,96 – 0,98

Результаты расчетов сведены в таблицу 2

Таблица 2

Коэффициент	СТУПЕНЬ		
	I	II	III
λ_0	0,834	0,838	0,846
λ_{dp}	0,955	0,966	0,974
λ_T	0,976	0,977	0,979
λ_{nl}	0,98	0,97	0,96
$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_{dp} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{nl}$	0,751	0,767	0,773

9. Определение основных размеров и параметров ступеней: объем, описываемый поршнем ступени I

$$V_{hI} = \frac{V_e}{\lambda_1} = \frac{6 \frac{M^3}{мин}}{0,761} = 7,88 \frac{M^3}{мин} = 131,4 \frac{л}{с},$$

температура нагнетания в ступени I

$$T_{hI} = T_{ecI} (\varepsilon_{uI})^{\frac{k-1}{k}} = 298 \cdot 3,39^{\frac{0,40}{1,40}} = 422,4 \text{ K},$$

недоохлаждение перед ступенью II $\Delta T = 10^\circ$,

температура всасывания в ступень II

$$T_{ecII} = T_{ecI} + \Delta T = 298 + 10 = 308 \text{ K},$$

объем, описываемый поршнем ступени II,

$$V_{hII} = \frac{V_e}{\lambda_{II}} \cdot \frac{P_{ecI}}{P_{ecII}} \cdot \frac{T_{ecII}}{T_{ecI}} = \frac{6}{0,767} \cdot \frac{0,1}{0,3} \cdot \frac{308}{298} = 2,70 \frac{M^3}{мин} = 44,9 \frac{л}{с},$$

температура конца нагнетания в ступени II

$$T_{hII} = T_{ecII} (\varepsilon_{uII})^{\frac{k-1}{k}} = 303(3,29)^{\frac{0,40}{1,40}} = 425,8,$$

температура всасывания в ступени III

$$T_{ecIII} = 303 + 5,0 = 308 \text{ K},$$

температура нагнетания в ступени III

$$T_{hIII} = 308(3,13)^{\frac{0,4}{1,4}} = 426,5 \text{ K},$$

объем описываемый поршнем ступени III

$$V_{hIII} = \frac{V_e}{\lambda_{III}} \cdot \frac{P_{ecI}}{P_{ecIII}} \cdot \frac{T_{ecIII}}{T_{ecI}} = \frac{6}{0,773} \cdot \frac{0,1}{0,9} \cdot \frac{318}{308} = 0,89 \frac{M^3}{мин} = 18,4 \frac{л}{с},$$

Для крейцкопфного компрессора принимаем среднюю скорость поршня

$$C_m = 3,5 \frac{M}{с} = 210 \frac{M}{мин}. \text{ Описанный объем цилиндра двойного действия в}$$

единицу времени равен:

$$V_h = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d_{ui}^2) S_{II} \cdot n_0, \text{ но } C_m = 2S_{II} \cdot n_0, \text{ и } d_{ui} = 0,1D,$$

$$\text{тогда } V_h = \frac{\pi}{4} \cdot 1,99D^2 \cdot \frac{C_m}{2}, \text{ отсюда } D = \sqrt{\frac{8}{\pi \cdot 1,99} \cdot \frac{V_h}{C_m}} = 1,131 \sqrt{\frac{V_h}{C_m}}.$$

10. Расчет диаметров поршней:

$$D_I = 1,131 \sqrt{\frac{7,88}{210}} = 0,219 \text{ м},$$

$$D_{II} = 1,131 \sqrt{\frac{2,2}{210}} = 0,128 \text{ м},$$

$$D_{III} = 1,131 \sqrt{\frac{0,84}{210}} = 0,072 \text{ м}.$$

Полученные значения диаметров округляем до ближайших стандартных размеров по ГОСТ 9515-81:

$$D_I = 220 \text{ мм}, D_{II} = 130 \text{ мм}, D_{III} = 70 \text{ мм}$$

Принимаем для привода асинхронный электродвигатель $n_0 = 1000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$.

11. Рассчитываем полный ход поршня в ступени I из уравнения

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot 1,99 D^2 \cdot S_{II} \cdot n_0$$

$$S_{II} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_{hI}}{1,99 \cdot D_I^2 \cdot n_0} = \frac{4}{3,14} \cdot \frac{7,88}{1,99 \cdot 0,22^2 \cdot 1000} = 0,1042 \text{ м}.$$

Принимаем $S_{II} = 105 \text{ мм}$, $C_m = 2S_{II} \cdot n_0 = 20,105 \cdot 1000 = 210 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$.

12. Рассчитываем параметр $\psi = \frac{S_{II}}{D_{II}}$ для ступеней:

$$\psi_I = \frac{105}{220} = 0,477, \psi_{II} = \frac{105}{130} = 0,807, \psi_{III} = \frac{105}{70} = 1,5.$$

13. Рассчитываем параметр $S_{II} \cdot n_0 = 0,105 \left(\frac{1000}{60} \right)^2 \approx 30 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$.

Полученные значения указанных параметров соответствуют современным тенденциям в компрессоростроении.

14. Уточняем описанные объемы, согласно выражению

$$V_h = \frac{\pi}{4} 1,99 D^2 \cdot S_{II} \cdot n_0:$$

$$V_{hI} = \frac{3,14}{4} \cdot 1,99 \cdot 0,22^2 \cdot 0,105 \cdot 1000 = 7,94 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}},$$

$$V_{hII} = \frac{3,14}{4} \cdot 1,99 \cdot 0,130^2 \cdot 0,105 \cdot 1000 = 2,77 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}},$$

$$V_{hIII} = \frac{3,14}{4} \cdot 1,99 \cdot 0,07^2 \cdot 0,105 \cdot 1000 = 0,80 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}}.$$

15. Проверяем производительность компрессора.

$$V_e = \lambda_V \cdot V_{hI} = 0,761 \cdot 7,94 = 6,04 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}}$$

Отклонение расчетной производительности от заданной составляет $\frac{6,04 - 6,00}{6,00} \cdot 100\% = 4\%$ ГОСТ 23680-79 допускает отклонение $\pm 5\%$.

Основные размеры ступеней компрессора приведены в таблице 3.

Таблица 3

Параметры	СТУПЕНИ		
	I	II	III
Число цилиндров двойного действия	1	1	1
Диаметр цилиндра D, м	0,22	0,130	0,070
Площадь поршня F, м ²	0,038+0,0377	0,013+0,029	0,0038+0,0035
Ход поршня S _п , м	0,105	0,105	0,105
Частота вращения	1000	1000	1000
Объем описанный поршнем, м ³ /мин	7,94	2,77	0,80

16. Рассчитываем КПД компрессора.

Мощность изотермического идеального компрессора

$$N_{из.ид.к} = \left[P_{вс} V_h \ln \frac{P_n}{P_{вс}} \right]_I + \left[P_{вс} V_h \ln \frac{P_n}{P_{вс}} \right]_{II} + \left[P_{вс} V_h \ln \frac{P_n}{P_c} \right]_{III} =$$

$$= \left[0,1 \cdot 6 \cdot \ln 3,0 + 0,3 \cdot 6 \cdot \frac{0,1}{0,3} \ln 3 + 0,9 \cdot 6 \cdot \frac{0,1}{0,9} \ln 3 \right] \frac{10^6}{60} = 32,96 \text{квт}$$

Определяем индикаторную мощность каждой ступени компрессора, используя упрощенную схематизированную индикаторную диаграмму, принимая $n_c = n_p = k$

$$\begin{aligned}
 N_{\text{инд.д.к}} &= \sum_{i=1}^3 P_{li} V_{hi} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{2i}}{P_{1i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \left\{ 1 - a_{mi} \left[\left(\frac{P_{2i}}{P_{1i}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right\} = \\
 &= 0,0955 \cdot 7,94 \cdot \frac{1,4}{0,4} \left[3,39^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right] \left[1 - 0,1 \cdot \left(3,39^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1000}{60} + \\
 &+ 0,29 \cdot 2,77 \cdot \frac{1,4}{0,4} \cdot \left[3,29^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,01 \cdot \left(3,29^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1000}{60} + \\
 &+ 0,88 \cdot 0,8 \cdot \frac{1,4}{0,4} \cdot \left[3,13^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,1 \cdot \left(3,13^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1000}{60} = \\
 &= 46,10 \text{ кВт}
 \end{aligned}$$

Задаемся механическим КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,85$ и определяем эффективную мощность на валу компрессора:

$$N_e = \frac{N_{\text{инд.д.к}}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{46,10}{0,85} = 54,24 \text{ кВт}$$

Используя значение N_e подбираем электродвигатель: 4A250M6Y3, $N=55$ кВт, $n_0=1000$ об/мин. Это трехфазный асинхронный короткозамкнутый двигатель предназначен для продолжительной работы, от сети с переменным током частотой 50 Гц. Для сравнения совершенства термодинамики компрессора определяем изотермический КПД:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{N_{\text{инд.из.к}}}{N_{\text{из.д.к.}}} = \frac{32,96}{46,10} = 0,712$$

17. СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В УЗЛАХ ПК

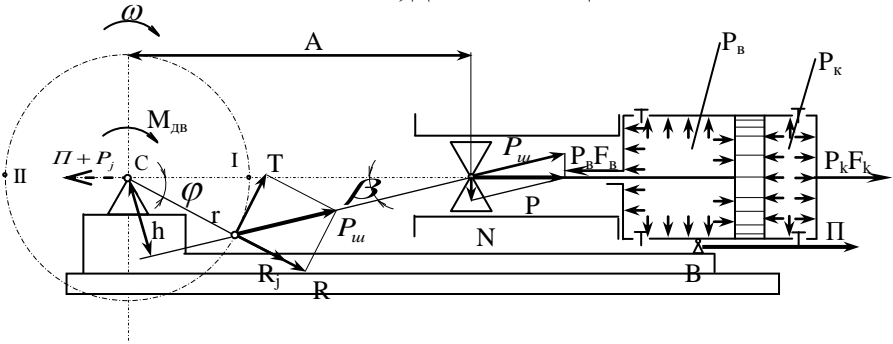


Рис. 15. Горизонтальный компрессор с цилиндром двойного действия

Силы, действующие в узла компрессора, рассмотрим на примере горизонтального компрессора с цилиндром двойного действия (рис. 15.)

17.1 Масса движущихся частей

Движущимися частями компрессора является коленчатый вал(или кривошип), шатун, поршень, шток и крейцкопф. Для определения сил инерции массы вращающихся частей необходимо привести к центр шатунной шейки кривошипа, массы возвратно-поступательного движущихся частей – к центру пальца крейцкопфа. При этом массу шатуна, совершающего плоско параллельное движение (сумма поступательного и вращательного), следует заменить двумя массами

$$m_{ш} = m_x + m_y,$$

где $m_x = (0,2 \div 0,3)m_{ш}$ - масса, сосредоточенная в центре крейцкопфного пальца,

$m_y = (0,8 \div 0,7)m_{ш}$ - масса, сосредоточенная в центре шатунной шейки кривошипа.

На рис.16. показано приведение масс кривошипа к центру шатунной шейки

$$m_k = m_{kl} + \frac{\rho}{r} \cdot m_{кл}.$$

Общая масса возвратно-поступательно движущихся частей

$$m_s = m_{II} + m_x,$$

где m_{II} - масса штока, поршня, крейцкопфа.

Общая масса вращательно движущихся частей $m_r = m_k + m_y$.

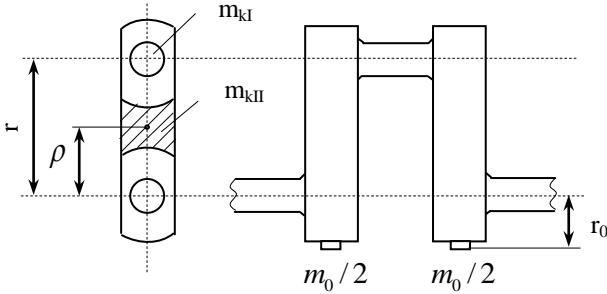


Рис. 16. Массы кривошипа

17.2 Силы инерции

Из кинематики кривошипно-шатунного механизма известно ускорение возвратно-поступательного движущегося поршня

$$j = r\omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{r}{l} \cos 2\varphi \right), \quad (17.1)$$

которое умноженное на массу, определяет силу инерции

$$P_j = r\omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{r}{l} \cos 2\varphi \right) m_s. \quad (17.2)$$

Эту силу удобно представить в виде суммы двух сил $1^{\text{го}}$ и $2^{\text{го}}$ порядка

$$P_j = P_{j1} + P_{j2} = r\omega^2 m_s \cos \varphi + r^2 \omega^2 m_s \frac{r}{l} \cos 2\varphi \quad (17.3)$$

Знак силы инерции, вызывающей в штоке растяжение, принято считать положительным. При таком условии в точке I силы инерции положительны, в точку II – отрицательны. Силы неуравновешенных вращающихся масс (центробежные силы) постоянны по величине и направлены вдоль оси кривошипа $R_j = m_r r \omega^2$.

Силы инерции периодически изменяются по величине и направлению и вызывают колебания фундамента. Уменьшить усилия, действующие на фундамент, можно уравновешиванием этих сил инерции другими силами инерции, изменяющихся с той же частотой, но направленными в противоположную сторону.

Для уравновешивания центробежной силы R_j в однорядных компрессорах на щеках колена кривошипа, противоположно шатунной шейке,

располагают два противовеса. Суммарная масса противовесов m_0 находится из условия $\omega^2 m_0 r_0 = m_r r \omega^2$, где r_0 - расстояние центра тяжести противо-

веса от оси вращения, масса противовеса $m_0 = m_r \cdot \frac{r}{r_0}$

Для уравнивания сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс можно создать дополнительными противовесами с массой m_s центробежную силу величиной $m_s r \omega^2$ сосредоточены на радиусе r (рис.17.)

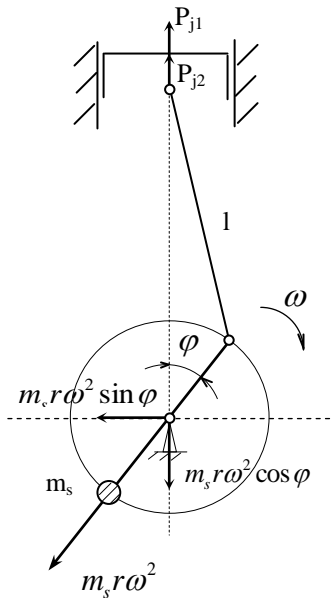


Рис.17. Противовес с силой инерции первого порядка

Перенеся эту силу в центр вала и разложив на вертикальную и горизонтальную составляющую, видим, что вертикальная составляющая уравнивает инерционную силу первого порядка $P_{ji} = m_s \omega^2 r \cos \varphi$. Однако горизонтальная составляющая величиной $m_s r \omega^2 \sin \varphi$ остается неуравновешенной. Противовес m_s лишь поворачивает силу P_{j1} на 90° .

Этим способом иногда пользуются для уравнивания инерционных сил в горизонтальных компрессорах. В многорядных компрессорах уравнивание инерциальных сил можно осуществить выбором соответствующего поворота колена вала. Полное уравнивание инерциальных сил достигается в оппозитных компрессорах.

17.3 Поршневая сила

Давление газа на площадь поршня называют поршневой силой. В сложных схемах под поршневой силой понимают давление газа на поршни всех ступеней, расположенных в одном ряду. В однорядном компрессоре с цилиндром простого действия поршневая сила равна произведению площади поршня на давление газа, т.е. $P = F_{\Pi} \cdot P$; с цилиндрами двойного действия - $P = F_{\text{в}} \cdot P_{\text{в}} - F_{\text{к}} \cdot P_{\text{к}}$, где индекс «к» указывает полость цилиндра со стороны крышки, «в» - со стороны коленчатого вала. Величина поршневой силы переменна по ходу поршня, т.к. переменна индикаторное давление по ходу поршня. На основе индикаторной диаграммы можно построить диаграмму поршневой силы. (Рис.18)

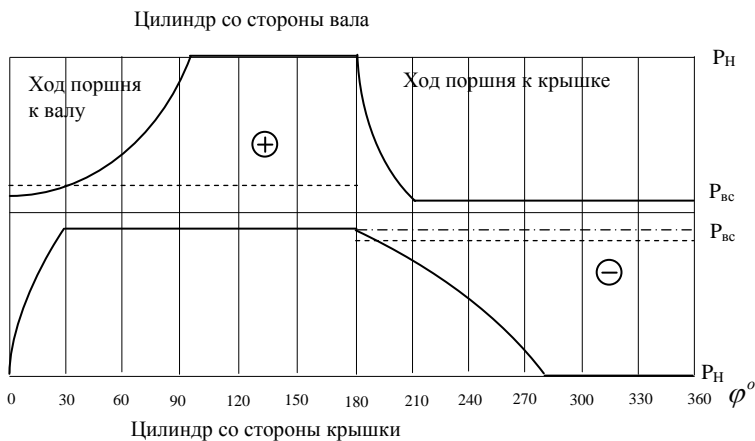


Рис. 18. Диаграмма поршневых сил

Диаграмма показывает изменения поршневых сил по ходу поршня. Длина диаграммы соответствует развернутому ходу поршня за время одного оборота. По длине диаграмма делится на две части, из которых левая представляет изменение поршневых сил при ходе поршня к валу, правая – при ходе к крышке. Соответственно этому на диаграмму поршневых сил переносится в развернутом виде индикаторные диаграммы всех ступеней, входящих в состав ряда. При суммировании поршневых сил соблюдают правило знаков: сил, вызывающие в штоке (шатуне) растяжения, считают положительным. При таком правиле знаков давление газа в полости цилиндра, обращенной к валу, вызывает только положительные поршневые силы, а обращенной к крышке – только отрицательные.

17.4 Силы трения

Работа сил трения возвратно-поступательно движущихся узлов (поршневые кольца 43÷53%, сальники 2÷10%, ползун крейцкопфа 6÷8%) составляет 60÷70% от общей работы сил трения. Сила трения в указанных узлах направлена вдоль оси цилиндра в направлении противоположном движению поршня, а потому при принятом правиле знаков при ходе поршня к валу она положительна, при ходе к крышке – отрицательно. Величина силы трения определяется следующим выражением:

$$P_{тр} = (0,6 \div 0,7) \frac{N_{инд}}{2S_{\Pi}n_0} \left(\frac{1}{\eta_{мех}} - 1 \right), \quad (17.4)$$

где $N_{инд}$ – индикаторная площадь ступени ряда, Вт;

$\eta_{мех}$ – механический КПД;

n_0 – частота вращения, 1/с;

S_{Π} – ход поршня, м.

На диаграмме поршневых сил (рис. 18.) сила трения показана пунктиром.

17.5 Действующие силы

После того, как кривые поршневых сил, сил трения, сил инерции нанесены на диаграмму производят суммирование и получают для каждого положения поршня равнодействующую, равную

$$P = \Pi + P_j.$$

За точку приложения этой силы принимают центр пальца крейцкопфа. В поршневую силу включена и сила трения. Равнодействующая поршневых сил, действующих на цилиндр равна Π и приложена по оси цилиндра в центре крышки. Инерционные силы движущихся масс механизма на цилиндр не передаются. Сила Π , действующая на цилиндр передается на опорную раму в точке В. Если силу P из центра крейцкопфа перенести по линии ее действия в центр кривошипа С, где она передается на опорную раму, то можно убедиться в том, что рама, находясь под действием сил Π и $\Pi + P_j$, передает на фундамент лишь силу инерции P_j . Таким образом, в горизонтальном направлении фундамент воспринимает лишь инерционные нагрузки возвратно-поступательно движущихся масс. Если разложить силу P по направлению шатуна и нормально к направляющим крейцкопфа, то получим :

$$\text{силу в шатуне } P_{ш} = \frac{P}{\cos \beta}, \quad (17.5)$$

нормальную силу давления в крейцкопфе $N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$, (17.6)

сила шатуна создаст момент сопротивления

$$M_c = P_{ш} \cdot h = P \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (17.7)$$

Нормальная сила определяет силу трения в направляющих крейцкопфа

$P_{трк} = N \cdot \mu$, где μ - коэффициент трения, и опрокидывающий момент

$$M_{он} = N \cdot A = P \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = M_c, \quad (17.8)$$

воспринимаемый фундаментом.

Силу $P_{ш}$ можно перенести по линии ее действия в центр шатунной шейки кривошипа и разложить на радиальную и тангенциальную составляющие

$$R = P_{ш} \cdot \cos \gamma, \quad T = P_{ш} \cdot \sin \gamma.$$

Радиальная составляющая направлена по оси кривошипа,

т.к. $\gamma = \varphi + \beta$, то $R = P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$.

Складывая эту силу с центробежной силой вращающихся масс, получим результирующую силу, действующую вдоль кривошипа

$$P_{кр} = R + R_j = P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + m_r \cdot r \cdot \omega^2 = (\Pi + P_j) \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (17.9)$$

Если второе слагаемое постоянно, то первое – зависит от положения поршня. Сила $P_{кр}$ используется при расчете на прочность элементов кривошипа (коленчатого вала). В этом случае ординаты $P_{кр}$ откладывают на развернутой окружности вращения кривошипа соответственно углам его поворота и получают диаграмму сил кривошипа. Изменение M_c удобно представить в виде графика на развернутой окружности вращения кривошипа (рис.19). Тангенциальная составляющая, умноженная на радиус кривошипа, равна моменту сопротивления

$$T \cdot r = r \cdot P_{ш} \cdot \sin \gamma = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \sin(\varphi + \beta) = M_c$$

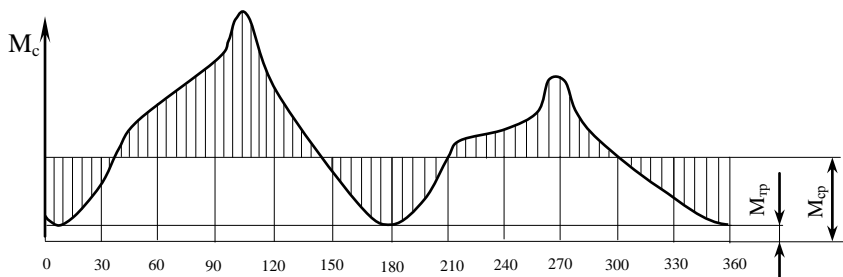


Рис. 19. Диаграмма момента сопротивления

На этой же диаграмме показан момент сил трения при вращательном движении, который аналогично силе трения при возвратно-поступательном движении, определяется индикаторной мощностью

$$M_{тр} = (0,3 \div 0,4) \frac{N_{инд}}{2\pi n_0} \left(\frac{1}{\eta_{мех}} - 1 \right) \quad (17.10)$$

Площадь под диаграммой в масштабе представляет собой работу за один оборот вала. При равномерном вращении коленчатого вала $M_c = M_{дв}$. Возникающий при этом реактивный момент на статоре двигателя передается на раму компрессора, которая уравнивается опрокидывающим моментом $M_{оп}$ от силы N . В этом случае на фундамент от рамы передается вес компрессора с электродвигателем и силы P_j и R_j . Если же вращение вала неравномерное, то

$$M_{дв} = M_c + I\varepsilon, \quad (17.11)$$

где I – момент инерции вращающихся масс,

ε – угловое ускорение вращающихся масс.

Возникающий дополнительный реактивный момент на статоре электродвигателя величиной $W = I\varepsilon$ передается на фундамент вместе с весом и силами P_j и R_j .

18. СЖАТИЕ РЕАЛЬНОГО ГАЗА.

В предыдущих параграфах изложены инженерные методы расчета энергосиловых параметров поршневых компрессоров в предположении, что сжимаемый газ идеален, уравнение состояния которого подчиняется зависимости $PV=RT$. Однако, при высоких давлениях свойства газа не подчиня-

ется указанной зависимости. Такие газы в отличие от идеальных называют реальными. Наиболее существенным отклонением в свойствах реального и идеального газов является их сжимаемость. Например, при изотермическом сжатии ($T = \text{const}$) для идеальных газов справедлив закон $PV = \text{const}$, т.е. для увеличения давления в несколько раз, необходимо во столько же раз уменьшить его объем. Для реальных газов это не так. Кроме того, теплоемкость идеальных газов зависит только от температуры, теплоемкость же реальных газов от двух параметров – деления и температуры. При расчетах сжимаемость газа частично учитывают с помощью коэффициента сжимаемости ζ

сти $\zeta = \frac{PV}{RT}$, при этом равенство $PV = \zeta RT$ становится справедливым

для реального газа. Сведения об особенностях процессов изменения параметров реальных газов излагается в курсе термодинамики. Для связи параметров реального газа в процессе адиабатического сжатия используют:

- объемный показатель адиабаты K_V , который используется для связи давления и объема;

- температурный показатель адиабаты K_T , который используется для связи давления и температуры.

Величина K_V в значительной степени изменяется с изменением давления, поэтому пользоваться этой величиной в инженерных расчетах неудобно. Величина K_T мало меняется с изменением давления, поэтому температуру нагнетания при адиабатическом сжатии можно подсчитывать, считая K_T

постоянным: $T_n = T_{вс} \left(\frac{P_n}{P_{вс}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}}$; для определения объема реального газа в

конце сжатия используют уравнение состояния с известным коэффициентом сжимаемости ζ . Важным является вопрос о том, когда следует учитывать реальность газов при расчетах ПК. Под этим понимается давление, при котором необходимо учитывать сжимаемость реального газа. Для определения давления P^* , выше которого следует учитывать сжимаемость реального газа следует использовать зависимость ζ от P . В качестве примера такая зависимость для воздуха показана на рис.20.

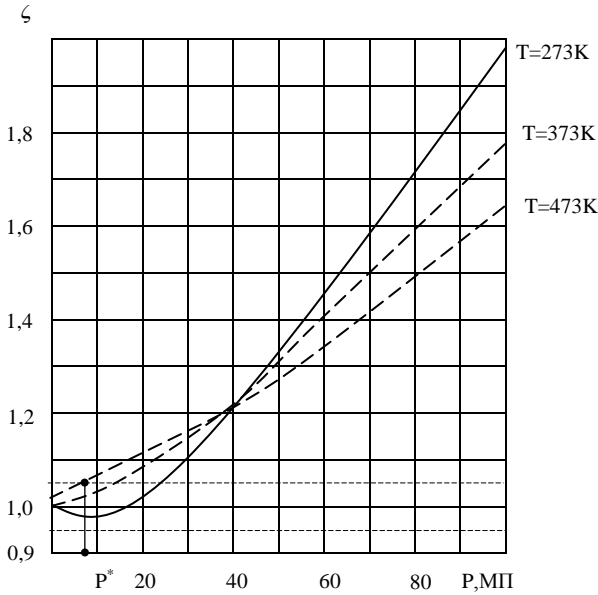


Рис. 20. Зависимость ζ от P для воздуха

Пусть допустимо изменение коэффициента сжимаемости в пределах $1,05 > \zeta > 0,95$, т.е. можно считать, что воздух ведет себя как идеальный газ с $\zeta = 1,0$. На рис.20 допустимые отклонения ζ показаны пунктиром и видно, что значения $P^* \approx 10 \text{ МПа}$. Таким образом, при $P^* < 10 \text{ МПа}$ отклонение в сжимаемости воздуха от идеального газа можно не учитывать. Аналогичным путем можно найти P^* для интересующих газов. Влияние сжимаемости реального газа следует учитывать в расчетах, где используется зависимость давления от объема рабочей полости. К таким расчетам относится определение производительности, в частности объемного коэффициента λ_0 , учитывающего потери от обратного расширения газа. С небольшой погрешностью для определения этого коэффициента можно пользоваться зависимостью:

$$\lambda_0 = 1 - a_m \left(\frac{\zeta_{вс}}{\zeta_n} \varepsilon^{\frac{1}{K_T}} - 1 \right), \quad (18.1)$$

где ζ_{sc} и ζ_n - коэффициенты сжимаемости при давлении и температуре во всасывающем и нагнетательном патрубках. Работа при адиабатическом сжатии и перемещении реального газа определяется выражением:

$$l_{ad} = R \left\{ T_1 \frac{K_T}{K_T - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} - 1 \right] + 273 \Delta B_{ad} \right\}, \quad (18.2)$$

где ΔB_{ad} - показатель избытка работы в адиабатическом сжатии.

По аналогии можно представить и выражение работы процесса политропического сжатия реального газа. Для детального ознакомления расчетов процесса сжатия реальных газов в поршневых компрессорах следует обратиться к [3].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Базаров И.П. Термодинамика. М.: Высшая школа., 1991.-376с.
2. Техническая термодинамика и теплопередача. Под редакцией А.А. Захаровой. М.: Академия., 2008.-271с.
3. Френкель М.И. Поршневые компрессора.-М.: Машиностроение, 1969.-743.:ил
4. Пластинин П.И. Теория и расчеты поршневых компрессоров-М.: ВО«Агропромиздат», 1987.-271.:ил
5. Михайлов А.А., Ворошилов В.П. Компрессорные машины. М.: Энергоатом издат., 1989.-288с.
6. Красной В.И., Жильцов А.М., Набережнев В.В. Ремонт поршневых компрессоров. М.: Химия., 1996.-304с.
7. Рахмалевич З.З. Компрессорные установки. М.: Химия., 1989.-271с.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

