

риментальных исследований. Если в результате предварительных расчетов уже выбраны холодильники, длины и диаметры трубопроводов и другая аппаратура коммуникаций, то потери давления в коммуникации и температуру газа можно определить уже для конкретного случая.

3.12. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Математическая модель рабочего процесса многоступенчатого поршневого компрессора представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих изменение параметров газа в проточной части ступеней и межступенчатых коммуникациях.

Системы дифференциальных уравнений, описывающих изменение параметров газа в отдельных полостях ступеней, приведены в гл. 2, пп. 2.11, 2.12. Представляет интерес получить зависимости для изменения параметров в межступенчатых коммуникациях, соединяющих следующие друг за другом ступени. Процессы, происходящие в межступенчатых коммуникациях, очень сложны. Для упрощения их описания сделаем следующие допущения:

- 1) в межступенчатых коммуникациях перемещается газ, подчиняющийся законам идеального газа;
- 2) движение газа в трубопроводах и аппаратах коммуникаций одномерное и дозвуковое;
- 3) коэффициенты трения газа о стенки и коэффициенты местных сопротивлений, определенные в стационарном потоке, справедливы и для нестационарного течения;
- 4) коэффициенты теплоотдачи, определяемые из критериальных уравнений, полученных для стационарного потока, справедливы и для нестационарного течения;
- 5) внешнее воздействие на поток газа происходит только через границы системы.

Исходные уравнения для математической модели процессов в многоступенчатом компрессоре приведены ниже.

1. Уравнение неразрывности потока сжимаемой жидкости

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \rho \frac{\partial c}{\partial x} + c \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{c}{A} \frac{\partial A}{\partial x} = 0, \quad (3.35)$$

где x — координата вдоль оси трубопровода; A — площадь поперечного сечения трубопровода; τ — время.

2. Уравнение изменения количества движения с учетом гидравлического трения и местных сопротивлений

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} + c \frac{\partial c}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} = -\Phi, \quad (3.36)$$

где $\Phi = \left(\lambda + \zeta \frac{D}{\Delta x} \right) (c|c|/2D)$; λ — коэффициент гидравлического трения; ζ — коэффициент местного сопротивления.

Потери давления на трение $\Delta p = \lambda \rho l c^2 / 2D$ и местное сопротивление $\Delta p_{\zeta} = \zeta \rho c^2 / 2$.

Потери давления от местных сопротивлений учитываются как потери от гидравлического трения на шаге сетки Δx путем ввода условного эквивалентного коэффициента трения λ_0 . Последний определяется из условия равенства на участке Δx потерь давления на гидравлическое трение потерям на местные сопротивления. Величина λ_0 определяется по формуле

$$\lambda_0 = \zeta D / \Delta x,$$

где D — гидравлический диаметр.

3. Уравнение энергии

$$q + c\Phi = \frac{du}{d\tau} + p \frac{d}{d\tau} \left(\frac{1}{\rho} \right). \quad (3.37)$$

Здесь u — удельная внутренняя энергия газа; $c\Phi$ — подвод тепла трения к газу; q — удельный тепловой поток, который определяется по формуле

$$q = \frac{\alpha \Pi_{\text{пер}} dx (T_{\text{ст}} - T)}{\rho A dx} = \frac{\alpha \Pi_{\text{пер}} (T_{\text{ст}} - T)}{\rho A},$$

где α — коэффициент теплоотдачи; $\Pi_{\text{пер}}$ — периметр поперечного сечения трубы; $T_{\text{ст}}$ — температура стенки (определяется по эмпирическим формулам: для трубопроводов всасывания $T_{\text{ст}} = 1,1T_{\text{н}}$; для трубопроводов нагнетания $T_{\text{ст}} = 0,9T_{\text{н}}$; по длине холодильника температура изменяется по линейному закону).

Значение α определяется из критериальных уравнений типа

$$Nu = 0,13 Re^{0,33} Gr^{0,1} \quad (\text{при ламинарном течении});$$

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} \quad (\text{при турбулентном течении}),$$

где Re определяется по мгновенным скоростям; Nu , Re , Gr — критерии Нуссельта, Рейнольдса, Грасгофа.

В нестационарном потоке величины α отличаются от квазистационарного из-за пульсации давлений и скоростей газа. Однако для практических расчетов температуры газа с учетом и без учета влияния пульсаций на теплообмен оказывались в конечном итоге очень близкими.

4. Уравнение состояния

$$p = \rho RT. \quad (3.38)$$

Система уравнений (3.35)—(3.38) включает в себя нелинейные дифференциальные уравнения с частными производными. Для ее решения использовался конечно-разностной метод Куранта, Изаксона и Риса или, как его еще называют, метод «пространственных разностей вперед и назад». Разности по времени берутся вперед, а разности по пространству для каждого уравнения выбираются

вперед или назад согласно наклону соответствующей характеристики. Он требует приведения уравнений к характеристическому виду. Система уравнений в характеристической форме запишется в виде:

$$\text{для } \frac{dx}{dt} = c + a;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial \tau} + (c + a) \frac{\partial p}{\partial x} + \rho a \left[\frac{\partial c}{\partial \tau} + (c + a) \frac{\partial c}{\partial x} \right] = \\ = (q + c\Phi) \rho (k - 1) - \rho a \Phi - \rho a^2 \frac{cdA}{Adx}; \end{aligned}$$

$$\text{для } \frac{da}{dt} = c - a;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial \tau} + (c - a) \frac{\partial p}{\partial x} - \rho a \left[\frac{\partial c}{\partial \tau} + (c + a) \frac{\partial c}{\partial x} \right] = \\ = (q + c\Phi) \rho (k - 1) + \rho a \Phi - \rho a^2 \frac{cdA}{Adx}; \end{aligned}$$

$$\text{для } \frac{dx}{dt} = c;$$

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} + c \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial p}{\partial \tau} + c \frac{\partial p}{\partial x} \right) = (q + c\Phi) \rho (k - 1),$$

где $\rho = p/RT$.

Если система дифференциальных уравнений в частных производных принадлежит к гиперболическому типу и записана в характеристическом виде

$$\sum_{i=1}^{l=m} a^{ij} (c_i^j + H^j c_x^j) = B^j,$$

то она аппроксимируется следующей разностной схемой:

при $H_{k,l}^j \leq 0$

$$\sum_{i=1}^{l=m} a_{k,l}^{ij} \left[\frac{c_{k,l+1}^i - c_{k,l}^i}{\Delta \tau} + H_{k,l}^j \frac{c_{k+1,l}^i - c_{k,l}^i}{\Delta x} \right] = \beta_{k,l}^j;$$

при $H_{k,l}^j \geq 0$

$$\sum_{i=1}^{l=m} a_{k,l}^{ij} \left[\frac{c_{k,l+1}^i - c_{k,l}^i}{\Delta \tau} + H_{k,l}^j \frac{c_{k,l}^i - c_{k-1,l}^i}{\Delta x} \right] = \beta_{k,l}^j;$$

где $i = 1, 2, 3, \dots, n$, а $j = 1, 2, 3, \dots, m$; k — номер точки по пространственной независимой переменной x ; l — номер точки (узла сетки) по временной независимой переменной τ .

В конечных разностях уравнение колебаний в коммуникациях примет вид

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho_{k,l+1} - \rho_{k,l}}{\Delta \tau} + (c_{k,l} + a_{k,l}) \frac{\rho_{k,l} - \rho_{k-1,l}}{\Delta x} + \\
 & + \rho_{k,l} a_{k,l} \left[\frac{c_{k,l+1} - c_{k,l}}{\Delta \tau} + (c_{k,l} + a_{k,l}) \frac{c_{k,l} - c_{k-1,l}}{\Delta x} \right] = \\
 & = [q + c_{k,l} \Phi_{k,l}] \rho_{k,l} (k-1) - \rho_{k,l} a_{k,l} \Phi_{k,l} - \\
 & \quad - \rho_{k,l} a_{k,l}^2 \frac{c_{k,l}}{A_{k,l}} \frac{A_{k,l} - A_{k,l+1}}{\Delta x}; \\
 & \frac{\rho_{k,l+1} - \rho_{k,l}}{\Delta \tau} + (c_{k,l} - a_{k,l}) \frac{\rho_{k+1,l} - \rho_{k,l}}{\Delta x} - \\
 & - \rho_{k,l} a_{k,l} \left[\frac{c_{k,l+1} - c_{k,l}}{\Delta \tau} + (c_{k,l} - a_{k,l}) \frac{c_{k+1,l} - c_{k,l}}{\Delta x} \right] = \\
 & = (k-1) \rho_{k,l} [q + c_{k,l} \Phi_{k,l}] - \rho_{k,l} a_{k,l} \Phi_{k,l} - \\
 & \quad - \rho_{k,l} a_{k,l}^2 \frac{c_{k,l}}{A_{k,l}} \frac{A_{k-1,l} - A_{k,l}}{\Delta x}. \quad (3.39)
 \end{aligned}$$

Для уравнения (3.39) будет два аналога, так как коэффициент H может изменять свой знак в зависимости от величины $c_{k,l}$, при $c_{k,l} \geq 0$

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho_{k,l+1} - \rho_{k,l}}{\Delta \tau} + c_{k,l} \frac{\rho_{k,l} - \rho_{k-1,l}}{\Delta x} - a_{k,l}^2 \left(\frac{\rho_{k,l+1} - \rho_{k,l}}{\Delta \tau} + \right. \\
 & \left. + c_{k,l} \frac{\rho_{k,l} - \rho_{k-1,l}}{\Delta x} \right) = (q_{k,l} + c_{k,l} \Phi_{k,l}) \rho_{k,l} (k-1); \quad (3.40)
 \end{aligned}$$

при $c_{k,l} < 0$

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho_{k,l+1} - \rho_{k,l}}{\Delta \tau} + c_{k,l} \frac{\rho_{k+1,l} - \rho_{k,l}}{\Delta x} - a_{k,l}^2 \left(\frac{\rho_{k,l+1} - \rho_{k,l}}{\Delta \tau} + \right. \\
 & \left. + c_{k,l} \frac{\rho_{k+1,l} - \rho_{k,l}}{\Delta x} \right) = (q_{k,l} + c_{k,l} \Phi_{k,l}) \rho_{k,l} (k-1). \quad (3.41)
 \end{aligned}$$

Разностные уравнения относительно $\rho_{k,l+1}$, $c_{k,l+1}$, $\rho_{k,l+1}$ записаны в неявной форме. Для удобства дальнейшего расчета решим их относительно искомым величин:

$$\begin{aligned}
 \rho_{k,l+1} = & \rho_{k,l} - \frac{c_{k,l} + a_{k,l}}{2} [\rho_{k,l} - \rho_{k-1,l} + \rho_{k,l} a_{k,l} (c_{k,l} - \\
 - & c_{k-1,l})] \frac{\Delta t}{\Delta x} - \frac{c_{k,l} - a_{k,l}}{2} [\rho_{k+1,l} - \rho_{k,l} - \rho_{k,l} a_{k,l} (c_{k+1,l} - c_{k,l})] \times \\
 & \times \frac{\Delta t}{\Delta x} + (q_{k,l} + c_{k,l} \Phi_{k,l}) \rho_{k,l} (k-1) \Delta t - \\
 & - \rho_{k,l} a_{k,l}^2 \frac{c_{k,l}}{A_{k,l}} \frac{\Delta A_{k,l}}{\Delta x} \Delta t; \quad (3.42)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 c_{k,l+1} = & c_{k,l} - \frac{c_{k,l} + a_{k,l}}{2} \left(\frac{\rho_{k,l} - \rho_{k-1,l}}{\rho_{k,l} a_{k,l}} + c_{k,l} - c_{k-1,l} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x} + \\
 + & \frac{c_{k,l} - a_{k,l}}{2} \left(\frac{\rho_{k+1,l} - \rho_{k,l}}{\rho_{k,l} a_{k,l}} - c_{k+1,l} + c_{k,l} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x} - \Phi_{k,l} \Delta t. \quad (3.43)
 \end{aligned}$$

Уравнения (3.42), (3.43), записанные относительно $\rho_{k, l+1}$, будут: при $c_{k, l} \geq 0$

$$\rho_{k, l+1} = \rho_{k, l} + c_{k, l} \left(\frac{\rho_{k, l} - \rho_{k-1, l}}{2} - \rho_{k, l} + \rho_{k-1, l} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x} + \frac{\rho_{k, l+1} - \rho_{k, l}}{a_{k, l}^2} - \frac{q_{k, l} - c_{k, l} \Phi_{k, l}}{a_{k, l}^2} \rho_{k, l} (k-1) \Delta t; \quad (3.44)$$

при $c_{k, l} < 0$

$$\rho_{k, l+1} = \rho_{k, l} + c_{k, l} \left(\frac{\rho_{k+1, l} - \rho_{k, l}}{a_{k, l}^2} - \rho_{k+1, l} + \rho_{k, l} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x} + \frac{\rho_{k, l+1} - \rho_{k, l}}{a_{k, l}^2} - \frac{(q_{k, l} + c_{k, l} \Phi_{k, l})}{a_{k, l}^2} \rho_{k, l} (k-1) \Delta t. \quad (3.45)$$

Вначале определяют величины $\rho_{k, l+1}$ и $c_{k, l+1}$ по уравнениям (3.42), (3.43) и затем по найденным $\rho_{k, l+1}$ находят $\rho_{k, l+1}$ из уравнений (3.44) и (3.45).

В расчетные уравнения входит величина скорости звука. Ее значение при условии изэнтропного движения газа определяется уравнением

$$a_{k, l} = \sqrt{k \frac{p_{k, l}}{\rho_{k, l}}} = \sqrt{kRT_{k, l}}.$$

Однако при движении газа в межступенчатых коммуникациях происходит теплообмен его с окружающей средой и диссипация энергии газа вследствие трений. В этом случае скорость звука записывается в разностной форме

$$a_{k, l} = \sqrt{(\rho_{k, l} - \rho_{k-1, l}) / (\rho_{k, l} - \rho_{k-1, l})}.$$

Расхождение в значениях скорости звука не превышает 8 %. Это позволяет на коротких межступенчатых коммуникациях пользоваться скоростями звука при изэнтропном процессе.

Необходимым условием устойчивости разностной схемы является условие Куранта, Фридрихса, Леви

$$\frac{\Delta \tau}{\Delta x} \leq \frac{1}{|c| + Q}.$$

Отношение шага по времени к шагу по пространству нигде в расчетной области не должно быть больше тангенса угла наклона характеристики.

После каждого расчетного цикла, который соответствует одному обороту коленчатого вала, осуществляется проверка сходимости, которая оценивается неравенствами

$$\frac{\bar{m}_{\text{II}} - m_{\text{вс II}}}{\bar{m}_{\text{II}}} < \varepsilon_1 \quad \text{или} \quad \frac{p(x)_{\varphi=0} - p(x)_{\varphi=360}}{p(x)_{\varphi=0}} < \varepsilon_2,$$

где ε — заданная точность выполнения расчета.

Одним из главных достоинств математической модели компрессора является возможность с ее помощью находить режимы работы, при которых возникают резонансные колебания.

Условия резонанса определяются уравнением

$$f = mn,$$

где f — частота собственных колебаний газа в трубопроводе; n — частота колебания поршня в цилиндре; m — номер резонирующей гармоники.

Резонанс, т. е. колебания давления, наблюдается при отклонении частоты вынуждающей от частоты собственных колебаний примерно на 20 % как в большую, так и в меньшую сторону

$$0,8 \leq mn/f \leq 1,2.$$

Если отстраняться от подобного диапазона частот в коммуникациях компрессоров, то это возможно только от первых двух гармоник. При большом значении m резонансные диапазоны станут перекрывать друг друга, а именно в этой зоне находятся числа оборотов современных компрессоров.

Одним из способов отстройки от резонанса является снижение частоты собственных колебаний системы. Однако при этом могут возникнуть резонансы с меньшими номерами гармоник, при которых наблюдаются наибольшие амплитуды колебаний и связанные с этим излишние затраты мощности на привод компрессора.

Вторым способом отстройки является повышение основной частоты собственных колебаний с таким расчетом, чтобы рабочая частота компрессора могла резонировать только с большими номерами гармоник вынуждающей силы. При подобном резонансе наблюдается уменьшение амплитуды колебаний и затрат мощности привода. Увеличение собственной частоты колебаний газа в межступенчатой коммуникации возможно путем уменьшения длины трубопровода и холодильника и увеличения площади сечения трубопроводов. Увеличение площади сечения трубопроводов (примерно линейно) увеличивает собственную частоту колебания газа в коммуникации, приводит к значительному сокращению неравномерности давления газа в трубопроводе и снижению скорости газа в нем.

Увеличение емкостей в межступенчатых коммуникациях для снижения пульсаций является менее эффективным средством, тем более что при этом не изменяются скорости в трубопроводах.

Математическая модель с учетом влияния пульсаций давления позволяет правильно разместить в зависимости от направления вращения цилиндры ступеней, холодильники и другие емкости, чтобы избежать резонансов.

СХЕМА И ПРИВОД КОМПРЕССОРА

4.1. ТИПЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Поршневые компрессоры могут быть разделены на два обширных типа: бескрейцкопфные и крейцкопфные.

Бескрейцкопфные компрессоры малой производительности отличаются простотой конструкции, имеют лучшие массогабаритные характеристики, вследствие чего помимо использования в стационарных условиях они получили широкое распространение в передвижных и транспортных установках, где требования компактности и малой массы особенно существенны. Этот тип компрессоров выполняется с тронковыми и дифференциальными поршнями (рис. 4.1). Площадь поверхности поршня, обращенная к картеру, остается нерабочей при тронковом поршне (рис. 4.1, а), а при дифференциальном — она может быть использована лишь частично (рис. 4.1, б).

Роль крейцкопфа в бескрейцкопфных компрессорах выполняет сам поршень, через него на стенки цилиндра передается нормальная составляющая поршневой силы. Последнее ведет к повышенному износу поршня и цилиндра и росту утечек газа через поршневое уплотнение, которые поступают в картер. При сжатии токсичных и взрывоопасных газов необходимо принимать специальные меры (делать картер герметичным с уплотненным выводом вала) для предотвращения попадания газа в машинный зал. В бескрейцкопфных компрессорах для смазки цилиндров и механизма движения используют компрессорные масла, обладающие достаточной вязкостью при высокой температуре стенок рабочей камеры, но излишне вязкие для механизма движения, что ведет к дополнительным затратам работы на механическое трение.

Бескрейцкопфные компрессоры уступают крейцкопфным по потерям на трение, кроме того, при равных производительностях они имеют большие диаметры поршней.

Основные преимущества бескрейцкопфных компрессоров — малая масса и габаритные размеры. С экономической точки зрения область их рационального применения ограничивается мощностью 40—50 кВт. Более крупные компрессоры целесообразно выполнять крейцкопфными.

Поршневые компрессоры по расположению осей цилиндров в пространстве подразделяются на вертикальные, горизонтальные и угловые. Наиболее распространены угловые компрессоры с осями цилиндров, симметричными вертикали (У- и Ш-образные), и вертикально-горизонтальные (П-образные или прямоугольные).

Вертикальные компрессоры. Они занимают меньшую площадь, но при большей производительности значительно высоки и сложны в обслуживании. Цилиндры вертикальных крейцкопфных ком-

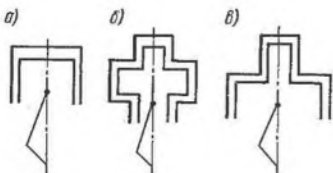


Рис. 4.1. Схемы компрессоров с поршнями: а — тронковым; б, в — дифференциальным

прессоров имеют меньший и равномерный износ, вертикально направленные силы инерции лучше гасятся фундаментом, в результате

чего его можно облегчить. Температурные и упругие деформации в вертикальных компрессорах свободны.

Горизонтальные компрессоры. Горизонтальными выполняются, как правило, крупные крейцкопфные компрессоры средней и большой производительности. Широкое распространение в последние годы получили горизонтальные компрессоры с расположением цилиндров по обе стороны вала, так называемые оппозитные компрессоры, которые обладают существенными преимуществами перед компрессорами других типов [3].

Основным преимуществом оппозитных компрессоров является возможность выполнения их многорядными с расположением в каждом ряду одного цилиндра (рис. 4.2). В ступенях низкого давления, где объем сжимаемого газа велик, появилась возможность иметь два и более цилиндров в нескольких рядах. Поэтому диаметры цилиндров и поршней оказались значительно меньшими, чем в горизонтальных компрессорах прежних конструкций с расположением цилиндров по одну сторону вала и с дифференциальными поршнями. Это дало возможность существенно уменьшить массу подвижных частей и тем самым значения сил инерции. При этом силы инерции в противоположащих рядах могут быть полностью уравновешены. Снижение нагрузок на механизм движения и хорошая уравновешенность в оппозитных компрессорах сделали возможным увеличение частоты вращения вала в два-три раза, что, в свою очередь, позволило уменьшить размеры цилиндров и компрессоров в целом.

Вследствие взаимного уравновешивания инерционных сил, действующих в противоположащих рядах компрессора, коренные подшипники вала оказываются разгруженными, силы инерции, а в некоторых компоновках и моменты этих сил не передаются на фундамент (возможна установка компрессора на относительно небольших фундаментах). При высокой частоте вращения масса ротора электродвигателя оказывается достаточной для обеспече-

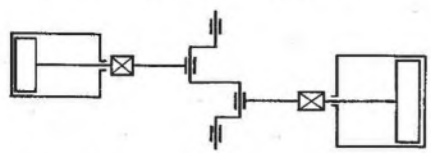


Рис. 4.2. Схема оппозитного компрессора

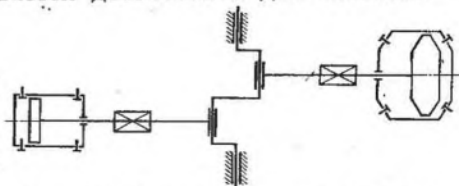


Рис. 4.3. Схема оппозитного компрессора с трапециевидным поршнем первой ступени

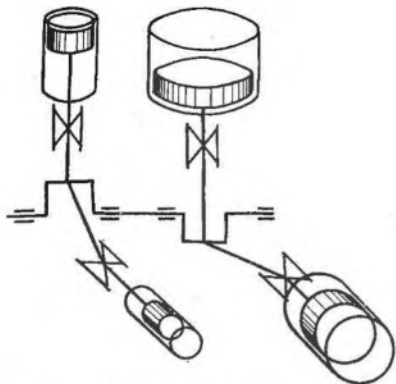


Рис. 4.4. Схема углового компрессора с двухколенным валом

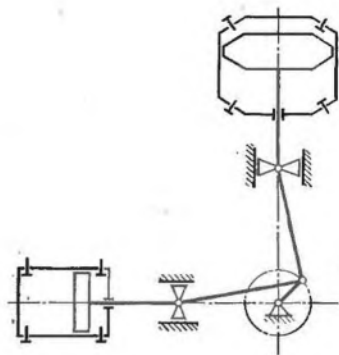


Рис. 4.5. Схема вертикально-горизонтального компрессора

ния необходимого махового момента без дополнительного маховика.

По сравнению с горизонтальными компрессорами, у которых цилиндры размещены по одну сторону от коленчатого вала, у оппозитных компрессоров удельная масса в 1,9 раза, а занимаемая площадь в 1,4 раза меньше.

Пример горизонтального оппозитного исполнения двухступенчатого крещкопфного компрессора приведен на рис. 4.3.

Угловые компрессоры. Этот тип компрессоров выполняют У-, Ш-, вееро- и звездообразными и, в основном, с одноколенным валом, к которому присоединяют до четырех шатунов. В угловых компрессорах, особенно при веерообразном и звездообразном исполнении, могут использоваться также прицепные шатуны, присоединяемые к нижней головке основного шатуна. Промышленностью также выпускаются угловые компрессоры в вдвоенном исполнении с двухколенным валом. Вертикально-горизонтальный крещкопфный компрессор с двухколенным валом изображен схематично на рис. 4.4. Угловые компрессоры малой производительности выполняются бескрещкопфными, средней — с крещкопфом.

Основные преимущества угловых компрессоров: достаточно хорошо уравновешены с помощью противовесов (как правило, удается полностью уравновесить силы инерции первого порядка, но силы инерции второго порядка остаются свободными); цилиндры значительно удалены друг от друга; в пространстве между рядами вертикально-горизонтальных машин может быть расположен промежуточный холодильник; простота конструкции и малая длина вала, что способствует применению подшипников качения; удобство монтажа. Пример вертикально-горизонтального

исполнения двухступенчатого крейцкопфного воздушного компрессора показан на рис. 4.5.

В схему поршневого компрессора входят: база, т. е. число и взаимное расположение рядов компрессора; распределение ступеней между рядами и внутри ряда; крейцкопф (если он есть). Схема компрессора зависит от его назначения, производительности, давления, специальных требований и т. д. Так, компрессоры транспортные и передвижных установок должны быть легкими, компактными, хорошо уравновешенными; крупные поршневые компрессоры — экономичными и надежными. В зависимости от того, как составлена схема компрессора, она влияет на величину утечки газа, износ поршней, степень уравновешенности, размеры маховика и т. д. По этим причинам число используемых схем очень велико.

Наиболее простой механизм движения имеют однорядные компрессоры, тем не менее они встречаются сравнительно редко, ввиду преимуществ многорядного исполнения, которое позволяет добиться более гладкой диаграммы противодействующего момента, уменьшить поршневые силы, сократить число ступеней в ряду. При распределении ступеней между рядами и внутри одного ряда стремятся к уравниванию поршневых сил, улучшению уплотнений, облегчению монтажа и демонтажа ряда и сокращению размеров компрессора. При выборе расположения цилиндров следует учитывать вопросы размещения межступенчатых коммуникаций.

4.2. ПРИВОД ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Привод компрессора включает в себя двигатель, механизм передачи движения от двигателя к валу компрессора и аппаратуру управления. В дальнейшем под приводом компрессора будем понимать его основную часть — двигатель.

В подавляющем большинстве случаев приводом поршневого компрессора служит электродвигатель или двигатель внутреннего сгорания. В редких случаях они приводятся в движение от паровой турбины (через редуктор) или с помощью гидропривода (в установках сверхвысокого давления). Привод от электродвигателя имеет наибольшее распространение. Компрессоры сравнительно малой мощности оснащаются асинхронными электродвигателями, мощностью от 100 до 1000 кВт — асинхронными и синхронными электродвигателями, причем предпочтение отдается синхронным двигателям. Для привода крупных оппозитных компрессоров отечественного производства применяются специальные синхронные быстроходные электродвигатели мощностью от 250 до 6300 кВт. Основным преимуществом синхронных двигателей является их способность работать с $\cos \varphi = 1$ и даже быть источником «безваттной» мощности и улучшать $\cos \varphi$ в сети. Это оправдывает их применение, несмотря на более высокую стоимость, трудности пуска и необходимость в более квалифицированном обслуживании.

Асинхронные двигатели имеют частоту вращения, несколько меньшую синхронной частоты, которая определяется соотношением $n = 50/p$, где $p = 1—6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24...$ — число пар полюсов электродвигателя.

При мощности привода менее 500 кВт часто применяют фланцевый двигатель, статор которого крепится своим фланцем к станине компрессора, а ротор насаживается на удлиненный конец коленчатого вала (см. рис. 4.5). В компрессорах большей мощности статор электродвигателя не соединяют со станиной компрессора, а устанавливают на общей с компрессором или отдельной от него фундаментной плите.

Компрессоры большой мощности имеют электродвигатель с выносным подшипником, при этом вес ротора воспринимается не только ближайшим подшипником станины, но и выносным, что облегчает условия работы вала компрессора. Нагрузка на консольный участок вала компрессора при тяжелом роторе может быть уменьшена или полностью компенсирована силой магнитного притяжения ротора к статору, если зазор между ними в верхней части электродвигателя уменьшить путем смещения статора вниз.

Используя обособленный электродвигатель, подсоединяем компрессоры к нему с помощью муфт, причем полумуфта на конце вала компрессора конструируется с таким расчетом, чтобы она выполняла роль маховика (если это необходимо). Если скорость вращения вала компрессора ниже скорости вращения электродвигателя, то соединение их осуществляется с помощью клиноременной передачи, причем шкив на валу компрессора может выполнять, если это требуется, роль маховика. При пуске компрессора электродвигатель потребляет ток, в несколько раз превышающий номинальный, поэтому компрессор разгружают либо перепуском газа после последней и промежуточных ступеней в линию всасывания первой ступени, либо отжимом всасывающих клапанов.

Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором малой мощности допускают непосредственное включение в сеть, для двигателей средней мощности применяют пуск с переключением со звезды на треугольник, а для крупных двигателей — через пусковой трансформатор или последовательное включение статорных обмоток.

Пуск асинхронных двигателей с фазным ротором осуществляют с помощью пускового реостата, включаемого в цепь ротора. Ротор синхронного электродвигателя снабжается дополнительной короткозамкнутой обмоткой, предназначенной для пуска. Ток возбуждения полюсов ротора включается после того, как ротор разовьет частоту, близкую к синхронной, после чего двигатель выходит на синхронную частоту вращения.

Основные преимущества электропривода: простота обслуживания, постоянная готовность к работе и высокая надежность; недостатки: не допускают изменения производительности компрес-

соров путем изменения частоты вращения вала, не обладают достаточной автономностью (что не позволяет применять их в ряде передвижных компрессорных установок). Для передвижных компрессорных установок часто используются двигатели внутреннего сгорания, работающие на жидком топливе, дизельные (более экономичны, используют более дешевое топливо, применяются в передвижных, иногда и стационарных компрессорах средней производительности) или карбюраторные (применяют, главным образом, в передвижных установках малой мощности).

В газовой, нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленности нашли применение газомотокомпрессоры, т. е. компрессоры, выполненные заодно с газовым двигателем и имеющие с ним общий вал. Такие компрессоры выполняют угловыми с горизонтальным расположением компрессорных цилиндров двойного действия и вертикальным или V-образным расположением цилиндров двигателя. Изменение производительности мотокомпрессора, как и компрессора с приводом от отдельного двигателя, производят изменением частоты вращения вала.

ДИНАМИКА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

5.1. ОСНОВНЫЕ
КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Совокупность подвижных деталей компрессора — коленчатый вал, шатун, поршень или поршневая группа, шток и крейцкопф (в крейцкопфных машинах) — называют механизмом движения. Поршень, шток, крейцкопф совершают только возвратно-поступательное движение; коленчатый — вал вращательное; шатун — сложно-плоское. Схема механизма движения изображена на рис. 5.1.

Положение поршня, наиболее удаленное от вала, называется верхней мертвой точкой (ВМТ) независимо от фактической ориентации ряда; наиболее близкое — нижней мертвой точкой (НМТ). Описывая движение поршня, за начальное положение принимают ВМТ. Текущее значение хода поршня определяется по формуле

$$S = l + r - (l \cos \beta + r \cos \omega t), \quad (5.1)$$

где l — длина шатуна; r — радиус кривошипа; β — угол между осью шатуна и осью ряда; ω — постоянная угловая скорость.

Учитывая, что $\sin \beta / \sin \omega t = r/l$, т. е. отношению радиуса кривошипа к длине шатуна, которое принято обозначать λ , получим $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}$.

Разлагая последнее выражение в степенной ряд и учитывая только первые два члена ряда, будем иметь

$$\cos \beta = 1 - (\lambda^2/2) \sin^2 \omega t = 1 - (\lambda^2/4) (1 - \cos 2\omega t). \quad (5.2)$$

Подставляя (5.2) в (5.1), получим

$$S = l + r - [l - (l\lambda^2/4) (1 - \cos 2\omega t) + r \cos \omega t] = r [(1 - \cos \omega t) + \lambda/4 (1 - \cos 2\omega t)]. \quad (5.3)$$

Дифференцируя (5.3) по времени последовательно два раза, получим выражения для скорости поршня и его ускорения:

$$\frac{dS}{dt} = r\omega \left(\sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t \right);$$

$$\frac{d^2S}{dt^2} = r\omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t).$$

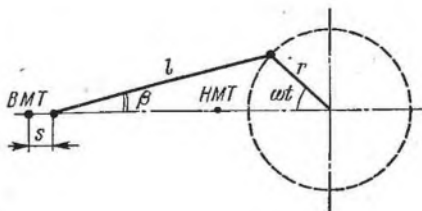


Рис. 5.1. Схема кривошипного механизма

5.2. СИЛЫ ИНЕРЦИИ В ПОРШНЕВОМ КОМПРЕССОРЕ И ИХ УРАВНОВЕШИВАНИЕ

Масса, приведенная к пальцу поршня, называется массой возвратно-поступательно движущихся частей и обозначается m_s . Масса, приведенная к пальцу кривошипа, называется массой вращающихся частей и обозначается m_r .

Шатуны с массой $m_{шт}$, совершающий сложноплоское движение, заменяется системой из двух масс: $m_{шс} = (0,2-0,3) m_{шт}$ и $m_{шр} = (0,8-0,7) m_{шт}$, первая из которых совершает только возвратно-поступательное движение, а вторая — только вращательное.

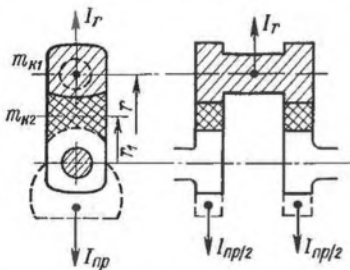


Рис. 5.2. Схема колена вала

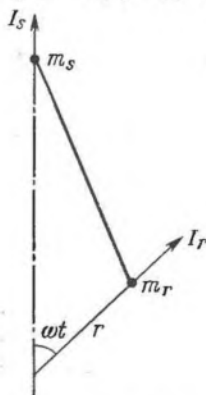


Рис. 5.3. К расчету сил инерции

Масса колена вала, приведенная к пальцу кривошипа, согласно рис. 5.2 будет равна

$$m_k = m_{к1} + m_{к2} r_1 / r.$$

Тогда масса возвратно-поступательно движущихся частей будет равна сумме масс поршня m_p , штока $m_{шт}$, кривокопфа $m_{кр}$ и части массы шатуна $m_{шс}$

$$m_s = m_p + m_{шт} + m_{кр} + m_{шс}.$$

Для неуравновешенной массы вращающихся частей будем иметь

$$m_r = m_k + m_{шр}.$$

Рассмотрим схему кривошипно-шатунного механизма с массами m_s и m_r , сосредоточенными соответственно в центре поршневого (кривокопфного) пальца и центре пальца кривошипа (рис. 5.3). При движении массы m_s возникает сила инерции I_s , действующая вдоль оси ряда.

Условимся о следующем правиле знаков: силы, действующие вдоль оси ряда в направлении, соответствующем растяжению шатуна, будем считать положительными, а действующие в обратном направлении, — отрицательными.

Рис. 5.4. Диаграммы сил инерции возвратно-поступательно движущихся частей:

— — — — — первого порядка;
 - - - - - второго порядка;
 ————— суммарная сила

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей определяется по формуле

$$I_s = m_s \frac{d^2s}{dt^2} =$$

$$= m_s r \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t).$$

Здесь I_s целесообразно представить в виде суммы двух сил I_{sI} и I_{sII}

$$I_s = I_{sI} + I_{sII},$$

где

$$I_{sI} = m_s r \omega^2 \cos \omega t; \quad I_{sII} = \lambda m_s r \omega^2 \cos 2\omega t.$$

Сила I_{sI} изменяется периодически с частотой вращения вала и называется силой инерции первого порядка. Сила I_{sII} изменяется с частотой, вдвое превышающей частоту вала, и называется силой инерции второго порядка. Зависимости сил инерции I_s , I_{sI} и I_{sII} от угла поворота коленчатого вала показаны на рис. 5.4.

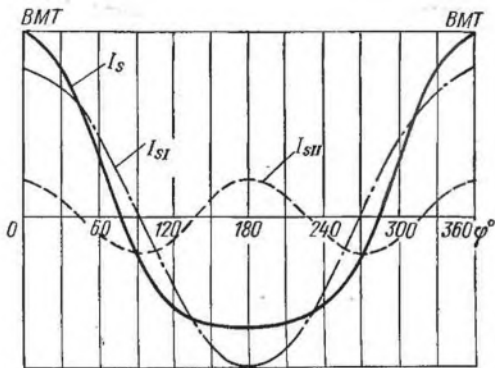
Отметим, что амплитудное значение силы I_{sII} отличается от амплитудного значения силы I_{sI} множителем λ . Учитывая, что в поршневых компрессорах $\lambda = 1/3,5 \div 1/5,5$, приходим к выводу, что максимальное значение сил инерции второго порядка в $1/\lambda$ раз меньше максимального значения силы инерции первого порядка.

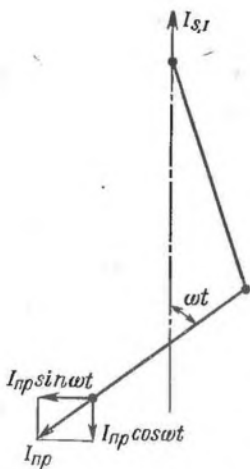
Сила инерции вращающихся частей I_r направлена всегда вдоль по кривошипу и определяется по формуле

$$I_r = m_r r \omega^2.$$

Наличие в поршневом компрессоре ускоренно движущихся масс m_s и m_r приводит к появлению сил инерции, которые передаются фундаменту и вызывают вибрации фундамента и компрессора. Уменьшение вибраций может быть достигнуто двумя способами: 1) сооружением массивных фундаментов (что удорожает установку); 2) уравновешиванием сил инерции.

Силы инерции являются свободными относительно машины, поэтому уравновесить их можно только другими силами инерции, изменяющимися по такому же закону, но имеющими противоположное направление. Способы уравновешивания зависят от конкретной схемы компрессора, причем выбор схемы сам по себе может рассматриваться как мероприятие, повышающее (либо понижающее) уравновешенность машины. Рассмотрим уравновешивание компрессоров на примере нескольких характерных схем.





Уравновешивание сил инерции однорядного компрессора. Рассмотрим уравновешивание сил инерции вращающихся частей как более простую задачу. Коленчатый вал в однорядном компрессоре имеет одно колено. Сила I_r приложена посередине шейки (см. рис. 5.2) и легко может быть уравновешена двумя одинаковыми противовесами, закрепленными на щеках коленчатого вала со стороны, противоположной шейке. Если центр тяжести каждого из противовесов отстоит от оси вращения на расстоянии $r_{пр}$ (радиус крепления противовеса), то общая масса противовесов $m_{пр}$ находится из условия равенства сил инерции противовеса и I_r

$$m_{пр} r_{пр} \omega^2 = m r \omega^2.$$

Для массы одного противовеса получим

$$m_{пр}/2 = 1/2 m r / r_{пр}.$$

Будем в дальнейшем предполагать, что $r_{пр} = r$, если это не так, то необходимо делать пересчет массы.

Для уравновешивания силы I_s нужно создать равную ей силу, действующую по оси ряда в противоположном направлении. Достичь этого можно лишь сильно усложнив конструкцию компрессора, путем включения в него уравновешивающего механизма. В кинематической схеме компрессора с противовесами, вращающимися с основной частотой, должны содержаться противовесы, вращающиеся с удвоенной частотой, но такие устройства применяются крайне редко.

Можно попытаться уравновесить силу инерции первого порядка с помощью дополнительного противовеса (рис. 5.5). Такой противовес массой m_s разовьет центробежную силу $m_s r \omega^2$, проекция которой на ось ряда равна $m_s r \omega^2 \cos \omega t$ и направлена в противоположную от I_{sI} сторону. Однако уравновешенность машины от этого не улучшается, так как помимо составляющей центробежной силы вдоль ряда имеется составляющая $m_s r \omega^2 \sin \omega t$, направленная перпендикулярно оси.

На практике массу дополнительных противовесов выбирают значительно меньше m_s и тем самым достигают некоторого уравновешивания силы I_{sI} , но в результате этого появляется перпендикулярная к оси ряда новая неуравновешенная сила. Дополнительные противовесы выполняются заодно с противовесами, необходимыми для уравновешивания силы I_r .

Уравновешивание сил инерции вертикального двухрядного компрессора. Рассмотрим схему вертикального двухрядного компрессора с углом смещения колен вала на 180° (рис. 5.6). При такой компоновке силы инерции вращающихся масс уравновешены, так как эти массы обычно одинаковы для обоих рядов. Момент сил инерции I_r может быть легко уравновешен моментом сил инерции противовесов, установленных на валу, как это показано на рисунке. Масса противовесов находится из условия

$$m_{np} = m_r l / l_1$$

где l/l_1 — отношение плеч моментов.

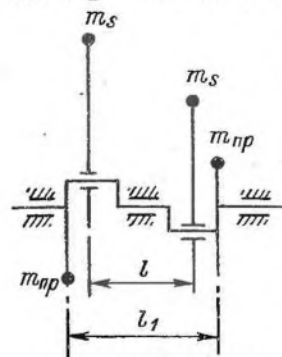


Рис. 5.6. Схема уравнивания вертикального двухрядного компрессора

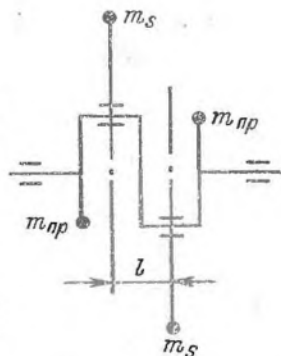


Рис. 5.7. Схема уравнивания оппозитного компрессора

Силы инерции I_{sI} соответственно в первом и втором ряду

$$I_{sI}^{(1)} = m_s^{(1)} r \omega^2 \cos \omega t;$$

$$I_{sI}^{(2)} = m_s^{(2)} r \omega^2 \cos (\omega t \pm \pi) = -m_s^{(2)} r \omega^2 \cos \omega t,$$

а их сумма

$$\sum I_{sI} = (m_s^{(1)} - m_s^{(2)}) r \omega^2 \cos \omega t.$$

При равенстве масс m_s в первом и втором ряду достигается полное уравнивание сил I_{sI} . Для выравнивания масс поршень в ряду низкого давления, имеющий большие размеры, выполняется облегченным, изготовленным, например, из алюминиевых сплавов.

Силы инерции второго порядка в первом и втором ряду

$$I_{sII}^{(1)} = \lambda m_s^{(1)} r \omega^2 \cos 2\omega t;$$

$$I_{sII}^{(2)} = \lambda m_s^{(2)} r \omega^2 \cos 2(\omega t + \pi) = \lambda m_s^{(2)} r \omega^2 \cos 2\omega t,$$

их сумма

$$\sum I_{sII} = \lambda (m_s^{(1)} + m_s^{(2)}) r \omega^2 \cos 2\omega t,$$

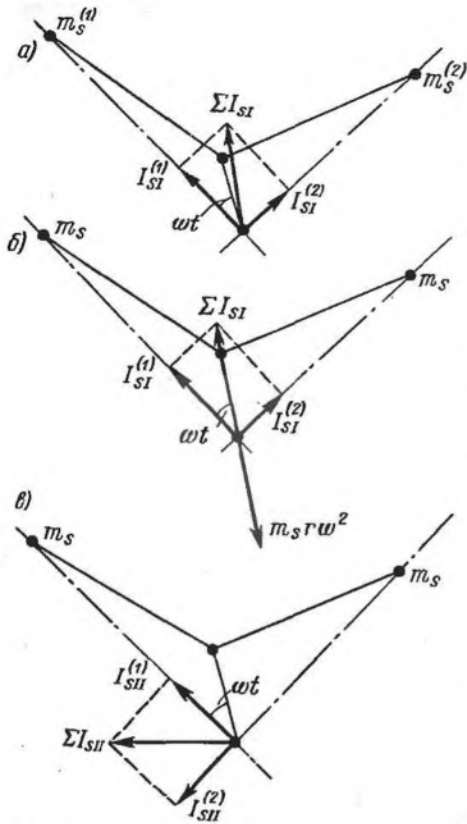
а при равенстве масс в рядах

$$\sum I_{sII} = 2\lambda m_s r \omega^2 \cos 2\omega t. \quad (5.4)$$

Силы инерции первого порядка создают момент на плече l , максимальное значение которого

$$M_{s \max} = l m_s r \omega^2.$$

Рис. 5.8. Схема уравнивания углового компрессора: а — $m_s^{(1)} \neq m_s^{(2)}$; б, в — $m_s^{(1)} = m_s^{(2)} = m_s$



Силы инерции второго порядка и момент сил инерции возвратно-поступательно движущихся частей остаются здесь неуравновешенными и воспринимаются фундаментом. Все изложенное в этом параграфе справедливо для любых двухрядных компрессоров с цилиндрами, расположенными в параллельных рядах по одну сторону вала.

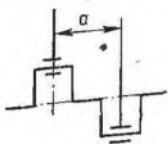
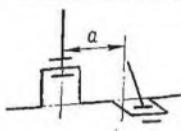
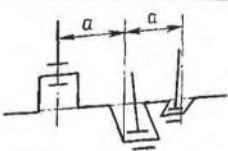
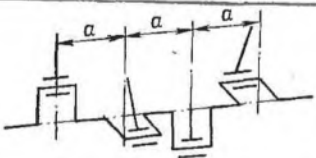
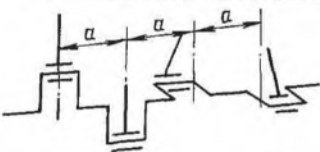
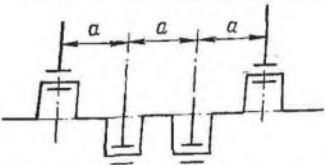
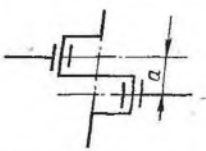
Уравнивание сил инерции двухрядного оппозитного компрессора. В двухрядном оппозитном компрессоре (рис. 5.7) цилиндры расположены по обе стороны вала. Развал цилиндров и смещение колен составляют каждый по 180° . Положение поршней всегда симметрично относительно оси вала, а движение происходит по встречным направлениям. Силы инерции первого и второго порядка при равенстве масс в рядах уравновешены. Остается неуравновешенным их момент, максимальное значение которого можно представить в следующем виде:

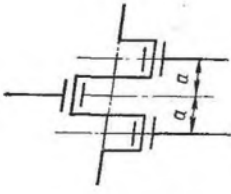
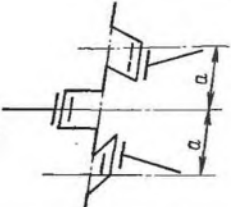
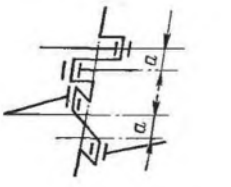
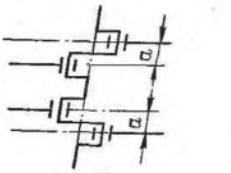
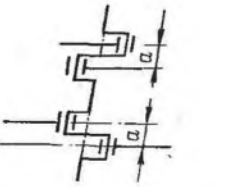
$$M_s \max = l m_s r \omega^2 (1 + \lambda).$$

Расстояние между осями в оппозитных компрессорах значительно меньше, чем в компрессорах с расположением цилиндров по одну сторону вала. В последнем случае расстояние между осями рядов лимитируется размерами двух соседних цилиндров. В оппозитном компрессоре это расстояние определяется, как правило, конструкцией вала.

Уравнивание углового двухрядного компрессора. Рассмотрим уравнивание углового компрессора с углом развала цилиндров 90° . Оба шатуна компрессора соединены с общим коленом (рис. 5.8, а). Силы инерции I_r уравниваются установкой двух противовесов на щеках колена. Сила инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся частей в пер-

Таблица 5.1

Компоновка	Амплитуда сил		Амплитуда моментов	
	первого порядка	второго порядка	первого порядка	второго порядка
	0	$2m_s r \omega^2 \lambda$	$m_s r \omega^2 a$	0
	$\sqrt{2} m_s r \omega^2$	0	$\frac{\sqrt{2}}{2} m_s r \omega^2 a$	$m_s r \omega^2 \lambda a$
	0	0	$\sqrt{3} m_s r \omega^2 a$	$\sqrt{3} m_s r \omega^2 \lambda a$
	0	0	$2\sqrt{2} m_s r \omega^2 a$	$2m_s r \omega^2 \lambda a$
	0	0	$\sqrt{2} m_s r \omega^2 a$	$4m_s r \omega^2 \lambda a$
	0	$4m_s r \omega^2 \lambda$	0	0
	0	0	$m_s r \omega^2 a$	$m_s r \omega^2 \lambda a$

Компоновка	Амплитуда сил		Амплитуда моментов	
	первого порядка	второго порядка	первого порядка	второго порядка
	0	0	0	0
	0	$2m_s r \omega^2 \lambda$	$\sqrt{3} m_s r \omega^2 a$	$\sqrt{3} m_s r \omega^2 \lambda a$
	0	0	$\sqrt{2} m_s r \omega^2 a$	0
	0	0	0	0
	0	0	0	$2m_s r \omega^2 \lambda a$

вом ряду действует вдоль оси ряда, и ее можно определить по формуле

$$I_{sI}^{(1)} = m_s^{(1)} r \omega^2 \cos \omega t.$$

Соответствующая ей сила во втором ряду

$$I_{sI}^{(2)} = m_s^{(2)} r \omega^2 \cos \left(\frac{\pi}{2} - \omega t \right) = m_s^{(2)} r \omega^2 \sin \omega t,$$

а геометрическая сумма этих сил

$$\sum I_{sI} = \sqrt{(I_{sI}^{(1)})^2 + (I_{sI}^{(2)})^2}.$$

Годограф вектора этой силы представляет собой эллипс с большой полуосью, совпадающей с осью ряда, в котором масса возвратно-поступательно движущихся частей больше. При равенстве масс в рядах суммарная сила инерции первого порядка

$$\sum I_{sI} = m_s r \omega^2 \sqrt{\cos^2 \omega t + \sin^2 \omega t} = m_s r \omega^2.$$

Она постоянна по величине, направлена вдоль радиуса кривошипа (рис. 5.8, б) и может быть уравновешена установкой двух равных дополнительных противовесов с общей массой m_s .

Силы инерции второго порядка в первом и втором ряду соответственно

$$I_{sII}^{(1)} = \lambda m_s^{(1)} r \omega^2 \cos 2\omega t;$$

$$I_{sII}^{(2)} = \lambda m_s^{(2)} r \omega^2 \cos 2 \left(\frac{\pi}{2} - \omega t \right) = -\lambda m_s r \omega^2 \cos 2\omega t,$$

а их геометрическая сумма при равенстве масс в рядах (рис. 5.8, в)

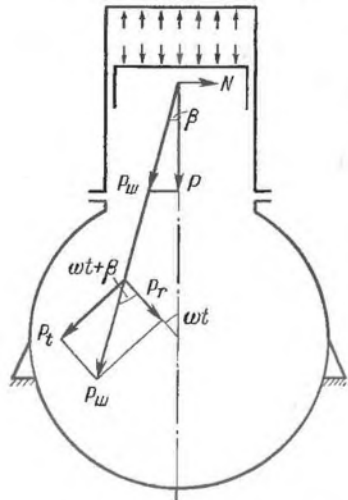
$$\sum I_{sII} = \sqrt{2} \lambda m_s r \omega^2 \cos 2\omega t$$

(эта сила не уравновешивается).

Уравновешивание многорядных компрессоров. В случае многорядных компрессоров число возможных комбинаций углов развалов цилиндров и углов смещения колен возрастает. Появляется больше возможностей достигнуть взаимного уравновешивания сил инерции путем рациональной компоновки рядов. Анализ уравновешенности компрессора может быть проведен аналогично тому, как это было сделано выше. Амплитудные значения сил инерции первого и второго порядков, а также их моментов для некоторых характерных компоновок приведены в табл. 5.1 [33].

5.3. РАСЧЕТ МАХОВИКА

В рабочих полостях компрессора происходит изменение давления газа и, следовательно, сил, действующих на поршни со стороны газа, при вращении вала. Переменными в этом случае будут также силы инерции и силы трения поршней о стенки цилиндров. Противодействующий момент на валу компрессора, который создают эти силы, зависит от угла поворота вала и не



может оставаться постоянным в течение полного его поворота. Если предположить, что со стороны привода к валу приложен постоянный момент, равный среднему значению противодействующего, то при некоторых положениях вала он будет меньше его, а при других — больше. При недостаточном приложенном моменте угловая скорость вращений вала будет уменьшаться, в противном случае — увеличиваться.

Приводом поршневого компрессора, как правило, служит электродвигатель, в котором из-за неравномерности скорости вращения

вала возникают нежелательные пульсации потребляемого тока. Неравномерность вращения вала может быть уменьшена с помощью маховика, накапливающего энергию при избытке приложенного момента и возвращающего ее при его недостатке. Расчет требуемого момента инерции маховика может быть выполнен по кривой противодействующего момента.

Силы, действующие в ряду компрессора. Рассмотрим ряд компрессора, имеющий одну рабочую полость со стороны крышки (рис. 5.9). Давление газа в рабочей полости действует на поршень с силой $P_r = pF_n$, где p — давление газа; F_n — площадь поршня. Равная по величине и противоположно направленная сила действует на торец цилиндра и отрывает цилиндр от картера. Сила P_r через механизм движения и коренные подшипники действует на картер в противоположном направлении. Таким образом, газовые силы замыкаются внутри компрессора и на фундамент не передаются.

К пальцу поршня (или крейцкопфа) помимо силы P_r приложены также силы инерции I_B и сила трения $P_{тр}$ возвратно-поступательно движущихся частей, которые действуют вдоль оси ряда. Их результирующая называется поршневой силой P . Разложим эту силу по двум направлениям — вдоль по шатуну ($P_m = P/\cos \beta$) и нормально к оси ряда $N = P \operatorname{tg} \beta$. Перенесем начало вектора силы P_m в центр пальца кривошипа и разложим ее на тангенциальную силу P_t , перпендикулярную оси кривошипа, и силу P_r , направленную по кривошипу. Сила P_r проходит через центр вращения кривошипа и не дает момента относительно этого центра. Тангенциальная сила определяется по формуле

$$P_t = P \sin(\omega t + \beta) / \cos \beta$$

и образует момент относительно центра вращения кривошипа

$$M = P_{\text{г}} r = P r \sin(\omega t + \beta) / \cos \beta. \quad (5.5)$$

Это и есть противодействующий момент, зависимость которого от угла поворота вала необходима для расчета маховика.

Построение диаграммы противодействующего момента и расчет необходимого момента инерции маховика. Диаграмма противодействующего момента строится на основании схематизированных индикаторных диаграмм с последующим учетом сил инерции и трения. Построения выполняются для каждого ряда отдельно

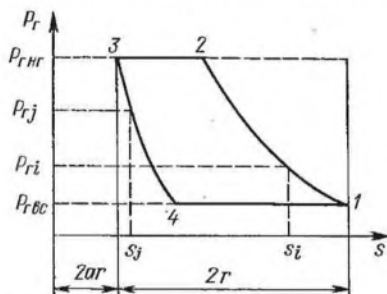


Рис. 5.10. Схематизированная индикаторная диаграмма:

1—2 — сжатие; 2—3 — нагнетание;
3—4 — расширение из мертвого пространства; 4—1 — всасывание

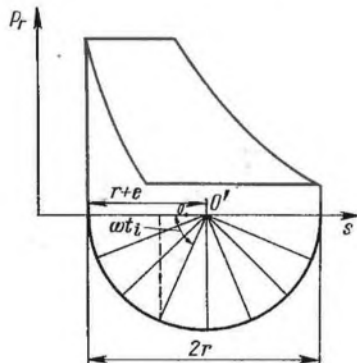


Рис. 5.11. Графический метод учета поправки на конечную длину шатуна

(за исключением идентичных рядов). Затем находится суммарный противодействующий момент. Схематизированные индикаторные диаграммы строятся в координатах P_r, S . Выбор таких координат позволяет при построении индикаторных диаграмм сохранить один и тот же масштаб для различных ступеней компрессора.

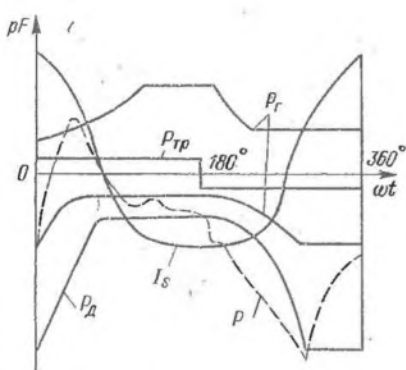
Построение диаграммы показано на рис. 5.10. Сначала на диаграмме отмечаются средние усилия всасывания $P_{г.вс}$ и нагнетания $P_{г.нг}$, которые определяются по формулам:

$$P_{г.вс} = p_{\text{н}}(1 - \kappa_1) F_{\text{п}}; \quad P_{г.нг} = p_{\text{н}}(1 + \kappa_2) F_{\text{п}}.$$

Затем отмечаются крайние положения поршня — мертвые точки. Одна из них ВМТ находится на расстоянии $2ar$ от оси ординат (ход поршня, соответствующий мертвому пространству), другая — НМТ — на расстоянии $2r(1 + a)$. Построение линии сжатия проводится в соответствии с уравнением политропы сжатия

$$P_{гi} = P_{гi} S_1^{n_c} / S_i^{n_c}. \quad (5.6)$$

Задавая произвольные значения S_i , по формуле (5.6) вычисляют соответствующие значения $P_{гi}$. Построение продолжают



до пересечения с линией $P_{гр}$. Линию расширения строят аналогично, пользуясь соотношением $P_{г1} = P_{г3} S_3^n / S_1^n$, до пересечения с линией $P_{гр}$, $vc = \text{const}$.

Усилия при всасывании и нагнетании мы считаем постоянными. На диаграмме они изображаются отрезками 4—1 и 2—3.

Для построения линии сжатия ступени, сжимающей реальный газ, можно воспользоваться следующим соотношением [33]:

$$P_{г1} = \frac{\xi_1}{\xi_1} \frac{T_1}{T_1} \frac{S_1}{S_1}, \quad (5.7)$$

где ξ_1 — коэффициент сжимаемости при давлении и температуре, соответствующим точке 1 диаграммы; ξ_1 — тот же коэффициент при давлении p_1 и температуре T_1 , равной температуре при политропном сжатии до давления p_1 (она приблизительно может быть найдена по формулам для сжатия идеального газа).

Линию расширения можно построить по уравнению (5.7), если заменить в нем индекс 1 на индекс 3. В случае, если в ряду компрессора имеется не одна, а несколько рабочих полостей, то следует построить расчетные индикаторные диаграммы для каждой полости. Затем приступить к построению диаграммы поршневых сил, откладывая по оси ординат усилия вдоль ряда P , а по оси абсцисс — угол поворота $\varphi = \omega t$. Длина диаграммы соответствует полному обороту вала, ее левая половина представляет изменение поршневых сил при ходе поршня к валу, а правая — при обратном ходе. На диаграмму поршневых сил переносят развернутые индикаторные диаграммы.

Координату S_i на индикаторной диаграмме, соответствующую некоторому углу поворота вала ωt_i , находят следующим образом.

На ходе поршня $2r$ как на диаметре строят полуокружность. Из точки O' , отстоящей от центра окружности на расстоянии $e = r^2/2L$, под углом ωt_i к оси S (рис. 5.11) проводится прямая до пересечения с полуокружностью, а из точки пересечения — параллельная оси ординат до пересечения с осью S . Точка пересечения соответствует ходу поршня S_i . Смещение центра из O в O' на величину e , называемую поправкой Брикса, автоматически приводит к учету влияния конечной длины шатуна на кинематику механизма движения. Это смещение делается в «сторону» коленчатого вала, т. е. в направлении от ВМТ к НМТ.

Рис. 5.13. Диаграмма противодействующего момента одного ряда



Всю длину диаграммы поршневых сил разбивают на равное число частей (например, 24 или 36). Из точки O' проводят соответствующее число лучей через равные углы. Считывая значения газовой силы, соответствующие последовательным углам поворота вала, переносят эти значения на диаграмму поршневых сил (рис. 5.12). На эту же диаграмму наносят силы инерции и силы трения. Работа трения возвратно-поступательно движущихся частей составляет 60—70 % от общей работы трения. Силу трения полагают постоянной и меняющей знак в мертвых точках. Величину силы трения в данном ряду компрессора можно найти из соотношения

$$P_{\text{тр.с}} = (0,6 - 0,7) [N_{\text{ш}}(1 - \eta_{\text{мех}})/2S\eta_{\text{мех}}], \quad (5.8)$$

где $N_{\text{ш}}$ — индикаторная мощность всех ступеней данного ряда.

Если в ряду компрессора имеется уравнильная полость, то сила давления со стороны уравнильной полости наносится на диаграмму в виде постоянной силы в соответствии с принятым правилом знаков. Для бескрейцкопфных компрессоров на диаграмму наносят постоянную силу, действующую со стороны картера на тыльную поверхность тронкового поршня.

После того как на диаграмму поршневых сил нанесены все действующие в ряду силы, т. е. силы давления газа, инерции и трения, производят их суммирование и получают кривую суммарной поршневой силы P . Затем по формуле (5.5) рассчитывают кривую противодействующего момента для рассматриваемого ряда (рис 5.13).

Аналогично выполняют построения кривой противодействующего момента для каждого ряда отдельно. После построения диаграмм моментов проводят их суммирование, смещая диаграммы относительно друг друга в соответствии с углами смещения колен вала и углами развала цилиндров. При этом диаграмму опережающего ряда, т. е. ряда, в котором поршень раньше достигает ВМТ, смещают относительно отстающего ряда так, чтобы 0° на диаграмме отстающего ряда совпал с углом опережения опережающего ряда. Это равносильно смещению диаграммы опережающего ряда влево (в сторону, обратную нарастанию углов) на величину угла опережения. Часть диаграммы опережающего ряда, оказавшись слева от 0° отстающего, следует пристроить справа к диаграмме опережающего ряда. Проведя необходимые смещения кривых моментов отдельных рядов, строят кривую суммарного момента $\sum M$ путем алгебраического сложения соответствующих ординат.

Для завершения построения кривой противодействующего момента необходимо еще учесть момент сил трения вращательного движения

$$M_{\text{тр}r} = (0,3 - 0,4) [N_{\text{н}} (1 - \eta_{\text{мех}}) / 2\pi n \eta_{\text{мех}}],$$

где под $N_{\text{н}}$ в отличие от (5.8) следует понимать индикаторную мощность всего компрессора.

Учет момента $M_{\text{тр}r}$ производится смещением оси абсцисс вниз на величину, соответствующую $M_{\text{тр}r}$.

На диаграмму противодействующего момента наносится значение среднего момента $M_{\text{ср}}$. Его значение (в масштабе диаграммы) может быть найдено планиметрированием площади под кривой суммарного противодействующего момента и делением ее на длину диаграммы. Между прямой, параллельной оси абсцисс $M_{\text{ср}}$, и кривой ΣM образуются площадки (рис. 5.14).

Условимся величины площадок, лежащих над прямой $M_{\text{ср}}$, считать положительными, а под ней — отрицательными. Их сумма должна быть равна нулю (в пределах точности построений и планиметрирования), и это условие можно использовать для контроля правильности нахождения $M_{\text{ср}}$. Кроме того, величина $M_{\text{ср}}$ пропорциональна потребляемой компрессором мощности, следовательно, имеет место следующее равенство:

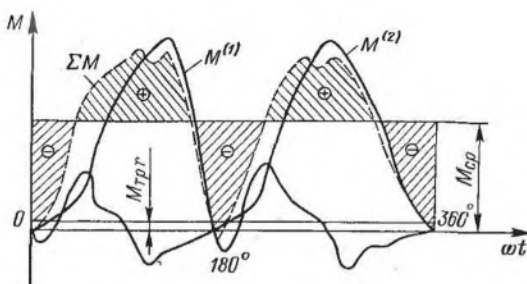
$$N_{\text{н}} = \omega M_{\text{ср}}.$$

Если предположить, что со стороны привода к валу компрессора приложен постоянный момент, равный $M_{\text{ср}}$, то площадки под линией среднего момента будут выражать в соответствующем масштабе избыток энергии, сообщаемой двигателем в этот период компрессору, а площадки над этой линией — ее недостаток. Если на валу компрессора имеются маховик или какие-либо другие вращающиеся массы, то во время, когда двигатель сообщает компрессору избыточную энергию, угловая скорость вращения будет расти. В противном случае она будет уменьшаться. Следовательно, угловая скорость вращения, оставаясь постоянной в среднем, будет изменяться в пределах одного поворота вала.

Назначение маховика состоит в том, чтобы, аккумулируя или отдавая энергию, удерживать изменения угловой скорости вала компрессора в пределах заданной степени неравномерности.

Вращающиеся массы элементов коленчатого вала имеют сравнительно малый момент инерции, поэтому изменение кинетической энергии этих масс обычно не учитывается и считается, что допустимая разность максимальной и минимальной угловых скоростей должна обеспечиваться только маховиком.

Рис. 5.14. График зависимости противодействующего момента от угла поворота вала



Наибольшее изменение кинетической энергии маховика на протяжении одного оборота определяют по векторной диаграмме [33] (см. рис. 5.14). При построении векторной диаграммы векторы положительных и отрицательных площадок, численно равные их площади, должны быть отложены в том же порядке, что и площадки на диаграмме противодействующего момента. Второй вектор ведут параллельно первому, поместив начало второго против конца первого. Таким же путем откладываются остальные векторы. Векторная диаграмма отражает последовательность накопления и расхода энергии маховиком. Общая высота векторной диаграммы определяет абсолютную величину результирующего вектора или предельное изменение кинетической энергии маховика на протяжении одного оборота вала.

У однорядных компрессоров результирующая высота равна площади наибольшей из площадок, у многорядных она часто превышает наибольшую. Найдем требуемый момент инерции маховика J .

В течение одного оборота вала его угловая скорость изменяется в пределах от ω_{\min} до ω_{\max} . Величину $(\omega_{\max} + \omega_{\min})/2 = \omega_{\text{ср}}$ называют средней скоростью вращения вала, а величину $(\omega_{\max} - \omega_{\min})/\omega_{\text{ср}}$ — степенью неравномерности вращения. Последняя не должна превышать некоторых допустимых значений.

Абсолютное значение изменения энергии маховика в течение оборота вала

$$|\Delta L| = J(\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2)/2 = J(\omega_{\max} + \omega_{\min})(\omega_{\max} - \omega_{\min})\omega_{\text{ср}}/2\omega_{\text{ср}} = J\omega_{\text{ср}}^2\delta. \quad (5.9)$$

Из этого уравнения находим

$$J = |\Delta L|/\omega_{\text{ср}}^2\delta.$$

Выбирая подходящее смещение колен у вала, угла развала цилиндров и направление вращения вала, стремятся к тому, чтобы результирующая площадка оказалась наименьшей. При этом следует параллельно анализировать уравновешенность компрессора, так как требования хорошей уравновешенности и по возможности лучшей гладкости кривой противодействующего

момента не всегда совместимы. В таких ситуациях ищется некоторое компромиссное решение. При эксплуатации поршневых компрессоров предусматривается изменение производительности без изменения скорости вращения вала (например, дросселированием на всасывании, присоединением дополнительных мертвых пространств и т. п.). В этом случае изменяются индикаторные диаграммы ступеней, следовательно, необходимо строить диаграммы противодействующего момента и для режимов уменьшенной производительности, причем благоприятная компоновка компрессора определяется совместной оценкой диаграмм.

Как видно из выражения (5.9), момент инерции маховика обратно пропорционален квадрату угловой скорости вращения вала. Поэтому у высокооборотных компрессоров он мал. При многорядном выполнении таких компрессоров их компоновку выбирают, руководствуясь не уменьшением маховика, а уравновешиванием сил инерции.

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭЛЕМЕНТЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

6.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ

Основной задачей в процессе расчета и конструирования компрессора является обеспечение его технико-экономических показателей, соответствующих современному техническому уровню. Эти показатели условно можно разделить на следующие группы.

Технические параметры. Они характеризуют величину расхода и род сжимаемого компрессором газа, его начальное и конечное состояние, особенности охлаждающей среды (вода, воздух и т. д.), смазки и режим работы компрессора. При этом в качестве основных параметров выделяют производительность \bar{V} , конечное давление p_k , число ступеней сжатия z , частоту вращения коленчатого вала n , температуры газа по ступеням и расход охлаждающей среды.

Конструктивные параметры. Они дают представление о размерах отдельных узлов и деталей, а также компрессора в целом. Основными конструктивными параметрами поршневого компрессора являются диаметры цилиндров D , ход поршня s , длина шатуна l , которые определяют габаритные размеры компрессора и его металлоемкость. Для оценки степени совершенства компрессора по затратам материалов и необходимой площади машинного зала применяют критерии: удельная металлоемкость \bar{M} и удельная площадь \bar{F} .

Удельная металлоемкость представляет собой отношение металлоемкости компрессора M к его производительности \bar{V} , т. е.

$$\bar{M} = M/\bar{V},$$

где M — масса компрессора в сборе с системами смазки и охлаждения, межступенчатой аппаратурой и соединяющими их трубопроводами.

Для моноблочной установки при определении M учитывают массу рамы, электродвигателя и соединяющих его с компрессором узлов.

Удельная площадь представляет собой отношение площади, определенной по габаритным размерам компрессора в плане, к его производительности

$$\bar{F} = F/\bar{V}.$$

Критерии \bar{M} и \bar{F} являются функциями основных конструктивных параметров компрессора: производительности, схемы ис-

полнения, конечного давления, механических, физических свойств применяемых материалов и уровня технологии изготовления. Поэтому пользоваться ими можно только при сравнении компрессоров, сжимающих родственные по составу газы и имеющих примерно одинаковую производительность и конечное давление.

Конструктивные параметры компрессора связаны с его производительностью соотношением

$$\bar{V} = \lambda F_{\text{п}} s n \approx A c_{\text{ср}} D^3, \quad (6.1)$$

где $c_{\text{ср}}$ — средняя скорость поршня.

Если в уравнении (6.1) принять $c_{\text{ср}} = \text{const}$, то при заданной производительности диаметр цилиндра остается постоянным. Для большинства конструкций габариты и металлоемкость компрессора в основном определяются размерами цилиндра первой ступени, т. е. при заданной производительности и $c_{\text{ср}} = \text{const}$ с увеличением частоты вращения вала нельзя добиться существенного снижения металлоемкости компрессора. Следовательно, основным путем снижения массогабаритных показателей компрессора следует считать увеличение частоты вращения вала с одновременным повышением средней скорости поршня. Однако чрезмерное увеличение частоты вращения и средней скорости поршня отрицательно влияет на экономичность, надежность и долговечность компрессора.

Проектируемые и выпускаемые промышленностью поршневые компрессоры можно условно разделить на следующие группы: низкооборотные (с частотой вращения коленчатого вала $n = 3 \div 10 \text{ с}^{-1}$ и средней скоростью поршня $c_{\text{ср}} = 2,5 \div 4,5 \text{ м/с}$); среднеоборотные ($n = 10 \div 20 \text{ с}^{-1}$ и $c_{\text{ср}} = 3 \div 5 \text{ м/с}$); высокооборотные ($n = 20 \div 50 \text{ с}^{-1}$ и $c_{\text{ср}} = 3,5 \div 6 \text{ м/с}$).

Поскольку $c_{\text{ср}} = 2sn$, то ее увеличение может быть достигнуто увеличением s . Частота вращения вала проектируемого компрессора обычно соответствует частоте вала привода. При $n = \text{const}$ заданная производительность обеспечивается путем выбора соотношения хода поршня и диаметра цилиндра первой ступени в соответствии с уравнением

$$\bar{V} = \lambda s n \pi D_1^2 / 4 \approx A D_1^3 S = A \psi_1 D_1^3,$$

где $A = \text{const}$; $\psi_1 = S/D_1$ — конструктивный коэффициент.

При прочих равных условиях увеличение ψ_1 приводит к уменьшению диаметра цилиндра первой ступени; при этом снижаются поршневые усилия от действия сжимаемых газов, металлоемкость и один из габаритных размеров компрессора. Однако наряду с этими позитивными факторами следует отметить и сопутствующие недостатки — снижение площадей для размещения газораспределительных органов и увеличение средней скорости поршня, что отрицательно сказывается на экономичности и надежности работы компрессора. Поэтому в зависимости от назиа-

чения компрессора, условий и режима его эксплуатации идут по пути увеличения ψ_I , если требуется компактная установка с малой металлоемкостью, и снижения ψ_I , если на первом плане стоят требования создания экономичной установки.

Для каждого типа компрессоров диапазон параметра ψ_I находится примерно в следующих пределах: низкооборотные ($\psi_I = 0,6 \div 1,2$), среднеоборотные ($\psi_I = 0,4 \div 0,8$), высокооборотные ($\psi_I = 0,25 \div 0,6$).

В компрессоростроении наметилась тенденция создания поршневых компрессоров с повышенными значениями $c_{ср}$ и ψ_I , что

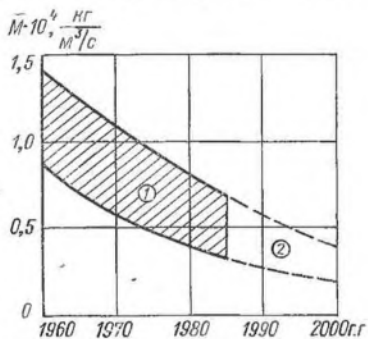


Рис. 6.1. Диаграмма снижения удельной металлоемкости компрессоров общего назначения с производительностью $\bar{V} = 0,15 \div 2,0 \text{ м}^3/\text{с}$:

1 — существующих компрессоров;
2 — прогнозируемых компрессоров

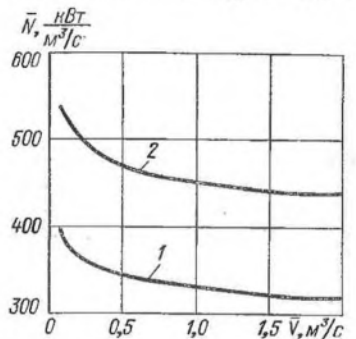


Рис. 6.2. Предельные значения удельной мощности компрессоров общего назначения (ГОСТ 23680—79):

1 — $p_H = 0,9 \text{ МПа}$; 2 — $p_H = 1,3 \text{ МПа}$

позволяет снизить удельную металлоемкость компрессора. Одновременно с этим для снижения металлоемкости идут по пути применения приводных двигателей фланцевого типа, внедрения прогрессивных схем и конструкций элементов ступеней и межступенчатой коммуникации, выполнения компрессорных установок в моноблочном исполнении, применения для изготовления цилиндров, поршней и других деталей материалов с малой плотностью.

В качестве иллюстрации на рис. 6.1 приведены данные, показывающие тенденции снижения металлоемкости отечественных компрессоров. Предполагая сохранение темпов снижения удельной металлоемкости, к 2000-му г. для компрессоров общего назначения она достигнет 3000—4500 $кг \cdot м^{-3} \cdot с$.

Энергетические показатели. В качестве основного энергетического показателя служит мощность на валу компрессора $N_{в}$. В соответствии с ней в технической документации на компрессор указываются марка и тип двигателя, его исполнение, мощность, КПД, частота вращения, напряжение и род тока (для электро-

двигателя) и др. При проектировании компрессора должна быть обеспечена полная загрузка двигателя, максимальный КПД которого соответствует его номинальной мощности.

Экономические показатели. Основным экономическим показателем, характеризующим совершенство конструкции и рабочего процесса компрессора, является коэффициент полезного действия. При постановке компрессоров на серийное производство и в условиях эксплуатации экономичность конструкции чаще всего оценивают по величине удельной мощности \bar{N} , под которой следует понимать отношение мощности на валу компрессора к его производительности:

$$\bar{N} = N_{\text{в}}/\bar{V}.$$

По ГОСТ 23680—79* для компрессоров общего назначения удельная мощность не должна превышать значений, приведенных на рис. 6.2. Величиной \bar{N} можно пользоваться при сравнении компрессоров с примерно одинаковыми производительностями, начальным и конечным давлением, сжимающих одинаковый по составу газ.

Эксплуатационные показатели. К ним относятся показатели надежности и долговечности, удобство монтажа, ремонта и обслуживания и др. Показатели надежности характеризуют способность спроектированного компрессора выполнять свои технологические функции в течение заданного промежутка времени без вынужденных остановок.

Удобство монтажа, ремонта и обслуживания являются основными критериями компрессора в условиях эксплуатации. При конструировании следует предусмотреть свободный доступ к узлам, наиболее часто восстанавливаемым или заменяемым в процессе эксплуатации.

Уровень блочности. Под моноблочной конструкцией следует понимать полностью собранную, смонтированную на специальной раме и испытанную на месте изготовления компрессорную установку со всем необходимым оборудованием, межступенчатой и конечной коммуникацией, аппаратурой и системой управления.

Малые и средние по мощности воздушные моноблочные компрессорные установки обычно включают в себя компрессор, привод, арматуру, фильтр на всасывании, контрольно-измерительные приборы и автоматику, пусковую аппаратуру, систему смазки и ресивер. Для сборки применяют сварные или железобетонные рамы, позволяющие отказаться от специальных фундаментов в местах эксплуатации. В отдельных случаях предусматривается крепление установок на виброизолирующих резиновых, гидравлических или пружинных опорах при отсутствии специального фундамента.

Моноблочное исполнение особенно целесообразно в тех случаях, когда затраты на монтаж на месте эксплуатации значительно больше затрат на производство моноблочной установки. Эффек-

тивность моноблочных конструкций наиболее высока при использовании их в местах, находящихся далеко от промышленных центров, где ощущается недостаток в квалифицированных кадрах.

Патентоспособность. Выпускаемые промышленностью поршневые компрессоры применяются внутри страны и экспортируются за границу. В связи с этим при проектировании компрессоров следует наиболее широко применять технические решения, проверенные на практике и защищенные отечественными авторскими свидетельствами на изобретение.

Основные параметры и требования к проектируемому компрессору обычно определяются техническим заданием. Конструктор на основании технического задания с учетом сведений о предприятии-изготовителе определяет тип проектируемого компрессора, схему его исполнения. В отдельных случаях в целях более обоснованного выбора схемы и конструкции компрессора эскизное проектирование выполняют в нескольких вариантах и путем сравнения устанавливают оптимальный вариант. При проектировании следует предусматривать максимально возможный уровень унификации и применения нормализованных деталей и стандартных узлов.

6.2. УНИФИКАЦИЯ

Унификацией в машиностроении называется метод конструирования машин из ряда одинаковых узлов и деталей одинакового функционального назначения. Это наиболее распространенный и эффективный метод стандартизации, способствующий развитию специализации производства, комплексной механизации и автоматизации, повышению производительности труда, качества продукции и снижению затрат на изготовление [25].

Различают три уровня унификации.

Межотраслевая унификация — предполагает использование одинаковых узлов и деталей при изготовлении машин различного функционального назначения. В качестве примера можно указать применение автотракторных шатунов для высокооборотных поршневых компрессоров, уплотнительных и маслосъемных колец, элементов системы смазки и т. д., заимствованных в других отраслях промышленности.

Отраслевая унификация — предусматривает применение узлов и деталей, однотипных для ряда различных компрессоров, изготавливаемых заводами отрасли.

Внутризаводская унификация — вводится с целью сокращения числа типоразмеров изделий, узлов и деталей при выпуске запланированной заводу номенклатуры компрессорных установок, а также для ограничения количества марок материалов, диаметра и сортамента труб, резьбовых и других соединений, типов оснастки и приспособлений, режущего и измерительного инструмента. Унификация широко применяется в компрессоростроении и представляет собой эффективный метод создания на базе исходной

модели ряда производных компрессоров с различными производительностью и давлением. Существует ряд подходов при решении задач унификации.

Конвертирование — использование базовой машины или ее основных элементов при создании агрегатов различного назначения с одинаковым или различным рабочим процессом [25]. Примером конвертирования может служить создание газовых компрессоров без смазки, основой конструкции которых является базовый воздушный компрессор.

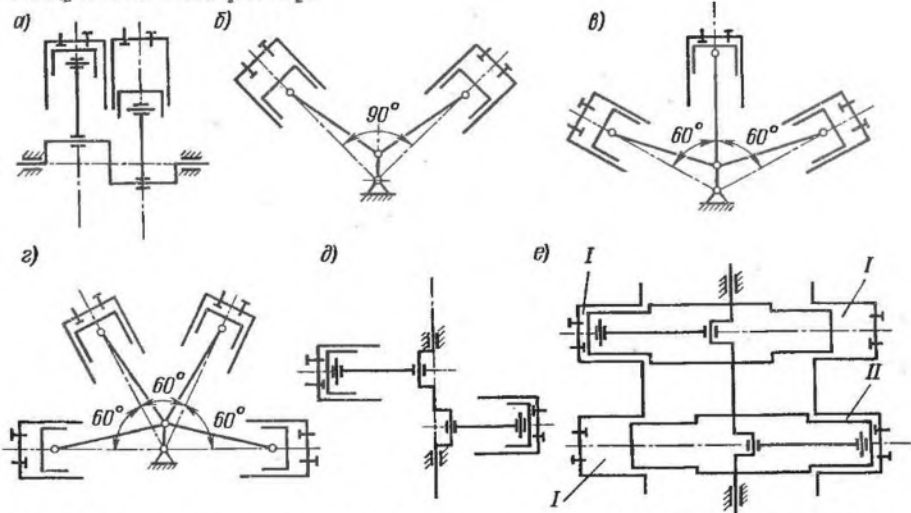


Рис. 6.3. Схемы исполнения компрессоров, унифицированных по цилиндрам: а — вертикальный с числом цилиндров 2; б — У-образный с числом цилиндров 2, 4, 6; в — Ш-образный с числом цилиндров 3 и 6; г — Х-образный с числом цилиндров 4 и 8; д — оппозитный с числом цилиндров 2, 4, 6, 8; е — оппозитный двухрядный с числом цилиндров в первой ступени — 3; во второй ступени — 1 и обводным крещкопфом при $D_I = D_{II}$ (I, II — порядковые номера ступеней сжатия).

Компаундирование — параллельное соединение компрессоров с целью увеличения общей производительности при постоянном конечном давлении. Спариваемые компрессоры имеют общий привод и могут быть установлены на единой раме или конструктивно объединены в один агрегат.

Модифицирование — изменение отдельных узлов и деталей или режимных параметров с целью улучшения технико-экономических показателей компрессора или приспособления его к иным условиям работы при сохранении основной конструкции [25]. Модифицирование базового компрессора осуществляется, например, в случае создания ряда однотипных компрессоров для работы в различных климатических условиях. Повышение частоты вращения вала также является разновидностью модификации компрессоров.

Наименование параметра	Тип компрессора		
	ПК-1,75	ПК-3,5	ПК-5,25
Число цилиндров	2	4	6
Производительность, м ³ /мин	1,75	3,5	5,25
Конечное давление избыточное, МПа	0,7 (кратковременно 0,9)		
Частота вращения коленчатого вала, с ⁻¹	25		
Ход поршня, мм	98		
Средняя скорость поршня, м/с	4,8		
Расположение цилиндров	У-образное		
Клапаны	С фторопластовой пластиной		
Охлаждение (охладитель)	Воздушное (гладкотрубный)		
Диаметры цилиндров, мм:			
I ступень		140	
II ступень		80	
Мощность на валу компрессора, кВт	13,3	25	35
Удельная мощность, кВт·м ⁻³ ·мин	7,53	7,15	6,68
Масса компрессора, кг	145	220	330
Удельная металлоемкость, кг·м ⁻³ ·мин	83	63	63

Агрегатирование — способ компоновки компрессоров на общей станине (картере) из ряда унифицированных деталей и сборочных единиц, обладающих геометрической и функциональной взаимозаменяемостью. В компрессоростроении этот способ чаще называют *унификацией по цилиндрам* (рис. 6.3). При данном способе унификации получается ряд различных по производительности компрессоров за счет изменения числа цилиндров и частоты вращения коленчатого вала.

Примером унификации по цилиндрам может служить ряд воздушных компрессоров общего назначения с производительностью 1,75; 3,5; 5,25 м³/мин. Из табл. 6.1 видно, что унификация проведена только по цилиндрам, но не использованы возможности создания машин с различной частотой вращения коленчатого вала. Из данных табл. 6.2 видно, что унификация по цилиндрам наряду с одновременным изменением частоты вращения коленчатого вала позволяет при двух базовых конструкциях с числом цилиндров 2 и 4 обеспечить выпуск четырех компрессоров типоразмерного ряда в прежнем диапазоне производительностей. Это приводит к сокращению номенклатуры изделий (два изделия вместо трех) при обеспечении требуемых параметров компрессоров по производительности, массогабаритным и экономическим показателям, позволяет изготовителю в полтора раза снизить материальные затраты и повысить производительность труда.

Унификация по базам — это приведение базового агрегата к некоторому минимуму типоразмеров. Базовым агрегатом в компрессоростроении выступает база компрессора. Под ней следует понимать совокупность сборочных единиц, объединяющих кри-

Наименование параметра	Тип компрессора			
	ПК-1,75М	ПК-2,5	ПК-3,5М	ПК-5,25М
Число цилиндров	2	2	4	4
Производительность, м ³ /мин	1,75	2,5	3,5	5,25
Конечное давление избыточное, МПа	0,7 (кратковременно 0,9)			
Частота вращения коленчатого вала, с ⁻¹	16	25	16	25
Ход поршня, мм	110			
Средняя скорость поршня, м/с	3,67	5,5	3,67	5,5
Расположение цилиндров	У-образное			
Клапаны	Полосовые с упругим ограничителем			
Охлаждение (охладитель)	Воздушное (пластинчаторебристый)			
Диаметры цилиндров, мм:				
I ступень	160			
II ступень	85			
Мощность на валу компрессора, кВт	11	16	21,5	33
Удельная мощность, кВт·м ⁻³ ·мин	6,4	6,5	6,2	6,3
Масса компрессора, кг	170	170	260	260
Удельная металлоемкость, кг·м ⁻³ ·мин	97	68	74	50

вошипно-шатунный механизм [5]. В состав базы входят: картер (станина), коленчатый вал, подшипники, шатуны, крейцкопфы, элементы системы смазки кривошипно-шатунного механизма и механизм проворачивания коленчатого вала, если он выполняется заодно с базой.

Присоединением к базе цилиндропоршневых групп различного конструктивного исполнения и размеров можно получать компрессоры различные по назначению, производительности и конечному давлению (рис. 6.4, 6.5).

Общим параметром всего семейства компрессоров, постоянным по величине для любого из выполненных вариантов, является номинальная нагрузка базы, т. е. номинальная поршневая сила.

База считается загруженной полностью, если ее номинальная нагрузка $P_{ном}$ равна по величине номинальной поршневой силе P_p . В практике проектирования стремятся к $P_{ном} = P_p$. По величине $P_{ном}$ все детали базы рассчитываются на прочность и на допустимые удельные давления в зонах контакта подвижных и неподвижных элементов.

В поршневом компрессоростроении унификация строится по базам и цилиндрам. Большинство заводов наряду с машинами общего назначения, выпускаемыми серийно, производит различные компрессоры специального назначения (газовые, без смазки и т. д.). В этих условиях унификация по базам и цилиндрам является основным направлением, позволяющим снизить затраты на проектирование и изготовление спецкомпрессоров, выпуск

которых характерен широким диапазоном производительностей и конечных давлений, а также малой серийностью или даже единичностью изготовления.

В качестве примера в табл. 6.3 приведены основные данные параметрического ряда компрессоров с производительностью от 0,4 до 0,067 м³/с и конечным давлением от 0,3 до 80 МПа на уни-

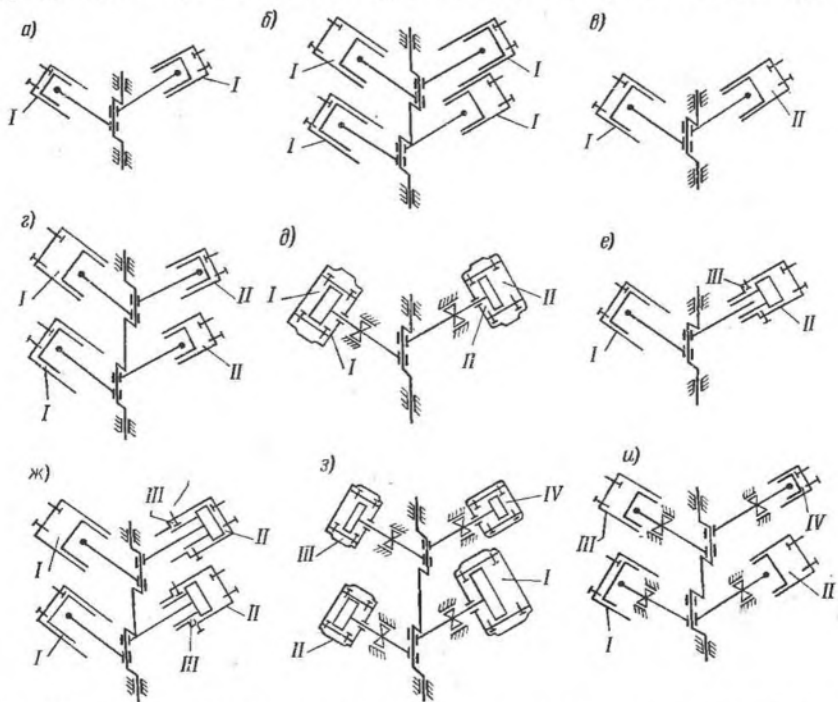


Рис. 6.4. Схемы исполнения компрессоров на унифицированной U-образной базе: а — двухрядная одноступенчатая; б — четырехрядная одноступенчатая; в — двухрядная двухступенчатая; г — четырехрядная двухступенчатая; д — двухрядная двухступенчатая кресткопфная; е — двухрядная трехступенчатая с дифференциальным поршнем; ж — четырехрядная двухступенчатая с дифференциальными поршнями; з, и — четырехрядная четырехступенчатая кресткопфная (I, II, III, IV — порядковые номера ступеней сжатия)

фицированной оппозитной базе с номинальной поршневой силой 25 кН. При создании спецкомпрессоров в условиях конкретного завода применяется единая база с постоянным ходом поршня, ограниченная номенклатура приводных двигателей и цилиндропоршневых групп, предусматривается повышенная частота вращения для компрессоров, монтируемых на передвижных компрессорных станциях (ПКС); число рядов не превышает четырех, что снижает требования к продольной жесткости станины. Конструкция базовых компрессоров позволяет использовать их при создании газовых компрессоров и компрессоров без смазки. В табл. 6.4

приведены данные параметрического ряда малорасходных поршневых компрессоров на унифицированной У-образной базе с номинальной поршневой силой 10 кН. Характерным для всех компрессоров ряда и в данном случае является постоянство хода поршня. Изменение производительности достигается варьированием размеров цилиндра 1-й ступени, частотой вращения коленчатого вала и применением поршней одностороннего и двухстороннего действия. При этом обеспечивается единство конструкций и технологии изготовления наиболее трудоемкого изделия — базы,

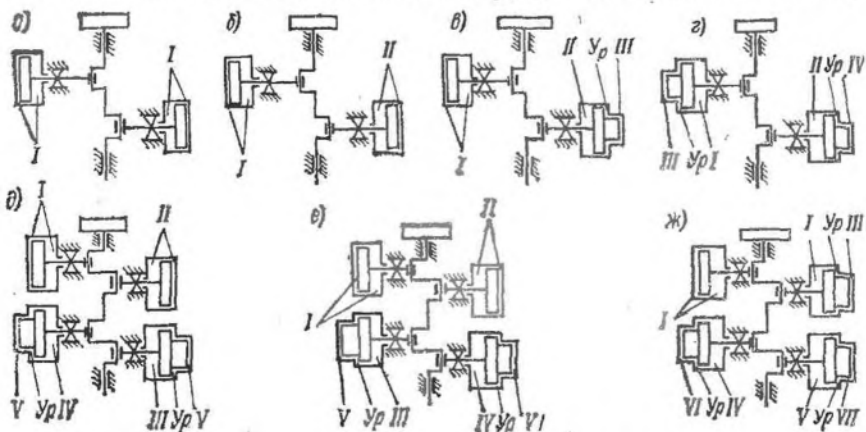


Рис. 6.5. Схемы исполнения компрессоров на унифицированной оппозитной базе а — двухрядная одноступенчатая; б — двухрядная двухступенчатая; в — двухрядная трехступенчатая; г — двухрядная четырехступенчатая; д, е — четырехрядная пятиступенчатая; ж — четырехрядная семиступенчатая (I, II, ..., VII — порядковые номера ступеней сжатия; Ур — уравнительная полость).

ограничивается число типоразмеров цилиндро-поршневых групп, в большинстве случаев применяются одинаковые крышки, клапаны, межступенчатые холодильники, что создает условия для специализации предприятия и позволяет резко сократить время от начала проектирования компрессора до организации его серийного производства.

Унификация по базам и цилиндрам позволяет обеспечить: 1) сокращение сроков проектирования и освоения новых компрессоров за счет применения готовых узлов, испытанных и отработанных с точки зрения их надежности и долговечности; 2) применение наиболее прогрессивных технологических процессов, характерных для серийного производства и обеспечивающих снижение расхода материалов, повышение класса точности изготовления, качества готовой продукции; 3) специализацию основных заводов; 4) широкое внедрение комплексной механизации, повышения коэффициента использования станочного оборудования; 5) сокращение номенклатуры и количества деталей и узлов, выпускаемых в качестве запасных частей. При оценке рационального предела

Таблица 6.3

Параметр компрессора	Схема исполнения (рис. 6.5)				
	а	б	в	г	д
Число ступеней	1	2	3	4	5
Число рядов			2		4
Частота вращения, с ⁻¹		16,7			16,7
Ход поршня, м			0,1		
Диаметры цилиндров, м:					
I	0,33 *	0,33	0,33	0,33	0,33
II	—	0,2	0,2	0,2	0,2
III	—	—	0,14	0,1	0,15
IV	—	—	—	0,55	0,1
V	—	—	—	—	0,055 *
VI	—	—	—	—	—
Обозначение базового компрессора	2ВМ2,5-24/3	2ВМ2,5-12/9	2ВМ2,5-8/24	2ВМ2,5-5/70	2ВМ2,5-12/125
Производительность, м ³ /с	0,4	0,2	0,133	0,0833	0,2
Конечное давление абсолютное, МПа	0,3	0,9	2,4	7,0	12,5
Мощность двигателя, кВт		75			200
Назначение		Стационарный			Для ПКС
Охлаждение		Водяное			

Параметр компрессора	Схема исполнения (рис. 6.5)				
	а	б	в	г	
Число ступеней	5	6		7	
Число рядов			6		
Частота вращения, с ⁻¹	12,5			16,7	
Ход поршня, м			0,1		
Диаметры цилиндров, м:				Находятся в стадии перспективной разработки	
I	0,33	0,33	0,33		
II	0,2	0,2	0,2		
III	0,15	0,15	0,15		
IV	0,1	0,1	0,1		
V	0,034 *	0,055	0,055		
VI	—	0,034	0,034		
Обозначение базового компрессора	4BM2,5-7/160	4BM2,5-12/250	4BM2,5-10/400	4BM2,5-5/630	4BM2,5-4/800
Производительность, м ³ /с	0,117	0,2	0,167	0,0833	0,0667
Конечное давление абсолютное, МПа	16,0	25,0	40,0	63,0	80,0
Мощность двигателя, кВт			200		
Назначение	Стационарный			Для ПКС	
Охлаждение				Водяное	

* Два цилиндра.

Таблица 6.4

Параметр компрессора	Схема исполнения (рис. 6.4)				
	а, б	в	г	д	
Число ступеней	1	2	2	2	2
Число рядов	2; 4	2	4	2	2
Частота вращения, с ⁻¹		25		16	25
Ход поршня, м			0,075		
Диаметры цилиндров, м:					
I	0,2 *	0,2	0,2 *	0,16	0,16
II	—	0,11	0,11 *	0,1	85
III	—	—	—	—	—
IV	—	—	—	—	—
Обозначение базового компрессора	2ВУ1-5/4	2ВУ1-2,5/13	4ВУ1-5/13	АГУ-2/9	АГУ-2,5/16
Сжимаемый газ		Воздух		Инертный	Воздух
Начальное давление абсолютное, МПа			0,1		
Производительность, м ³ /с	0,083	0,042	0,083	0,033	0,042
Конечное давление абсолютное, МПа	0,4		1,3	0,9	1,6
Мощность двигателя, кВт			40		
Назначение	Стационарный	Стационарный и для ПКС		Стационарный	
Охлаждение		Воздушное		Водяное	

Параметр компрессора	Схема исполнения (рис. 6.4)			
	а	бс	в	г
Число ступеней	3	3	4	4
Число рядов	2	4	4	4
Частота вращения, с ⁻¹		16		12
Ход поршня, м		0,075		
Диаметры цилиндров, м:				
I	0,02	0,2 *	0,16	0,18
II	0,11	0,11 *	0,11	0,095
III	0,095	0,095 *	0,072	0,048
IV	—	—	0,035	0,024
Обозначение базового компрессора	2ВУ1-1,5/46	4ВУ1-3/46	АГУ-3/2—80	УКВ 1/220
Сжимаемый газ		Воздух		
Начальное давление абсолютное, МПа		0,1		
Производительность, м ³ /с	0,025	0,05		0,0167
Конечное давление абсолютное, МПа	4,6		22,0	
Мощность двигателя, кВт		40		
Назначение		Стационарный		
Охлаждение	Воздушное			Водяное

* Два цилиндра.

унификации следует иметь в виду, что отсутствие периодического конструктивного обновления унифицированных изделий и 100 %-ный уровень унификации нового изделия могут свидетельствовать об отсутствии новизны и зачастую приводят к снижению экономических показателей.

В отдельных технически обоснованных случаях, в частности, при единичном изготовлении компрессора (партии компрессоров) со специфическими параметрами и требованиями, допускается изготовление компрессора на индивидуальных базах. Затраты на производство подобных компрессоров резко возрастают. Поэтому данный подход допустим, если выполненный анализ показывает нецелесообразность применения унифицированных баз по тем или иным причинам.

6.3. БАЗЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ. ТИПЫ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

База не является самостоятельным изделием, а представляет собой только отдельную сборочную единицу, которая может повторяться в различных по назначению и параметрам компрессорах. Это предопределило создание унифицированных

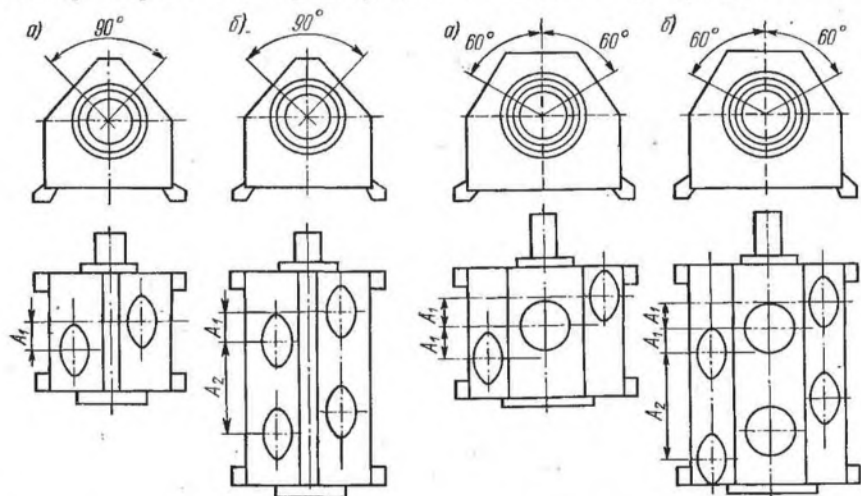


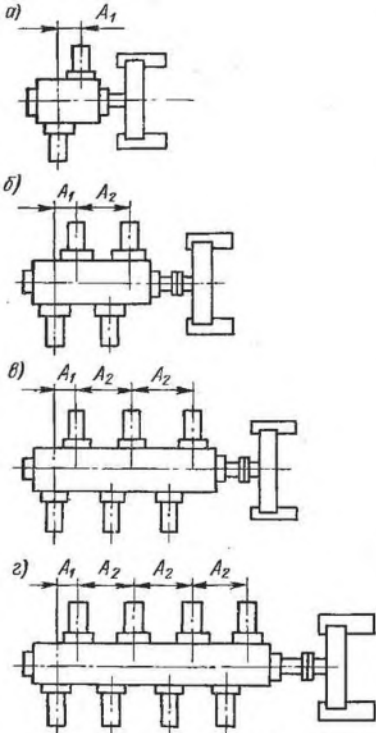
Рис. 6.6. Базы У-образные: а — двухрядная; б — четырехрядная

Рис. 6.7. Базы Ш-образные: а — трехрядная; б — шестирядная

рядов баз. В отрасли компрессоростроения при создании новых компрессоров применяются три основных типа унифицированных баз: У-образная, Ш-образная и оппозитная (рис. 6.6—6.8).

Основу У-образной базы составляет картер, у которого две привалочные плоскости для присоединения цилиндров расположены под углом 90°; Ш-образные базы имеют три привалочные плоскости, расположенные относительно друг друга под углом

Рис. 6.8. Базы оппозитные: *a* — двухрядная; *б* — четырехрядная; *в* — шестирядная; *г* — восьмирядная



60°; привалочные плоскости оппозитных баз параллельны между собой и располагаются на противоположных сторонах станины (картера).

Основными параметрами, характеризующими базу, являются число рядов и нагрузка, допускаемая в каждом ряду базы. В соответствии с этим условное обозначение базы состоит из буквенного шифра, соответствующего типу базы, числового значения допустимой нагрузки, равной номинальной поршневой силе ряда в кН, и числа рядов базы. Например, условное обозначение У-образной четырехрядной базы с номинальной поршневой силой 2,5 кН — У2,5-4; Ш-образной трехрядной базы с номинальной поршневой силой 10 кН — Ш10-3; оппозитной шестирядной базы с номинальной поршневой силой 250 кН — М250-6. Унифицированные базы характеризуются рядом других параметров, определяющих технические возможности базы. К ним относятся частота вращения вала, ход и средняя скорость поршня, максимальная мощность, передаваемая базой, присоединительные и габаритные размеры, характерные геометрические размеры основных элементов кривошипно-шатунного механизма и направление вращения коленчатого вала.

Параметры унифицированных баз приведены в табл. 6.5—6.7 и являются обязательными для отрасли компрессоростроения. Наряду с этим в отдельных случаях допускается отклонение от указанных параметров. В частности, возможны изменение направления вращения вала, уменьшение хода поршня во всех или части рядов и изменение частоты вращения вала, если проверочный расчет базы на прочность по действующим в конкретно разрабатываемом компрессоре нагрузкам подтверждает достаточность запасов прочности. Последнее наиболее характерно при создании компрессоров без смазки, средняя скорость поршня которых с целью обеспечения требуемой надежности снижается. При создании специальных компрессоров допускается применение укороченных баз, у которых размер между осями соседних рядов A_2 меньше предусмотренного в табл. 6.7. В этом случае в обозначении

Параметры унифицированных баз приведены в табл. 6.5—6.7 и являются обязательными для отрасли компрессоростроения. Наряду с этим в отдельных случаях допускается отклонение от указанных параметров. В частности, возможны изменение направления вращения вала, уменьшение хода поршня во всех или части рядов и изменение частоты вращения вала, если проверочный расчет базы на прочность по действующим в конкретно разрабатываемом компрессоре нагрузкам подтверждает достаточность запасов прочности. Последнее наиболее характерно при создании компрессоров без смазки, средняя скорость поршня которых с целью обеспечения требуемой надежности снижается. При создании специальных компрессоров допускается применение укороченных баз, у которых размер между осями соседних рядов A_2 меньше предусмотренного в табл. 6.7. В этом случае в обозначении

Шифр базы	Номинальная поршневая сила, кН	Число рядов	Ход поршня, мм	Номинальная частота вращения вала		Расстояние, мм	
				с ⁻¹	об/мин	A ₁	A ₂
У2,5-2 У2,5-4	2,5	2 4	55	25	1500	32	— 170
У5,0-2 У5,0-4		2 4					29 225
У10-2 У10-4	10,0	2 4	75	25	1500	42	— 250
У16-2 У16-4		2 4					50 320

Таблица 6.6

Шифр базы	Номинальная поршневая сила, кН	Число рядов	Ход поршня, мм	Номинальная частота вращения вала		Расстояние, мм	
				с ⁻¹	об/мин	A ₁	A ₂
Ш2,5-3	2,5	3	55	25	1500	32	—
Ш5,0-3 Ш5,0-6							3 6
Ш10-3 Ш10-6	10,0	3 6	75	25	1500	42	— 225
Ш16-3 Ш16-6		3 6					50 240

ние базы добавляется буква «к» (например, М160-4к). При расчетах на прочность за номинальную нагрузку базы $P_{\text{ном}}$ принимают максимальную силу P_p от давления газа на поршень в отдельном ряде компрессора. Однако ряд элементов базы рассчитывается на прочность по силам инерции возвратно-поступательного I_s и вращательного I_ω движения и по суммарной поршневой силе P_Σ . В связи с этим для унифицированных баз установлены проверенные расчетами и практикой эксплуатации предельные соотношения указанных сил:

$$P_p \leq K_1 P_{\text{ном}}; |I_{s\text{max}}| \leq K_2 P_{\text{ном}}; |P_\Sigma|_{\text{max}} \leq K_3 P_{\text{ном}}$$

где K_1 , K_2 , K_3 — коэффициенты, характеризующие допустимые превышения газовых, инерционных и суммарных поршневых сил над номинальной нагрузкой базы, приведены в табл. 6.8.

Таблица 6.7

Шифр базы	Номинальная поршневая сила, кН	Число рядов	Ход поршня, мм	Номинальная частота вращения вала		Расстояния между рядами, мм	
				с ⁻¹	об/мин	A ₁	A ₂
M25-2 M25-4	25	2 4	100	12,5—16,7 16,7—25,0	750—1000 1000—1500	95	780
M40-2 M40-4 M40-6	40	2 4 6	150	12,5 12,5 16,7	750 750 1000	155	— 1120 1120
M63-2 M63-4 M63-6	63	2 4 6	180	10,0 12,5 12,5	600 750 750	185	— 1280 1280
M100-2 M100-4 M100-6	100	2 4 6	220	8,3 10,0 10,0	500 600 600	220	— 1380 1380
M160-2 M160-4к M160-4 M160-6к M160-6 M160-8к M160-8	160	2 4 4 6 6 8 8	320	6,3 6,3 6,3 6,3 8,3 8,3 8,3	375 375 375 375 500 500 500	300	— 1450 1850 1450 1850 1450 1850
M250-4к M250-4 M250-6к M250-6 M250-8к M250-8	250	4 4 6 6 8 8	400	5,0 5,0 5,0 6,3 6,3 6,3	300 300 300 375 375 375	360	1650 2150 1650 2150 1650 2150
M400-4к M400-4 M400-6к M400-6 M400-8к M400-8	400	4 4 6 6 8 8	450	4,2 4,2 4,2 5,0 5,0 5,0	250 250 250 300 300 300	450	1800 2400 1800 2400 1800 2400

Прочность элементов базы в основном определяется усталостными напряжениями в элементах кривошипно-шатунного механизма. При проектировании унифицированных баз принимаются наиболее вероятные амплитуды действующих сил. Для конкретного компрессора на унифицированной базе амплитуды действующих сил могут оказаться меньше принятых при ее проектировании и она будет иметь завышенный запас прочности. Поэтому в отдельных случаях допускаются увеличения коэффициентов K_1 , K_2 и K_3 , если расчет деталей на прочность по действующим в данном конкретном компрессоре силам подтверждает достаточность запасов прочности базы.

База	Коэффициент		
	K_1	K_2	K_3
У- и Ш-образная Оппозитная при номинальной порш- невой силе, кН:	1,25	1,25	1,25
25	1,1	1,15	1
40	1	1,25	1
63—400	1	1,25	1,15

6.4. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ БАЗ

В состав баз входит ряд неподвижных корпусных деталей (рамы, станины, картеры), обеспечивающих связь механизма движения с цилиндропоршневыми группами.

Рама — деталь, служащая опорой для коленчатого вала компрессора и имеющая привалочные плоскости для присоединения промежуточных деталей — корпуса направляющих крейцкопфа и фонаря (рис. 6.9, а). *Станина* — это совокупность рамы и корпуса направляющих крейцкопфа, выполненных в виде единой детали (рис. 6.9, б). *Фонарь* — промежуточная деталь между станиной и цилиндрами (см. рис. 6.9, а), служащая для крепления цилиндров к станине. *Картер* — совокупность станины и фонаря, выполненных в виде единой детали (рис. 6.9, в и г).

В холодильных компрессорах зачастую объединяют картеры и цилиндры в единую отливку, которая в этом случае называется блок-картером (рис. 6.9, д). Для осуществления внутренней связи между цилиндрами, коренными подшипниками и крепежными элементами в разъемных соединениях и восприятия внутренних и внешних усилий в современных поршневых компрессорах используют станины и картеры.

К внутренним усилиям относятся силы давления газа и трения. Силы давления газа передаются с одной стороны от крышек цилиндров через фланцы и шпильки крепления их к станине, а с другой — от поршней через механизм движения на подшипники опять к станине, но с обратным знаком.

К внешним усилиям относятся неуравновешенные силы инерции и моменты, обусловленные ими. Силы инерции передаются на станину через коренные подшипники; неуравновешенные со-

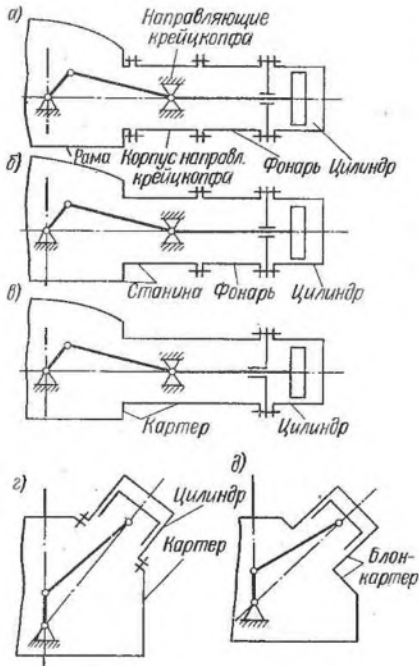


Рис. 6.9. Схемы исполнения корпусных деталей компрессора с базовым элементом: а — рама; б — станина; в, г — картер; д — блок-картер

ставляющие этих сил через лапы крепления и анкерные болты — на фундамент. К внешним силам относятся также и гравитационные силы. Для крупных машин требуется учет гравитационных сил от масс, консольно присоединяемых к привалочным плоскостям станин. Когда эти силы достигают достаточно больших значений, под консольно закрепленными элементами (фонарем, цилиндром) предусматривают установку скользящих, шарнирных или изгибающихся опор.

Ряд элементов станин нагружаются в процессе монтажа, например, при затяжке

болтов и шпилек, при запрессовке втулок, при деформациях вследствие неравномерной осадки фундамента, остаточных литейных напряжений. Неравномерный нагрев различных участков станины в процессе работы компрессора ведет к возникновению термических напряжений.

Вследствие указанных причин точный расчет станин и картеров на прочность практически невозможен. В практике прочностные характеристики корпусных деталей проверяют экспериментально при предварительных испытаниях опытного образца компрессора. Вследствие многообразия и достаточной сложности форм, станины и картеры в основном изготавливают литыми из серого чугуна СЧ18 или СЧ20 по ГОСТ 1412—79*. После предварительной обработки, с целью устранения остаточных литейных напряжений, они подвергаются старению. В отдельных случаях применяется литье из сплавов алюминия или сварные конструкции.

Несмотря на значительное многообразие конструктивных форм, станины и картеры должны соответствовать ряду основных требований.

1. Станины должны быть не только прочными, но и жесткими, обеспечивать равномерные и минимальные деформации в зонах крепления цилиндров и подшипников (жесткость особенно важна при многорядном исполнении компрессора с многоопорным валом, так как в этом случае даже незначительное смещение любой

из опор при деформации вызовет дополнительные напряжения в коленчатом вале; необходимая жесткость достигается выбором правильной формы станины и картера, обоснованных толщин стенок и оребрением наиболее нагруженных элементов).

2. Форма отливок должна быть предельно проста, обеспечивать минимальную стоимость изготовления, удобство монтажа и обслуживания элементов базы и технологически привязана к оборудованию завода-изготовителя.

Станины большинства современных многоступенчатых оппозитных компрессоров разрабатываются двухрядными и многорядными.

Двухрядная — с осевым расположением в каждом ряду цилиндров различных ступеней и приводом от одного кривошипа. В этом случае конструкция станины получается наиболее простой, с минимальными металлоемкостью и затратами на изготовление. Однако при этом возрастают масса возвратно-поступательно движущихся частей, суммарные поршневые силы рядов, что ведет в конечном итоге к увеличению номинальной поршневой силы базы и к ограничению частоты вращения коленчатого вала. Кроме того, усложняется обвязка газового и водяного трактов компрессора, монтаж основных узлов, повышаются технологические требования при обработке деталей цилиндропоршневых узлов и возникают дополнительные трудности при унификации отдельных элементов ступеней.

Многорядная — с размещением в каждом ряду отдельного цилиндра или ступени сжатия. Такой подход приводит к усложнению конструкции и увеличению металлоемкости станины по мере увеличения производительности компрессора и числа ступеней сжатия, но одновременно с этим достигаются: снижение масс элементов механизма движения, движущихся возвратно-поступательно, что позволяет создавать высокооборотные компрессоры с минимальными номинальной нагрузкой базы и уровнем вибраций, вследствие высокой уравновешенности внешних сил; высокая жесткость станины за счет создания внутренних перегородок, расположенных вдоль действия осевых усилий противоположных рядов; упрощение обвязки компрессора, простота сборки, монтажа, транспортировки при высоком уровне ремонтпригодности; возможность максимального использования поверхностей цилиндров для размещения клапанов и их унификации. При создании новых поршневых компрессоров применяют оба подхода, т. е. используют многорядные схемы с индивидуальным и комбинированным расположением цилиндров по рядам. Аналогичный подход наблюдается и при конструировании картеров компрессоров на У- и Ш-образных и индивидуальных базах.

Основные конструктивные размеры станины и картера обусловлены размерами сопрягаемых с ними деталей механизма движения и цилиндров. Поэтому проектирование следует начинать с проработки мест сопряжений с учетом обеспечения проворота

механизма движения внутри станины и картера. Расстояние от оси коленчатого вала до опорной поверхности станины (картера) — H выбирают исходя из условия достаточной жесткости сечения под коренными подшипниками. По статистическим данным в зависимости от диаметра расточки d в опоре под подшипник $H = (1,5 \div 2,5) d$.

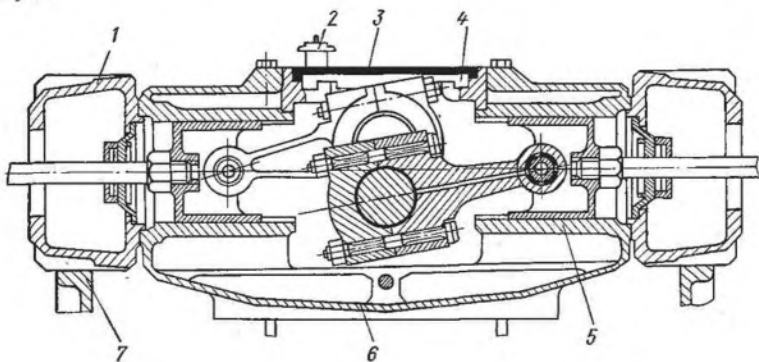


Рис. 6.10. Типичная конструкция двухрядной оппозитной базы:

1 — фонарь; 2 — сапун; 3 — крышка; 4 — распорные брусья; 5 — направляющие крейцкофа; 6 — станина; 7 — скользящая опора

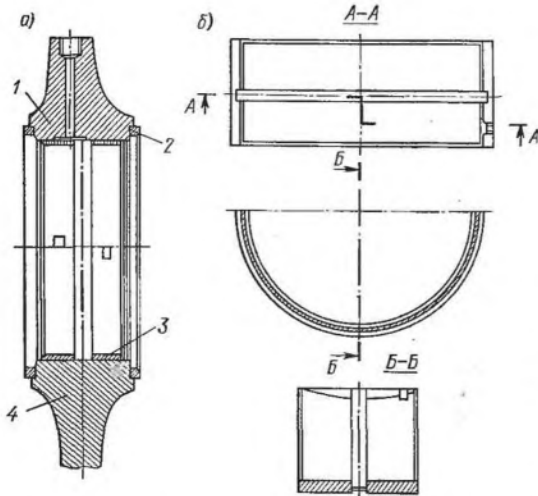


Рис. 6.11. Конструкция опорного подшипника с тонкостенным вкладышем: а — корпус подшипника; б — вкладыш;

1 — крышка; 2 — разъемные кольца-накладки; 3 — вкладыш; 4 — корпус

В качестве примера на рис. 6.10 показана двухрядная оппозитная база. Станина представляет собой раму 6, выполненную совместно с направляющими крейцкофа 5. Нижняя часть станины является пустотелой отливкой с продольными и поперечными ребрами жесткости, служит одновременно емкостью для масла системы циркуляционной смазки и связана с приливами направляющих крейцкофа посредством общей торцевой стенки и продольных ребер жесткости. Для увеличения общей жесткости станины в ее верхней части установлены распорные брусья 4