

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Под общей редакцией
д-ра техн. наук проф. Б. С. Фотина

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»



ЛЕНИНГРАД
„МАШИНОСТРОЕНИЕ"
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
1987

ББК 31.76я7
П59
УДК 621.51/52 (075.8)

Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин

Рецензенты: д-р техн. наук Т. Ф. Кондратьева; кафедра холодильных и компрессорных машин Краснодарского политехнического института (зав. кафедрой канд. техн. наук В. М. Шляховецкий)

П59 **Поршневые компрессоры**: Учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»/Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин; Под общ. ред. Б. С. Фотина. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. — 372 с.: ил.

(В пер.): 1 р. 10 к.

П $\frac{2307000000\text{-}081}{038\ (01)\text{-}87}$ 81-87

ББК 31.76я7
6П5.7

© Издательство «Машиностроение», 1987.

Переводя экономику страны на рельсы интенсификации, ключевую роль отводят машиностроению, среди многочисленной продукции которого важное место занимает компрессоростроение. Компрессорное оборудование широко применяется в различных отраслях народного хозяйства. Компрессоры составляют основу технологического оборудования химических производств, используются при добыче и переработке нефти, транспортируют природный газ по газопроводам, закачивают его в подземные хранилища, широко применяются в холодильной технике и технике разделения газов, во всех видах транспорта, подают сжатый воздух для привода пневматического оборудования и т. д.

В промышленности используются различные типы компрессоров. Каждый тип имеет свои области рационального использования. Очень широко распространены поршневые компрессоры. Компрессоры этого типа наиболее многочисленны, так как обладают рядом преимуществ — высоким коэффициентом полезного действия при средних и малых производительностях, возможностью достижения высоких давлений в одной установке, приспособленностью к работе на переменных режимах и т. п.

Настоящее учебное пособие призвано оказать помощь при изучении рабочих процессов в поршневых компрессорах, вопросов расчета и конструирования этих машин и их элементов.

В книге использованы материалы, излагаемые при чтении курсов лекций «Теория объемных машин» и «Теория, расчет и конструирование объемных компрессоров», читаемых в течение ряда лет кафедрой компрессоростроения Ленинградского ордена Ленина политехнического института им. М. И. Калинина, а также результаты научно-исследовательских работ, проводимых кафедрой. В качестве новых разделов, не нашедших отражения в других учебных пособиях, рассматриваются процессы в рабочих камерах и отдельных узлах компрессора с использованием аппарата термодинамики переменных масс и расчеты рабочих процессов в отдельной ступени с учетом уравнений движения клапанов, течения в линиях всасывания и нагнетания, утечек и перетечек, а также теплообмена газа в проточной части.

Книга написана коллективом авторов под общей редакцией проф. Б. С. Фотина. Проф. Б. С. Фотиным написаны предисловие, введение, гл. 2, 3, 11 и п. 9.3. Гл. 8 написана Б. С. Фотиным совместно с доц. В. С. Давыдовым. Гл. 1, 4, 5, 7 и пп. 6.6, 6.7 написаны проф. И. Б. Пирумовым. Гл. 12 и пп. 6.1—6.5 — доц. И. К. Прилуцким. Гл. 9 (кроме п. 9.3) и 10 написаны проф. П. И. Пластининым.

Авторы выражают благодарность О. Ю. Устюшенковой, В. В. Серегину, В. Б. Здалинскому за оказанную при подготовке рукописи помощь.

ВВЕДЕНИЕ

Машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов, называются *компрессорами*. Они являются основным технологическим оборудованием и непосредственно участвуют в изготовлении продукта в химической, нефтехимической, газовой промышленности и т. д. Компрессоры используются в производстве минеральных удобрений, пластмасс при добыче, транспортировке и переработке природного газа, нефти, искусственных жидких топлив и в других производствах (включаются в цепь агрегатов и машин, выполняющих технологический процесс, а также устанавливаются в отдельных помещениях, называемых *цехами компрессии*).

В машиностроении, горнодобывающей, угольной, пищевой и других отраслях промышленности используются компрессоры для сжатия воздуха, который служит энергоносителем для привода всевозможных машин и инструментов, облегчающих труд человека, т. е. для механизации трудоемких процессов. В этом случае компрессоры также устанавливают в отдельных помещениях, называемых *компрессорными станциями*, и централизованно подают сжатый воздух в цехи предприятия. В современном машиностроительном предприятии до 30 % всей расходуемой мощности идет на выработку сжатого воздуха.

В металлургической, коксогазовой и других производствах для интенсификации процессов горения подают сжатый воздух в металлургические печи, коксогазовые батареи и другие агрегаты. Здесь компрессоры также устанавливаются в отдельных помещениях, называемых *воздуходувными станциями*. При выполнении строительных работ, геологоразведке, бурении нефтяных и газовых скважин, в угольных шахтах и рудниках используются передвижные компрессорные установки, смонтированные на автомобилях или отдельных тележках. Такие установки принято называть *передвижными компрессорными станциями*.

В настоящее время в стране эксплуатируются свыше 500 тыс. промышленных компрессоров, которые потребляют более 15 % энергии, вырабатываемой электростанциями страны. Изготовлением, ремонтом и обслуживанием компрессоров занято около одного миллиона работающих.

Производством компрессоров в нашей стране занято около 15 министерств и ведомств, предприятия которых выпускают свыше 500 типоразмеров компрессоров производительностью от $2{,}8 \cdot 10^{-5}$ до 200 м^3/с, давлением до 250 МПа и мощностью от нескольких ватт до 40 тыс. кВт.

В компрессорах происходит преобразование энергии, подводимой двигателем к валу, в энергию проходящих через них газов. Способ передачи энергии является основой классификации компрессоров по принципу действия.

По принципу действия все многообразие компрессорных машин можно подразделить на объемные, динамические и струйные. В объемных компрессорах передача энергии от двигателя к газу происходит в рабочей камере, периодически изменяющей объем из-за перемещения двигателем привода одной или нескольких ее стенок. В процессе изменения объема камера поочередно соединяется с полостью низкого и высокого давления газа, а некоторое время отсоединена от обеих полостей. За полный период изменения объема камеры газ, находящийся в ней, переместится из полости низкого в полость высокого давления. При этом двигателем производится работа для перемещения стенок камеры. К объемным компрессорам относятся все виды поршневых, винтовых и роторных машин.

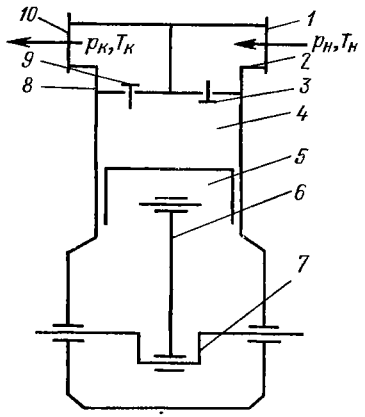


Рис. В.1. Схема поршневого компрессора с одной рабочей камерой и тронковым поршнем:

1 — всасывающий патрубок; *2* — камера всасывания; *3* — всасывающие клапаны; *4* — цилиндр; *5* — поршень; *6* — шатун; *7* — коленчатый вал; *8* — камера нагнетания; *9* — нагнетательные клапаны; *10* — нагнетательный патрубок

В динамических или турбокомпрессорных машинах передача энергии к газу происходит непрерывно во вращающемся рабочем колесе, снабженном лопатками. При обтекании потоком газа решетки из профилей лопаток вращающегося колеса возникает подъемная сила, вызывающая ускорение потока, увеличение его скорости и давления. В дальнейшем в неподвижных элементах происходит добавочное увеличение давления за счет преобразования кинетической энергии газа. К динамическим компрессорам относятся центробежные, диагональные, осевые и вихревые машины.

В струйных компрессорах повышение давления основано на увлечении сжимаемого газа струей пара, жидкости или газа.

Рассмотрим более подробно рабочий цикл поршневого компрессора, в котором изменение объема рабочей камеры (цилиндра) происходит при возвратно-поступательном движении поршня.

Схема наиболее простой конструкции поршневого компрессора с тронковым поршнем представлена на рис. В.1.

Рассмотрим компрессор с одной рабочей камерой. Ее образуют неподвижные стенки втулки цилиндра, клапанная плита с размещенными в ней клапанами линий всасывания (всасывающими), нагнетания (нагнетательными) и подвижным поршнем, перемещающимся двигателем компрессора с помощью кривошипно-шатунного механизма. Обозначим камеру буквой A.

Начальные давление $p_н$ и температуру $T_н$ газа перед всасывающим отверстием (патрубком) и конечные после нагнетательного патрубка $p_к$ и $T_к$ считаем постоянными в течение всего цикла компрессора. При движении поршня от клапанной плиты к коленчатому валу объем камеры A увеличивается, и давление газа в ней снижается. Под разностью давления газа перед всасывающим патрубком $p_н$ и в цилиндре $p_ц$ откроются линии всасывания и газ поступит в цилиндр, заполняя его увеличивающийся объем. Этот процесс называется *всасыванием*.

Увеличение объема цилиндра происходит до достижения поршнем нижней мертвой точки, т. е. наибольшего приближения к коленчатому валу. В этот момент еще $p_ц$ меньше $p_н$, клапаны линии всасывания открыты и газ продолжает поступать в цилиндр. Перемена направления движения поршня вызовет уменьшение объема цилиндра и повышение давления в нем как за счет уменьшения объема, так и поступления свежего газа. В момент сравнивания величин давления в цилиндре и полости всасывания клапаны линий всасывания закроются, камера A станет замкнутой. Процесс всасывания при самодействующих клапанах в ступени заканчивается уже при обратном ходе поршня.

Дальнейшее движение поршня от вала к крышке вызывает повышение давления газа $p_ц$ и температуры $T_ц$ из-за уменьшения объема камеры. Происходит процесс *сжатия* газа.

Процесс сжатия заканчивается при некотором превышении давления в цилиндре над давлением в полости нагнетания и открытия из-за этого клапанов линии нагнетания. При этом камера перестает быть замкнутой и при дальнейшем движении поршня газ будет выталкиваться в полость нагнетания, а затем в сеть. Процесс вытеснения газа из камеры называется *нагнетанием* или *вытеснением*. Он заканчивается в момент наибольшего удаления поршня от вала, т. е. в верхней мертвой точке. Обычно к этому моменту в полости нагнетания и цилиндре давления выравниваются, клапаны линии нагнетания закрываются и рабочая камера опять становится замкнутой. В этот момент объем камеры наименьший, он и называется мертвым пространством. При перемене направления движения поршня в верхней мертвой точке объем камеры начнет возрастать, а давление и температура газа — падать. Процесс этот называется *расширением* и заканчивается в момент достижения в камере давления, равного давлению в полости всасывания, и открытия клапанов линии всасывания.

Процессы всасывания, сжатия, нагнетания и расширения образуют вместе *цикл компрессора.*

В компрессорах с дисковым поршнем и крейцкопфом рабочие камеры образуются по обе стороны поршня и рабочие циклы в них смещены относительно друг друга на половину оборота коленчатого вала.

В различных типах поршневых компрессоров — бескривошипных, осепоршневых, свободнопоршневых дизель-компрессорах и большинстве ротационных и винтовых машин процессы в рабочих камерах практически аналогичны и отличаются кинематикой движения поршня и органами газораспределения.

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

1. Компрессоры низкого давления, сжимающие газ до 1 МПа. В настоящее время в связи с тем, что для некоторого пневматического оборудования требуются более высокие давления (до 1,3 МПа), целесообразно, по-видимому, повысить границу давления компрессоров низкого давления до 1,5 МПа. Такие машины называют часто компрессорами общепромышленного или общего назначения. Подобного давления требуют пневматические инструменты, машины, приспособления и другие устройства, позволяющие заменять мускульную силу человека работой машин. Компрессоры низкого давления изготавливаются очень большими сериями и являются наиболее распространенным типом машин.

2. Компрессоры среднего давления, сжимающие газы до 10 МПа. Такие давления используются в некоторых химических производствах, холодильной технике, системах автоматического регулирования, пусковых устройствах двигателей внутреннего сгорания, при гашении искры в электрических выключателях, транспортировке газа и т. д. Подобные компрессоры изготовляются уже меньшими сериями.

3. Компрессоры высокого давления создают давления до 100 МПа. Подобные компрессоры используются в производстве азотных удобрений, некоторых видов полиэтиленов, синтетических бензинов, мочевины и т. д. Такие компрессоры делаются еще более мелкими сериями.

4. Компрессоры сверхвысокого давления повышают давление газа выше 100 МПа. Верхний предел не ограничен. Такие компрессоры изготавливаются, как правило, индивидуально или очень небольшими сериями. Сверхвысокое давление используется при производстве некоторых видов полиэтиленов, в порошковой металлургии и других производствах.

Объемные компрессоры используются и как вакуум-насосы, создавая пониженное (относительно атмосферного) давление газа в системах. Технологические процессы с давлениями газа ниже атмосферного нашли также широкое распространение. Поршне-

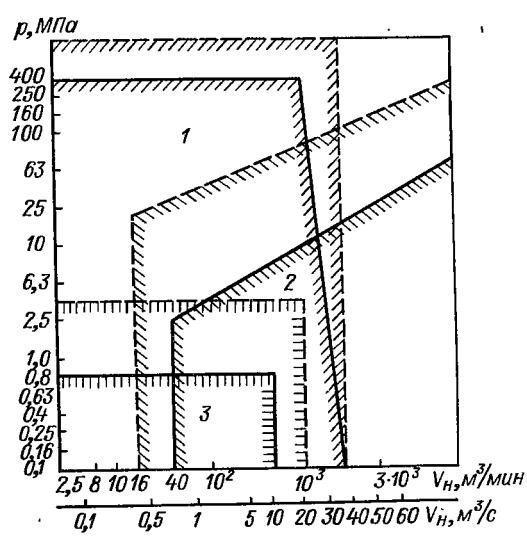


Рис. В.2. Области преимущественного применения компрессоров:

1 — объемных поршневых; *2* — динамического действия (центробежных и осевых); *3* — объемных винтовых и ротационных; ——— — практическое применение; — — — — в перспективе

вые вакуум-насосы (так называют компрессоры, создающие разрежение) могут понизить давление в системе до 10^2 Па.

Компрессорные машины подразделяются также по величине производительности. Под производительностью понимают количество газа, подаваемого компрессором потребителю за единицу времени. В том случае, если производительность выражается в единицах объема за время, то объем определяется при параметрах газа перед всасывающим патрубком компрессора. Выраженная таким образом производительность называется приведенной, а количество газа, подаваемое за один ход поршня, называют подачей. По приведенной производительности поршневые компрессоры подразделяются на следующие группы.

1. Микрокомпрессоры, производительность которых изменяется в пределе от 0 до $3 \cdot 10^{-4}$ м³/с. Подобные машины используются для специальных целей в приборостроении, медицине и т. д.

2. Мини-компрессоры, производительность которых изменяется от $3 \cdot 10^{-4}$ до 0,01 м³/с. Эту группу составляют некоторые виды транспортных компрессоров, подающих сжатый воздух в тормозные системы, лабораторные компрессоры и т. д.

3. Компрессоры малой производительности с диапазоном ее изменения от 0,01 до 0,1 м³/с. Они используются чаще всего как машины общепромышленного назначения с давлением нагнетания до 1,5 МПа, в передвижных компрессорных установках и т. д.

4. Компрессоры средней производительности с диапазоном ее изменения от 0,1 до 1 м³/с. Основную часть этой группы составляют компрессоры общего назначения, используемые на компрессорных станциях заводов, шахт, рудников.

5. Компрессоры большой производительности. Они имеют производительность больше 1 м³/с и используются в основном на химических комбинатах. Широко используются в СССР на компрессорных станциях машины производительностью 1,66 м³/с. Изготовляются машины и несколько большей производительности.

Подразделяются поршневые компрессоры и по виду сжимаемого газа на воздушные, азотно-водородные, этиленовые, азотные, кислородные, гелиевые, водородные, хлорные и т. д. Классификация по виду сжимаемого газа в какой-то мере указывает на особенности конструкции компрессора. Например, гелиевые и водородные компрессоры сжимают очень текучие газы и требуют специальных уплотнений поршня и штоков.

Иногда компрессоры подразделяют по виду двигателя привода на электрокомпрессоры, компрессоры с приводом от паровой машины и с приводом от двигателей внутреннего сгорания.

Несмотря на многие признаки, по которым классифицируются компрессоры, основную классификацию будем проводить по создаваемому давлению и производительности. На рис. В.2 дана диаграмма рационального использования различных типов компрессорных машин в зависимости от создаваемого давления и производительности.

Поршневые компрессоры являются наиболее распространенными и используемыми, когда требуются малые производительности при любых давлениях. Это микро-, мини- и малые компрессоры производительностью до 0,1 м^3/с. Поршневые компрессоры средней производительности общепромышленного назначения конкурируют с винтовыми компрессорами. Если с точки зрения затрат энергии поршневые компрессоры имеют преимущества перед всеми другими типами компрессоров, то по металлоемкости, габаритным размерам, ремонтопригодности и межремонтному циклу они уступают другим машинам и, как правило, они более дорогие, чем винтовые.

При потребности в больших производительностях преимущество имеют машины динамического действия, т. е. осевые и центробежные компрессоры.

Для получения высоких и сверхвысоких давлений газа используются пока только поршневые компрессоры, так как нет еще других типов машин, которые были бы способны в промышленных условиях создавать давления 100—350 МПа при сравнительно небольших производительностях.

Поршневой компрессор как машина для сжатия и перемещения газа был впервые использован для подачи воздуха в металлургическую печь в 1765 г. Его изобретателем и изготовителем был знаменитый творец паровой машины И. И. Ползунов. Почти до конца XIX в. поршневые компрессоры были единственным типом воздуходувных машин, применяемых в промышленности.

В конце XIX в. появились новые типы быстроходных двигателей — паровые турбины и электрические двигатели, которые дали возможность экономично использовать центробежные компрессоры. Изобретателем центробежного компрессора считается генерал И. И. Саблуко. Уже в начале XX в. центробежные ком-

прессоры вытеснили поршневые из металлургии при подаче газа в печи.

В 1940-х гг. шведский инженер Лисхольм изобрел винтовой компрессор. После длительной доработки конструкции и технологии изготовления этих машин в 1970—1980-х гг. они стали основными в передвижных компрессорных установках и конкурируют с поршневыми в стационарных установках.

В 1960-е г. появились и начали интенсивно внедряться в промышленность поршневые компрессоры без подачи смазки в цилиндры.

В настоящее время некоторые компрессоры изготавливаются в двух вариантах: со смазкой минеральными маслами и без нее.

ГЛАВА 1

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ

1.1. ИДЕАЛЬНЫЙ ГАЗ. ПАРАМЕТРЫ И УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ

Физическое состояние газа определяется параметрами или координатами состояния (например, абсолютной температурой T, давлением p, удельным объемом v или плотностью ρ).

Состояние газа однозначно определено, если задано два независимых интенсивных, т. е. не зависящих от количества газа параметра. В неявном виде параметры состояния связаны зависимостью

$$f(p, v, T) = 0.$$

Большинство промышленных газов при давлениях и температурах, характерных для компрессоров среднего и низкого давления с достаточной для технических расчетов точностью, подчиняются уравнению состояния Менделеева—Клапейрона

$$pV = mRT, \tag{1.1}$$

где $V = mv$; R — газовая постоянная (зависит только от свойства газа и является индивидуальной для каждого газа), Дж/(кг·К).

Для одного килограмма газа и одного киломоля газа μ это уравнение будет иметь вид

$$pV = RT \text{ или } p\mu v = \mu RT = 8314T, \tag{1.2}$$

где μR — универсальная газовая постоянная, равная 8314 Дж/(кмоль·К) и одинаковая для всех газов.

Газы, подчиняющиеся закону Менделеева—Клапейрона, называются идеальными, а само уравнение — уравнением состояния идеального газа.

1.2. СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Чистые газы, составляющие смесь, называются компонентами смеси. Состав газовой смеси может быть задан массовыми или объемными долями компонентов. Пусть смесь состоит из m_1, m_2 ... m_n компонентов; общая масса смеси будет определяться по формуле

$$m = \sum_{j=1}^{n} m_j. \tag{1.3}$$

Массовая доля j-го компонента c_j составит

$$c_j = m_j \Big/ \sum_{j=1}^{n} m_j = m_j/m. \tag{1.4}$$

Из (1.3) и (1.4) следует, что

$$\sum_{j=1}^{n} c_j = 1.$$

Согласно закону Дальтона сумма парциальных давлений отдельных компонентов p_j равна полному давлению газовой смеси

$$\sum_{j=1}^{n} p_j = p_{см}. \tag{1.5}$$

Если некоторый компонент находится при полном давлении и температуре смеси, то его объем V_j называется приведенным объемом j-го газа, а его отношение к объему смеси $V_{см}$ называется объемной долей данного компонента

$$r_j = \frac{V_j}{V_{см}}.$$

Приведенный объем может быть найден из соотношения

$$p_{см} V_j = p_j V_{см}. \tag{1.6}$$

Суммируя (1.6) по всем компонентам, получим

$$p_{см} \sum_{j=1}^{n} V_j = V_{см} \sum_{j=1}^{n} p_j.$$

Учитывая (1.5), получим

$$V_{см} = \sum_{j=1}^{n} V_j \text{ или } \sum_{j=1}^{n} r_j = 1.$$

Пересчет массовых долей в объемные и обратно может быть произведен по следующим формулам:

$$r_j = \frac{c_j/\mu_j}{\sum_{j=1}^{n} (c_j/\mu_j)}; \quad c_j = r_j \mu_j \Big/ \sum_{j=1}^{n} r_j \mu_j.$$

Кажущиеся молекулярная масса и газовая постоянная смеси находятся из соотношений:

$$\mu_{см} = \frac{1}{\sum_{j=1}^{n} (c_j/\mu_j)} = \sum_{j=1}^{n} r_j \mu_j;$$

$$R_{см} = 8314 \sum_{j=1}^{n} (c_j/\mu_j) = 8314 \Big/ \sum_{j=1}^{n} r_j \mu_j.$$

Кажущийся показатель адиабаты может быть найден из выражения

$$1/(k_{см} - 1) = \sum_{j=1}^{n} [r_j/(k_j - 1)].$$

1.3. УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗОВ

Удельной теплоемкостью газа называется количество теплоты, необходимое для нагрева единицы массы газа на один градус. В дальнейшем мы будем иметь дело только с удельной теплоемкостью и назовем ее для краткости просто теплоемкостью.

Теплоемкость можно определить как производную по температуре от количества теплоты, подводимой к газу,

$$c = \frac{dq}{dT}.$$

Теплоемкость газа зависит от процесса подвода тепла к газу. Наиболее часто употребляются значения теплоемкости при постоянном объеме c_v и постоянном давлении c_p. Для идеальных газов теплоемкости слабо зависят от состояния газа и их отношение можно с достаточной для практических целей точностью считать постоянным $c_p/c_v = k$. Величина k называется показателем адиабаты и согласно кинетической теории газов определяется уравнением

$$k = 1 + 2/j,$$

где j — число степеней свободы молекул газа, равное для одноатомных газов 3 ($k = 1{,}667$), для двухатомных — 5 ($k = 1{,}4$), для трехатомных — 6 ($k = 1{,}29$).

1.4. РЕАЛЬНЫЙ ГАЗ. УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗА

С помощью уравнения (1.2) не всегда удается с достаточной точностью описать поведение реальных газов. В реальных газах существует межмолекулярное взаимодействие и сами молекулы занимают некоторый собственный объем. При высоких давлениях все газы следует рассматривать как реальные. Реальность газа следует учитывать также при низких и средних давлениях для многоатомных газов при температурах, близких к критическим. Сложный характер межмолекулярного взаимодействия не позволяет получить уравнение состояния конкретного реального газа чисто теоретическими методами. Более целесообразным является получение уравнения состояния в виде интерполяционной формулы, описывающей экспериментальные данные. Существует много эмпирических или полуэмпирических уравнений состояния реального газа. Одно из них, называемое уравнением Майера—Боголюбова, можно представить в следующем наиболее общем виде:

$$pv = RT\left(1 - \sum_{j=1}^{\infty} \frac{j}{j+1}\frac{C_j}{v_j}\right), \quad j = 0,\ 1,\ 2,\ \ldots, \qquad (1.7)$$

где C_j — так называемые вириальные коэффициенты, зависящие только от температуры и определяемые из эксперимента.

Из (1.7) видно, что при малых плотностях газа, т. е. при $v \to \infty$ уравнение Майера—Боголюбова превращается в уравнение Менделеева—Клапейрона.

Часто уравнение состояния реального газа записывают в виде

$$pv = \xi RT, \tag{1.8}$$

где ξ — коэффициент сжимаемости.

Этот коэффициент зависит от параметров газа и находится экспериментальио. Наряду с большим числом специфических за-

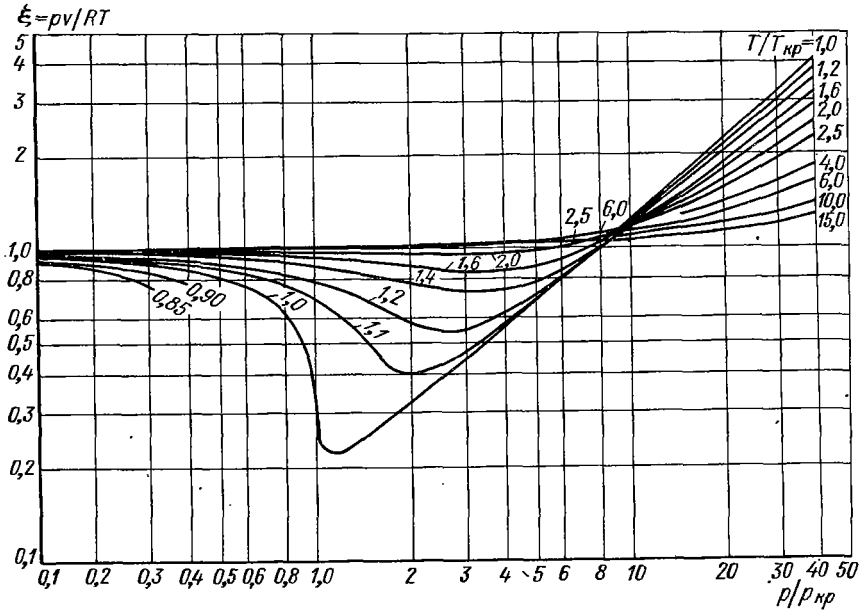


Рис. 1.1. Обобщенные зависимости для коэффициентов сжимаемости

висимостей вида $\xi = \xi(p, T)$ для конкретных газов, существует обобщенная приближенная зависимость $\xi = \xi(p/p_{кр}, T/T_{кр})$, где $p_{кр}$ и $T_{кр}$ соответственно критические давление и температура газа. Вид этой зависимости согласно Нельсону и Оберту [38] показан на рис. 1.1.

Согласно (1.8) удельный объем реального газа можно представить в виде следующей суммы

$$v = \frac{RT}{p} + (\xi - 1)\frac{RT}{p}, \tag{1.9}$$

где первое слагаемое можно рассматривать как удельный объем идеального газа при параметрах p и T, тогда второй член в правой части уравнения следует понимать как некоторый добавочных объем, учитывающий собственный объем молекул и влияние межмолекулярного взаимодействия.

Показатель отклонения сжимаемости определяется по формуле

$$\beta = (\xi - 1)\, RT/pRT_0 = T\,(\xi - 1)/T_0 p,$$

где $T_0 = 273$ К.

Тогда для удельного объема реального газа будем иметь

$$v = R\,(T/p + 273\,\beta).$$

Зависимости ξ и β от давления для некоторых газов можно найти в соответствующих таблицах термодинамических свойств газов.

Сжимаемость газа может быть также учтена введением характеристического коэффициента

$$\rho = pv/p_0 v_0,$$

где p_0 — стандартное атмосферное давление ($p_0 = 101{,}3$ кН/м^2); v_0 — удельный объем при давлении p_0 и температуре T_0.

1.5. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ИХ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ В p, v- И T, s-КООРДИНАТАХ

При кратком рассмотрении основных термодинамических процессов нас помимо прочего будет интересовать работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение газа. В термодинамике работу, совершаемую газом, принято считать положительной, а работу, совершаемую над газом, — отрицательной. Это означает, что для работы компрессора, требующего для сжатия и перемещения газа подвода энергии от внешнего источника, мы стали бы получать отрицательные величины, а это создает неудобство при практических расчетах. Поэтому условимся впредь работу, получаемую газом в компрессоре, считать положительной, а возвращаемую газом, — отрицательной.

Изохорный процесс. При изохорном процессе объем некоторой массы газа остается неизменным, тем самым сохраняется постоянным и удельный объем. Параметры состояния идеального газа при изохорном нагреве или охлаждении связаны соотношением

$$p_1/p_2 = T_1/T_2.$$

Если известно состояние 1 реального газа и один из параметров, кроме удельного объема в состоянии 2, то остальные могут быть найдены с помощью диаграмм состояния, таблиц термодинамических свойств данного газа или же из соответствующего уравнения состояния. Удельная работа сжатия, т. е. работа, приходящаяся на единицу массы газа, в изохорном процессе от состояния 1 до состояния 2

$$l_{1-2} = -\int_1^2 p\,dv = 0,$$

так как при $v = \text{const}$ $dv = 0$.

Количество подводимой (отводимой) теплоты при изохорном процессе может быть найдено из первого закона термодинамики

$$dq = du + p\,dv,$$

откуда, так как $dv = 0$, имеем

$$dq = du,$$

тогда

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT = \int_{T_1}^{T_2} c_v\,dt.$$

Если изменением теплоемкости в интервале температур (T_1, T_2) можно пренебречь, т. е. считать, что $c_v = \text{const}$, то

$$q_{1-2} = c_v\,(T_2 - T_1).$$

Найдем изменение энтропии при изохорном процессе

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v}{T}\,dT.$$

При $c_v = \text{const}$ получим

$$s_2 - s_1 = c_v \ln (T_2/T_1).$$

В координатах p, v изохора изображается прямой, параллельной оси ординат; в координатах T, s — логарифмической кривой.

Изобарный процесс. При изобарном процессе остается неизменным давление некоторой массы газа. Параметры состояния идеального газа при изобарном процессе связаны соотношением

$$v_2/v_1 = T_2/T_1.$$

Если известны состояние 1 реального газа и один из параметров помимо давления в состоянии 2, то остальные могут быть найдены так, как об этом говорилось для изохорного процесса.

Удельная работа сжатия в изобарном процессе равна

$$l_{1-2} = -\int_1^2 p\,dv = p\,(v_1 - v_2).$$

Для идеального газа она может быть представлена в виде

$$l_{1-2} = R\,(T_1 - T_2).$$

Количество теплоты, подведенной к газу или отведенной от него, может быть найдено из первого закона термодинамики

$$dq = di - v\,dp,$$

откуда, т. к. $dp = 0$, имеем

$$dq = di,$$

тогда

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_p dT = \int_{T_1}^{T_2} c_p\,dT.$$

Если изменением теплоемкости в интервале температур (T_1, T_2) можно пренебречь, т. е. считать, что $c_p = \text{const}$, то

$$q_{1-2} = c_p (T_2 - T_1).$$

Найдем изменение энтропии при изобарном процессе

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T} dT.$$

При $c_p = \text{const}$ получим

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

В координатах pv изобара изображается прямой, параллельной оси абсцисс; в координатах T, s — логарифмической кривой.

Изотермный процесс. При изотермном процессе остается неизменной температура газа. Параметры состояния идеального газа при изотермном процессе связаны соотношением

$$p_1 v_1 = p_2 v_2.$$

Для реального газа справедливо сказанное ранее.

Удельная работа сжатия при изотермном процессе для идеального газа равна

$$l_{1-2} = -\int_1^2 p\,dv = -\int_1^2 \frac{RT}{v} dv = RT \ln \frac{v_1}{v_2} = RT \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.10)$$

В случае реального газа для нахождения работы при изотермном процессе необходимо знать зависимость давления от удельного объема, которая может быть задана либо соответствующим уравнением состояния, либо таблично. В последнем слу́чае для вычисления интеграла в (1.10) используются численные методы.

Количество подводимой или отводимой теплоты при изотермном процессе может быть найдено из соотношения

$$dq = T\,ds. \quad (1.11)$$

Учитывая, что $T = \text{const}$, получим

$$q_{1-2} = T (s_2 - s_1).$$

Для идеального газа можно также записать

$$dq = du + p\,dv = c_v\,dT + p\,dv = p\,dv. \quad (1.12)$$

При изотермном процессе $dT = 0$. Это означает, что работа, совершенная над газом при его изотермическом сжатии, численно равна теплоте, отведенной от газа.

Учитывая (1.2), (1.11) и (1.12) для изменения энтропии идеального газа в изотермическом процессе, можно получить

$$s_2 - s_1 = R \ln (p_1/p_2) = R \ln (v_2/v_1).$$

В случае реального газа изменение энтропии следует находить с помощью соответствующего уравнения состояния либо с помощью таблиц или диаграмм состояния.

В координатах p, v изотерма изображается гиперболой $p = RT/v$; в координатах T, s — прямой, параллельной оси абсцисс.

Адиабатный процесс. При адиабатном процессе к газу не подводится и от него не отводится теплота, т. е. $dq = 0$. Этот процесс является хорошим приближением к реальным процессам сжатия и расширения, если последние протекают столь быстро, что не успевает произойти заметный теплообмен с окружающей средой. Полагая адиабатный процесс сжатия (расширения) газа в компрессоре обратимым, из соотношения (1.11) будем иметь $ds = 0$, так как $dq = 0$, т. е. при адиабатном процессе энтропия газа остается неизменной.

Уравнение адиабатного процесса для идеального газа можно получить из объединенных уравнений первого и второго законов термодинамики

$$T\,ds = di - v\,dp; \quad T\,ds = du + p\,dv.$$

Для адиабатного процесса $ds = 0$ и, следовательно,

$$di = c_p\,dT = v\,dp; \quad du = c_v\,dT = -p\,dv.$$

Деля первое уравнение на второе, получим

$$\frac{c_p}{c_v} = k = -\frac{v}{p}\frac{dp}{dv}$$

или

$$d\ln p = -k d\ln v. \tag{1.13}$$

Интегрируя последнее уравнение между точками 1 и 2 адиабаты, получим

$$\ln\frac{p_2}{p_1} = k\ln\frac{v_1}{v_2},$$

откуда

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1^k}{v_2^k}$$

или

$$p_1v_1^k = p_2v_2^k = pv^k = \text{const}. \tag{1.14}$$

Установим связь между T и v, а также T и p при адиабатном процессе. Подставляя в (1.14) выражения для p и v из уравнения Менделеева—Клапейрона, получим

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \text{ и } \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \tag{1.15}$$

Для адиабатного процесса в реальном газе можно получить соотношение, совпадающее с (1.13), однако при этом k уже не всегда можно считать постоянной величиной и интегрирование

уравнения (1.13) следует проводить численными методами или же воспользоваться средним значением показателя адиабаты, определяемого следующим соотношением:

$$k_{ср} = \frac{\int_{v_1}^{v_2} k\,d\ln v}{\ln(v_2/v_1)} = \frac{\int_{v_1}^{v_2} \frac{k}{v}\,dv}{\ln v_2 - \ln v_1}. \qquad (1.16)$$

Удельная работа в адиабатном процессе сжатия между произвольными точками адиабаты может быть найдена с помощью первого закона термодинамики. В адиабатном процессе $dq = 0$, следовательно,

$$p\,dv = -du \text{ и } l_{1-2} = -\int_1^2 p\,dv = u_2 - u_1.$$

Учитывая (1.14), можно получить другое выражение для работы

$$l_{1-2} = -\int_1^2 \frac{p_1 v_1^k}{v^k}\,dv = \frac{p_1 v_1}{k-1}\left[\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} - 1\right] \qquad (1.17)$$

или

$$l_{1-2} = \frac{p_1 v_1}{k-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]. \qquad (1.18)$$

Если показатель адиабаты не остается постоянным при изменении параметров газа между точками, то интеграл в уравнении (1.17) может быть найден либо численными методами, либо с помощью понятия о среднем значении показателя адиабаты (1.16).

Для идеального газа $p_1 v_1 = RT_1$ и уравнения (1.17) и (1.18) могут быть представлены в виде:

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} RT_1\left[\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} - 1\right]; \qquad (1.19)$$

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} RT_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]. \qquad (1.20)$$

В координатах p, v адиабатный процесс изображается кривой, отвечающей соотношению (1.14), в координатах T, s — линией постоянной энтропии.

Политропный процесс. Процессы сжатия и расширения газа в реальном поршневом компрессоре происходят как с подводом теплоты к газу, так и с ее отводом от него. Это вызвано теплообменом газа со стенками рабочей камеры. Для схематизации таких

процессов часто используется представление о политропном процессе, под которым понимается процесс, удовлетворяющий уравнению

$$pv^n = \text{const}, \qquad (1.21)$$

где n — некоторая произвольная, но постоянная для данного процесса величина, называемая показателем политропы.

Внешние уравнение (1.21) сходно с уравнением (1.14) и поэтому соотношения (1.15)—(1.20), полученные для адиабатного процесса,

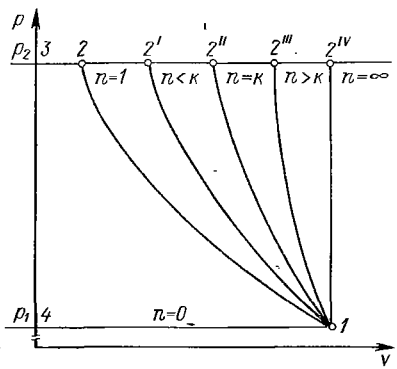


Рис. 1.2. Кривые процессов сжатия в координатах pv

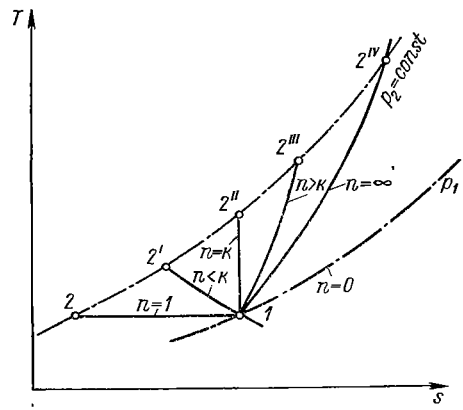


Рис. 1.3. Кривые процессов сжатия в координатах Ts

можно использовать и для политропного, если в них показатель k заменить на n:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}};$$

$$l_{1-2} = \frac{1}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} - 1\right] = \frac{1}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right];$$

$$l_{1-2} = \frac{1}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} - 1\right] = \frac{1}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right].$$

Если в уравнении (1.21) положить $n = 1$, то мы получим уравнение изотермического процесса для идеального газа. Если же положить $n = k$, то (1.21) перейдет в уравнение адиабатного процесса с постоянным показателем адиабаты. Практический интерес при изучении поршневых компрессоров будут иметь значения n, начиная с единицы до величины, несколько превышающей k. Вид этих процессов в координатах p, v и T, s показан на рис. 1.2 и 1.3.

Таблица 1.1

Свойства газов

Газ	Химическая формула	Молекулярная масса	Газовая постоянная, Дж/(кг·К)	Плотность (при 0 °С и p=0,1013 МПа), кг/м³
Азот	N_2	28,02	296,8	1,2505
Аммиак	NH_3	17,03	488,3	0,7714
Ацетилен	C_2H_2	26,04	319,4	1,1709
Бутан	C_4H_{10}	58,12	143,1	2,703
Водород	H_2	2,02	4125,0	0,08987
Воздух	—	28,96	287,2	1,2928
Гелий	He	4,00	2077,4	0,1785
Кислород	O_2	32,00	259,9	1,42895
Метан	CH_4	16,03	518,9	0,7168
Окись углерода	CO	28,01	296,9	1,250
Двуокись углерода	CO_2	44,01	188,9	1,9768
Сернистый ангидрид	SO_2	64,06	129,8	2,9263
Сероводород	H_2S	34,08	244,1	1,5392
Хлор	Cl_2	70,91	117,3	3,220
Этилен	C_2H_4	28,05	296,5	1,2605

Газ	Критические параметры		Массовая теплоемкость (при 0 °С и p=0,1013 МПа), кДж/кг·К	Показатель адиабаты k (при 0 °С и p=0,1013 МПа)
	$T_{кр}$, К	$p_{кр}$, МПа		
Азот	126,0	3,39	1,038	1,40
Аммиак	405,4	11,30	2,043	1,31
Ацетилен	308,5	6,24	1,610	1,25
Бутан	425,0	3,80	1,592	1,10
Водород	32,8	1,29	14,195	1,41
Воздух	132,5	3,77	1,005	1,40
Гелий	5,0	0,23	5,207	1,66
Кислород	154,6	5,08	0,915	1,40
Метан	190,5	4,64	2,165	1,32
Окись углерода	133,0	3,50	1,040	1,40
Двуокись углерода	304,0	7,38	0,815	1,31
Сернистый ангидрид	430,5	7,88	0,607	1,27
Сероводород	373,4	9,00	0,992	1,33
Хлор	417,0	7,71	4,723	1,36
Этилен	282,9	5,10	1,459	1,26

Количество теплоты, подводимой к газу или отводимой от него при политропном процессе, можно найти с помощью первого закона термодинамики

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 + \int_1^2 p\,dv.$$

Интеграл в правой части этого уравнения вычислим с учетом соотношения между давлениями и температурами при политропном процессе

$$\int_1^2 p\,dv = \frac{1}{n-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] = \frac{1}{n-1} R(T_1 - T_2).$$

Для идеального газа, когда изменением n с температурой можно пренебречь, будем иметь

$$q_{1-2} = c_v(T_2 - T_1) + \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) = \left(c_v - \frac{R}{n-1}\right)(T_2 - T_1).$$

Подставляя в предыдущее уравнение $R = c_p - c_v$, после несложных преобразований получим

$$q_{1-2} = c_v \frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1).$$

Если теплоемкость идеального газа в политропном процессе обозначить через c_n и принять постоянной в рассматриваемом интервале параметров, то можно записать $q_{1-2} = c_n(T_2 - T_1)$ и получить выражение для теплоемкости идеального газа в политропном процессе

$$c_n = [(n-k)/(n-1)]\,c_v.$$

Найдем изменение энтропии при политропном процессе

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_n dT = \int_1^2 \frac{c_n}{T}\,dT. \qquad (1.22)$$

Если, как и ранее, положить $c_n = \text{const}$, то (1.22) примет вид

$$s_2 - s_1 = c_n \ln(T_2/T_1).$$

При расчетах количества подведенной или отведенной теплоты и изменения энтропии в политропном процессе с реальными газами, когда температурной зависимостью c_n пренебрегать нельзя, следует воспользоваться соответствующими диаграммами или таблицами состояния. Свойства некоторых газов приведены в табл. 1.1 [33].

ГЛАВА 2

ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

2.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Одноступенчатым называют компрессор, повышающий давление газа от начального $p_н$ до конечного $p_к$ в рабочей камере (цилиндре). Величину $p_к/p_н$ называют отношением давлений и обозначают Π.

В поршневых компрессорах происходят сложные рабочие процессы. С целью облегчения их понимания рассмотрим теоретический процесс. Он содержит в себе основные элементы реального процесса, но без усложняющих явлений, сопровождающих реальный компрессорный цикл.

В теоретическом рабочем процессе одноступенчатого компрессора принимаются следующие допущения: 1) в компрессоре сжимается среда, подчиняющаяся закону идеального газа; 2) отсутствуют газодинамические сопротивления движению газа в проточной части; 3) отсутствует теплообмен между газом и стенками проточной части; 4) уплотнения поршня и клапаны в закрытом состоянии абсолютно герметичны; 5) отсутствуют мертвые пространства; 6) отсутствуют колебания давлений газа до и после компрессора; 7) трения в механизме движения компрессора отсутствуют.

Основными параметрами компрессора являются его производительность, а также техническая работа и мощность, затрачиваемые на привод компрессора при заданных внешних условиях.

Под производительностью понимают количество газа, подаваемого потребителю компрессором за единицу времени. Если производительность выражена подаваемой в единицу времени массой газа, то ее называют массовой и обозначают буквой $\dot{m}$. Нередко производительность выражают в единицах объема, тогда ее называют объемной производительностью и обозначают $\dot{V}$. Объемная производительность, как правило, выражается при давлении и температуре газа перед всасывающим патрубком компрессора, т. е. при $p_н$ и $T_н$.

За один оборот коленчатого вала при теоретическом процессе всасывается объем газа, равный произведению площади поршня F на максимальный ход поршня S_{max}. Так как клапан и уплотнения поршня абсолютно герметичны, то это количество газа будет подано потребителю.

Объемная производительность при теоретическом процессе определяется по формуле

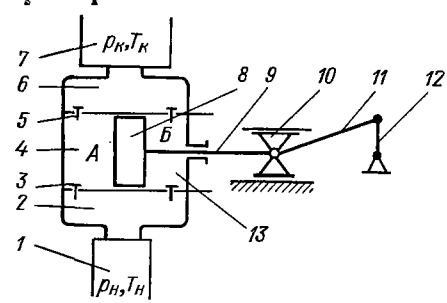
$$\dot{V}_т = FS_{max}n = V_h n = \dot{V}_h,$$

где n — частота вращения вала, $с^{-1}$; $FS_{max} = V_h$ — объем, описываемый поршнем за ход; $V_h n = \overline{V}_h$ — объем, описываемый поршнем за секунду.

Массовая производительность компрессора при теоретическом процессе определяется по формуле

$$\bar{m}_т = \rho_н \overline{V}_h,$$

где $\rho_н$ — плотность газа перед всасывающим патрубком компрессора.



Рнс. 2.1. Схема одиоступеичатого компрессора с дисковым поршием:
1 — полость низкого давления; *2* — полость всасывающих клапанов; *3* — клапаны линии всасывания; *4* — полость цилиндра *А*; *5* — клапаны линии нагнетания; *6* — полость нагнетательных клапанов; *7* — полость высокого давления; *8* — поршень; *9* — шток; *10* — крейцкопф; *11* — шатун; *12* — кривошип; *13* — полость цилиндра *Б*

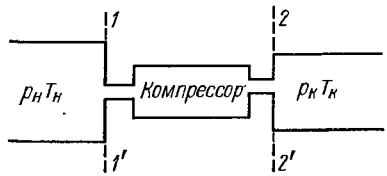


Рис. 2.2. Схема движения газа в компрессоре:
1—1' — сеченне трубопровода до входа в компрессор; *2—2'* — сечение трубопровода после выхода из компрессора

В допущениях, принятых для теоретического процесса, указывалось на отсутствие газодинамических сопротивлений движению газа и теплообмена со стенками проточной части компрессора, поэтому плотность газа в процессе всасывания постоянна и равна $\rho_н$.

В одноступенчатом компрессоре двойного действия с дисковым поршнем рабочие камеры в цилиндре образуются по обе стороны поршня (рис. 2.1). Масса газа, подаваемая за один оборот вала, определяется по формуле

$$m_т = \rho_н [FS_{max} + (F - f) S_{max}],$$

где f — площадь сечения штока, соединяющего поршень с кривошипно-шатунным механизмом.

Секундная производительность компрессора определяется уравнениями:

$$\bar{m}_т = \rho_н FS_{max} n (2 - f/F);$$

$$\overline{V}_т = FS_{max} n (2 - f/F).$$

Если одноступенчатый компрессор имеет i одинаковых рабочих камер (цилиндров), то его производительность

$$\bar{m}_т = i\rho_н \overline{V}_h.$$

Путь газа в одноступенчатом компрессоре схематично изображен на рис. 2.2. Компрессор всасывает газ из емкости с давлением газа $p_н$, сжимает его и выталкивает в емкость с более высоким давлением $p_н$. Рассмотрим изменение энергии газа при его перемещении через компрессор, используя дифференциальное уравнение энергии потока в механической форме для единицы массы газа

$$de = \frac{dc}{d\tau} ds + g \frac{\partial z}{\partial s} ds + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} ds + \frac{\partial h_w}{\partial s} ds, \qquad (2.1)$$

где de — приращение удельной энергии газа; c — скорость потока; τ — время; g — ускорение свободного падения; z — положение центра тяжести элемента газа над плоскостью сравнения; h_w — удельные затраты энергии на преодоление потоком газа трений и местных сопротивлений; s — путь газа.

Для определения приращения энергии газа при перемещении по проточной части компрессора необходимо произвести интегрирование уравнения вдоль пути s. Проинтегрируем первое слагаемое уравнения (2.1)

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{dc}{d\tau} ds = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{dc}{d\tau} c d\tau = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

где c_1 и c_2 — скорости газа на входе и выходе из компрессора.

Результат интегрирования представляет собой приращение удельной кинетической энергии газа при прохождении им компрессора. В поршневых компрессорах скорости газа на входе c_1 и выходе c_2 из компрессора невелики и близки по значению. Изменением кинетической энергии поэтому можно пренебречь по сравнению с другими слагаемыми уравнения (2.1).

Проинтегрируем второе слагаемое

$$\int_{s_1}^{s_2} g \frac{\partial z}{\partial s} ds = (z_2 - z_1) g,$$

где z_1 и z_2 — положение центра тяжести элемента газа над плоскостью сравнения при входе и выходе из компрессора.

Обычно изменение энергии положения очень невелико, так как входной и выходной патрубки компрессора располагаются на близких уровнях, и этим изменением также можно пренебречь по сравнению с другими слагаемыми.

Рассмотрим третий интеграл:

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} ds = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau. \qquad (2.2)$$

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

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

следовательно,

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

Первый интеграл в уравнении (2.2) при $p_1 = p_н$ и $p_2 = p_н$ можно представить в следующем виде:

$$\int_{p_н}^{p_2} \frac{1}{\rho} dp = \int_{p_н}^{p_н} v dp. \tag{2.3}$$

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

$$v = v_н p_н^{1/k} (1/p^{1/k}). \tag{2.4}$$

Заменим переменный объем в уравнении (2.3) его выражением из уравнения (2.4)

$$\int_{p_н}^{p_н} v_н p_н^{1/k} \frac{dp}{p^{1/k}} = p_н^{1/k} v_н \int_{p_н}^{p_н} \frac{dp}{p^{1/k}}.$$

Произведя интегрирование, получим

$$p_н^{1/k} v_н \int_{p_н}^{p_н} \frac{dp}{p^{1/k}} = \frac{k}{k-1} p_н v_н \left[\left(\frac{p_к}{p_н} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

При теоретическом процессе принято допущение об отсутствии колебаний давления газа перед всасывающим и после нагнетательного патрубка ($\partial p/\partial \tau = 0$), поэтому второй интеграл в уравнении (2.2) равен нулю.

Потери на трение в соответствии с принятыми допущениями также отсутствуют, поэтому последний интеграл уравнения (2.1)

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

В связи с изложенным приращение удельной энергии газа при прохождении компрессора будет определяться по формуле

$$e_{1-2} = \int_{p_н}^{p_к} v dp = [k/(k-1)]\, p_н v_н \left[(p_к/p_н)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Если количество газа, прошедшее через компрессор, m, то приращение энергии газа E_{1-2} определится уравнением

$$E_{1-2} = [k/(k-1)]\, m p_н v_н \left[(p_к/p_н)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Это приращение энергии газа должно быть сообщено двигателем, мощность которого $N_д$ расходуется на сжатие и перемещение газа $N_и$ и на преодоление трения в деталях механизма движения $N_{тр}$.

Так как согласно сделанным допущениям трение отсутствует, то подводимая мощность $N_д$ равна индикаторной

$$N_и = [k/(k-1)]\, \bar{m} p_н v_н \left[(p_к/p_н)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Удельная индикаторная работа $l_и = e_{1-2}$.

2.2. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ОДНОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

Реальный рабочий процесс одноступенчатого компрессора отличается от теоретического тем, что ни одно из принятых допущений не соблюдается. В реальном процессе существуют сопротивления движению газа, теплообмен со стенками проточной части. Вследствие негерметичности уплотнений поршня и клапанов в закрытом положении возникает массообмен газа в цилиндре с соседними полостями. Оказывает влияние на изменение давления в процессах всасывания и нагнетания и динамика движения закрывающих органов клапанов. Но самое большое влияние на процесс оказывает объем газа, не вытесненный из цилиидра в конце нагнетания, вследствие иаличия мертвого пространства.

В компрессорах сжимаются реальные газы, которые далеко не всегда и даже не все подчиняются законам идеального газа. Это может значительио изменить производительность и особенно затраты работы на сжатие и перемещение газа. В реальном компрессоре существует и трение в механизме движения компрессора, на преодоление которого необходимо затрачивать работу.

Рассмотрим более подробно процессы, происходящие в цилиидре и полостях всасывания и нагнетания компрессора (рис. 2.3).

В проточную часть компрессора газ поступает через всасывающий патрубок и затем в полость всасывания с переменной по величине скоростью. Из-за сопротивлений движению газа давле-

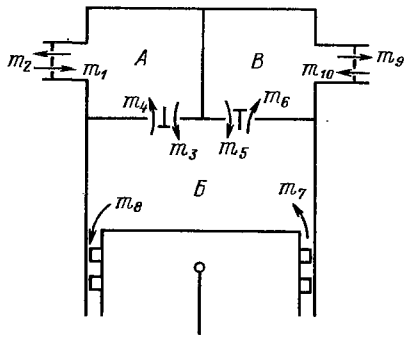


Рис. 2.3. Схема потоков газа в одноступенчатом компрессоре с тронковым поршнем: *А* — полость всасывающих клапанов; *Б* — полость цилиндра; *В* — полость нагнетательных клапанов

ние перед всасывающим патрубком $p_н$ будет больше давления в полости всасывания $p_{п.в}$ на величину $\Delta p_{п.в}$, пропорциональную квадрату скорости газа в патрубке. Так как скорость переменна по времени, то и $\Delta p_{п.в}$ тоже переменно. Вследствие теплообмена с нагретыми стенками полости всасывания и массообмена с газом в цилиндре из-за негерметичности перекрытия каналов температура газа в полости будет повышаться и $T_{п.в} > T_н$. Максимум температуры соответствует моменту открытия каналов, а минимум — моменту их закрытия. Размах колебаний температуры будет зависеть от организации охлаждения стенок полости всасывания, герметичности клапанов и режима работы ступени.

Поступление газа из полости всасывания в цилиндр, снабженный клапанами, начинается, как только давление газа в цилиндре $p_ц$ станет меньше, чем $p_{п.в}$. Если ступень снабжена управляемым от коленчатого вала золотниковым механизмом, то открытие окон всасывания произойдет при заданном угле поворота вала. Движение газа в проточной части клапанов или окнах всасывания происходит также с переменными скоростями, вызванными переменной скоростью поршня. Разность между давлением в полости всасывания и давлением в цилиндре составит

$$\Delta p_{1ц} = p_{п.в} - p_ц.$$

Вид линии всасывания в ступенях с автоматическими клапанами зависит от движения пластин клапанов. Колебания высоты подъема пластины вызовут изменение площади проходного сечения щелей клапанов и, следовательно, их сопротивления. В конечном итоге возникают колебания давления в цилиндре в процессе всасывания.

Температуры стенок цилиндра, его крышки и поршня во время работы ступени выше, чем температура всасываемого газа, поэтому происходит конвективный теплообмен между стенками и газом, что вызывает подогрев газа.

Кроме того, за время процесса всасывания через неплотности устройств, перекрывающих каналы между полостью нагнетания и цилиндром, происходит поступление в цилиндр горячих газов из полости нагнетания. Последнее тоже приводит к повышению температуры всасываемого газа. Температура газа в цилиндре $T_ц$ будет больше, чем $T_{п.в}$ и $T_н$.

Процесс всасывания заканчивается в момент перекрытия каналов, соединяющих цилиндр с полостью всасывания. В ступенях с автоматическими клапанами это происходит при перемене направления движения поршня и уменьшении объема цилиндра.

С момента закрытия каналов линии всасывания цилиндр практически представляет собой замкнутый объем. Движение поршня к крышке вызовет уменьшение этого объема, при этом давление и температура газа, заполняющего цилиндр, будут расти. Этот процесс называют сжатием. Процесс сжатия газа в реальном цикле является очень сложным, вследствие комплекса побочных явлений, сопровождающих его.

Поверхности цилиндра, поршня, клапанной плиты, контактирующие с газом, имеют температуру в начале сжатия более высокую, чем температура газа. Теплота передается от стенок к газу, т. е. происходит сжатие с подводом тепла. Кроме того, через неплотности закрытых клапанов линии нагнетания горячий газ перетекает в цилиндр, увеличивая в нем массу газа и повышая температуру. В результате этих явлений повышение давления газа в цилиндре будет более интенсивным, чем при адиабатическом процессе с постоянной массой газа. Мгновенный показатель политропы в начале сжатия больше показателя адиабаты $n_c > k$.

По мере уменьшения объема цилиндра и повышения в нем давления и температуры газа, последняя становится выше температуры поверхности стенок. В результате этого теплообмен изменит свое направление, т. е. газ станет отдавать теплоту стенкам. Мгновенный показатель политропы n_c станет меньше k.

По мере сжатия потоки газа из полости нагнетания в цилиндр через неплотности снижаются из-за уменьшения разности давлений между полостями. Снижается также и разность температур газа, заключенного в этих полостях, что уменьшает подогрев газа в цилиндре. Если в начале сжатия поток газа через неплотности всасывающих клапанов из цилиндра был мал из-за малой разности давлений в цилиндре и полости всасывания, то к концу сжатия он возрастает. Расход газа через неплотности уплотнений поршня также возрастает. В результате масса газа в цилиндре начинает уменьшаться. При превышении давления в цилиндре $p_ц$ давления в полости нагнетания $p_{п.н}$ произойдет открытие клапанов линии нагнетания и цилиндр соединится с полостью нагнетания. Если ступень имеет золотниковое управление потоками газа, то независимо от давления нагнетания каналы, соединяющие цилиндр и полость нагнетания, откроются при наперед заданном угле поворота вала.

С момента открытия нагнетательных клапанов процесс сжатия заканчивается и начинается вытеснение газа из цилиндра в полость нагнетания через клапаны и соединительные каналы. Щели клапанов и каналы, соединяющие цилиндр с полостью нагнетания, являются сопротивлениями движению газа и поэтому

в этом процессе давление в цилиндре $p_ц$ выше давления в полости нагнетания $p_{п.н}$ на $\Delta p_{зц}$.

Вид линии нагнетания в значительной степени зависит от соотношения объемов цилиндра и полости нагнетания, скорости поршня, динамики движения пластин клапанов и организации отвода газа из полости нагнетания.

Диаграммы движения запорных органов пластин клапана имеют часто колебания, при которых происходит изменение площади щели, а следовательно, и ее сопротивления. Последнее вызовет и колебания давления газа в цилиндре за этот процесс.

Так как стенки цилиндра, поршень и крышки цилиндра имеют более низкую температуру, чем газ, то за время нагнетания происходит интенсивное охлаждение газа. В процессе нагнетания расходы газа через неплотности клапанов линии всасывания и уплотнения поршня имеют наибольшее значение.

Перетечки газа через неплотности клапанов линии всасывания в процессе расширения газа из мертвого пространства уменьшают массу газа в цилиндре. Утечки через неплотности тронкового поршня оказывают такое же действие. Они увеличивают кажущийся показатель политропы процесса. В начале процесса расширения потоки газа через эти неплотности велики и показатель политропы расширения $n_р > k$.

В конце расширения возрастает расход газа через неплотности нагнетательных клапанов. Из-за малых разностей давления между полостями всасывания и цилиндром расходы через неплотности всасывающих клапанов стремятся к нулю. Уменьшаются также и утечки через уплотнения поршня, в результате чего масса газа в цилиндре начинает увеличиваться. Кроме того, горячий газ перетечек через нагнетательные клапаны производит подогрев газа в мертвом пространстве. Все это приводит к уменьшению величины кажущегося показателя политропы ($n_р < k$).

Температура газа в конце расширения может быть ниже или выше температуры всасываемого газа. Все зависит от организации охлаждения поверхностей, контактирующих с расширяющимся газом, герметичности клапанов и уплотнений поршня. Если охлаждение стенок организовано плохо и клапаны линии нагнетания негерметичны, то в конце расширения газ будет иметь температуру выше температуры всасываемого газа.

При испытании компрессоров записывают давление, а в последнее время и мгновенную температуру газа в цилиндре в зависимости от угла поворота вала φ с помощью малоинерционных датчиков и строят кривые, которые называются диаграммами давления и температурными диаграммами. С помощью этих диаграмм анализируют процессы в цилиндре и других полостях, а также определяют недостатки в работе ступени.

Изменения (пульсации) давления в различных полостях проточной части одноступенчатого компрессора в зависимости от объема цилиндра $V_ц$ показаны на рис. 2.4. Как видно из рисунка,

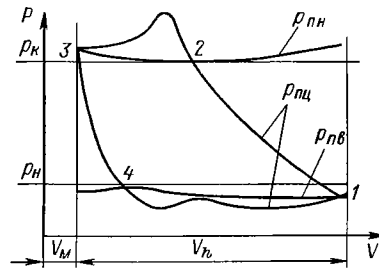


Рис. 2.4. Кривые изменения давления в зависимости от объема цилиндра: $p_{пв}$ — в полости всасывания; $p_{пн}$ — в полости нагнетания; $p_{пц}$ — в полости цилиндра; *1—2* — сжатие; *2—3* — нагнетание; *3—4* — расширение; *4—1* — всасывание газа

реальная индикаторная диаграмма отличается от теоретической. Это происходит потому, что в реальном процессе не выполняются допущения, принятые при теоретическом процессе. Следует отметить, что понижение давления в цилиндре ниже начального, а повышение температуры выше начальной в момент конца всасывания снизит производительность компрессора. Потери давления при всасывании и нагнетании повышают удельную индикаторную работу.

2.3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОМ ПРОЦЕССЕ

Действительные объемная $\overline{V}_д$ и массовая $\overline{m}_д$ производительности компрессора меньше соответствующих теоретических $\overline{V}_д = \lambda \overline{V}_т$; $\overline{m}_д = \lambda \overline{m}_т$, где $\lambda < 1$ — коэффициент производительности.

Предполагая идентичность рабочих процессов за каждый цикл, можно представить коэффициент λ как отношение массы газа $m_д$, подаваемой компрессором потребителю за каждый цикл при действительном процессе, к массе $m_т$, подаваемой при теоретическом процессе,

$$\lambda = m_д/m_т. \qquad (2.5)$$

Масса свежего газа $m_{св}$, засасываемого в компрессор за каждый цикл, будет больше массы, подаваемой потребителю на величину внешних утечек. Секундный расход утечек будем обозначать $\bar{m}_у$, а массу газа утечек за цикл — $m_у$.

Уравнение (2.5) можно представить в виде

$$\lambda = m_{св}/m_т - m_у/m_т. \qquad (2.6)$$

Выражение для коэффициента λ имеет различный вид в зависимости от того, как осуществляется газораспределение в ступени — принудительно или с помощью автоматических (самодействующих) клапанов. Получим сначала выражение для коэффициента λ ступени с принудительным (золотниковым) газораспределением.

Рассмотрим наиболее простую конструкцию одноступенчатого компрессора, имеющего только один цилиндр и в нем одну рабочую камеру, т. е. ступень с тронковым поршнем.

В этих ступенях процессы всасывания заканчиваются при максимальном объеме цилиндра, т.е. в нижней мертвой точке.

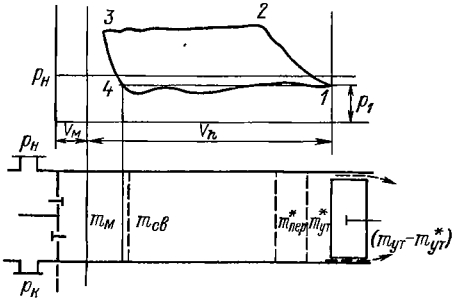


Рис. 2.5. Схема заполнения цилиндра компрессора при золотниковом управлении потоками газов

Масса газа, заполняющая цилиндр в этот момент (рис. 2.5), определяется по формуле

$$(V_h + V_м)\,\rho_1 = m_{св} + m_м + m^*_п - m_{у.\,р.\,в}, \qquad (2.7)$$

где ρ_1 — плотность газа в цилиндре в момент окончания процесса всасывания; $V_м$ — объем мертвого пространства; $m_м$ — масса газа, оставшаяся в мертвом пространстве; $m^*_п$ — масса внутренних перетечек в ступени, поступившая в цилиндр при достижении им V_{max}; $m_{у.\,р.\,в}$ — масса газа, вытекающего из цилиндра в процессе расширения и всасывания.

В ступени с тронковым поршнем перетечки происходят через неплотности всасывающих и нагнетательных органов управления потоками. Через всасывающие каналы происходят перстечки, когда давление в цилиндре $p_ц > p_{п.\,в}$.

Через неплотности нагнетательных каналов газ из полости нагнетания перетечет в цилиндр во время расширения, всасывания и сжатия, т. е. когда $p_{п.\,н} > p_ц$. В процессе нагнетания газ перетечек будет вытеснен вновь в полость нагнетания, но уже в следующем цикле то же количество газа вновь перетечет в цилиндр. Эти паразитные потоки газа уменьшают свободный объем цилиндра для заполнения свежим газом. Однако, если перетечки в полость всасывания $m_{вс}$ за весь цикл сказываются на производительности ступени, то перетечки из полости нагнетания в процессе сжатия не оказывают влияния на производительность, так как цилиндр в это время отключен от полости всасывания. Следовательно,

$$m^*_п = m_{вс} + m_{н.\,о} - m_{н.\,о.\,с}, \qquad (2.8)$$

где $m_{н.\,о}$ — перетечки через нагнетательное окно за весь цикл; $m_{н.\,о.\,с}$ — то же за время процесса сжатия.

Масса газа $m_м$ определяется из уравнения

$$m_м = \rho_3 V_м, \qquad (2.9)$$

где ρ_3 — плотность газа в цилиндре в конце процесса нагнетания.

Из уравнений (2.5)—(2.9) находим

$$\lambda = \frac{(V_h + V_м)\,\rho_1 - V_м\rho_3}{m_т} - \frac{m^*_п}{m_т} - \frac{m_у - m_{у.\,р.\,в}}{m_т}. \qquad (2.10)$$

Сделаем некоторые преобразования. Первое слагаемое правой части уравнения (2.10) можно представить в виде

$$\frac{(V_h + V_м)\,\rho_1 - V_м\rho_3}{\rho_н V_h} = \frac{T_н p_1}{T_1 p_н}\left[1 - \frac{V_м}{V_h}\left(\frac{\rho_3}{\rho_1} - 1\right)\right]. \qquad (2.11)$$

Обозначим

$$T_{\text{н}}/T_{\text{з}} = \lambda_{\text{т}};\quad p_1/p_{\text{н}} = \lambda_{\text{д}};\quad V_{\text{м}}/V_h = a;\quad 1 - a(\rho_{\text{з}}/\rho_1 - 1) = \lambda_{\text{о}},$$

где $\lambda_{\text{т}}$ — температурный коэффициент или коэффициент подогрева; $\lambda_{\text{д}}$ — коэффициент давления; a — относительная величина мертвого пространства; $\lambda_{\text{о}}$ — объемный коэффициент.

Второй член правой части уравнения $m_{\text{п}}^*/m_{\text{т}}$ представляет собой отношение массы перетечек, влияющей на производительность ступени, к теоретической подаче за один оборот вала. Его называют относительной величиной перетечек и обозначают $\nu_{\text{п}}^*$.

Третий член уравнения показывает, что не все внешние утечки влияют на коэффициент производительности. Утечки за время процессов расширения и всасывания освобождают объем цилиндра для заполнения свежим газом и их значение ($m_{\text{св}} - m_{\text{у. р. в}}$) остается постоянным.

Обозначим $(m_{\text{у}} - m_{\text{у. р. в}})/m_{\text{т}} = m_{\text{у. с. н}}/m_{\text{т}}$ через $\nu_{\text{у}}^*$, где $m_{\text{у. с. н}}$ — масса утечек из цилиндра за время процессов сжатия и нагнетания; $\nu_{\text{у}}^*$ — относительная величина внешних утечек, влияющая на коэффициент производительности.

В результате принятых обозначений и преобразований уравнение (2.10) примет вид

$$\lambda = \lambda_{\text{т}}\lambda_{\text{д}}\lambda_{\text{о}} - \nu_{\text{п}}^* - \nu_{\text{у}}^*. \qquad (2.12)$$

Несколько иной вид имеет выражение для коэффициента производительности ступени, снабженной самодействующими клапанами. Процесс всасывания в них заканчивается в момент выравнивания давлений в цилиндре и полости всасывания. Это происходит уже после изменения направления движения поршня и уменьшения максимального объема цилиндра на ΔV (рис. 2.6). Уравнение (2.7) в этом случае будет иметь вид

$$(V_h + V_{\text{м}} - \Delta V)\rho_1 = m_{\text{св}} + m_{\text{м}} + m_{\text{п}}^* - m_{\text{у. р. в}}. \qquad (2.13)$$

Решив это уравнение относительно $m_{\text{св}}$ и используя уравнения (2.5), (2.6), после преобразований получим

$$\lambda = \lambda_{\text{т}}(\lambda_{\text{о}} - \mu) - \nu_{\text{п}}^* - \nu_{\text{у}}^* = \lambda_{\text{т}}(1 - \mu/\lambda_{\text{о}})\lambda_{\text{о}} - \nu_{\text{п}}^* - \nu_{\text{у}}^*, \qquad (2.14)$$

где $\mu = \Delta V/V_h$ — относительное уменьшение полезного объема цилиндра, возникающее из-за сопротивлений движению всасываемого газа; $(1 - \mu/\lambda_{\text{о}})$ — выражение, учитывающее, аналогично $\lambda_{\text{д}}$ в уравнении (2.12), влияние газодинамических сопротивлений при всасывании.

Сравнивая уравнения (2.12) и (2.14), видим, что они различаются только учетом влияния сопротивлений на λ. При прочих равных условиях в ступенях с клапанами влияние сопротивления на λ будет несколько меньше, так как до закрытия всасывающих клапанов при обратном ходе поршня свежий газ все еще будет поступать в ступень. Однако практически это различие мало и допустимо пользоваться как уравнением (2.12), так и (2.13).

2.4. ОБЪЕМНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ

Влияние газа, расширившегося из мертвого пространства, учитывает объемный коэффициент. Полагая массу газа в процессе расширения постоянной и согласно уравнению (2.11) запишем

$$\lambda_o = 1 - a\,(\rho_3/\rho_1 - 1). \tag{2.15}$$

Из уравнения (2.15) следует, что при отсутствии мертвого пространства $\lambda_o = 1$. В компрессорных ступенях с клапанами, расположенными в крышках цилиндра, величина a изменяется в диапазоне от 0,02 до 0,08, а в ступенях с клапанами, расположенными в боковых стенках цилиндра, — от 0,06 до 0,12. С увеличением a объемный коэффициент линейно уменьшается. Коэффициент производительности λ в основном зависит от λ_o.

Заменив в уравнении (2.15) плотности газа их выражениями из уравнения состояния, получим

$$\lambda_o = 1 - a\,(p_3 T_1/p_1 T_3 - 1), \tag{2.16}$$

где p_3, T_3 — параметры газа в начале процесса расширения; p_1, T_1 — параметры газа в начале процесса сжатия.

Упростим выражение (2.16) и с этой целью введем понятие о политропе конечных параметров, понимая под ней политропу, которая связывает два (в общем случае) произвольных состояния газа. В нашем случае эта политропа должна связать параметры газа в начале процесса расширения p_3, T_3 и начале процесса сжатия p_1, T_1, т. е. в момент отсоединения цилиндра от полости всасывания.

Уравнение для определения объемного коэффициента при использовании политропы конечных параметров будет иметь вид

$$\lambda_o = 1 - a\left[\left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{1/n_p} - 1\right], \tag{2.17}$$

где n_p — показатель политропы расширения по конечным параметрам.

Температурный показатель политропы конечных параметров n_{Tp}, связывающий p и T в процессе расширения, может быть выражен через температурный показатель политропы конечных параметров процесса сжатия n_{Tc}. Температура газа в начале расширения T_3 и конце сжатия T_2 определяется уравнениями:

$$T_3 = T_1\,(p_3/p_1)^{(n_{Tp}-1)/n_{Tp}}; \tag{2.18}$$

$$T_2 = T_1\,(p_2/p_1)^{(n_{Tc}-1)/n_{Tc}}. \tag{2.19}$$

Давление p_2 в конце сжатия практически равно давлению p_3 в конце процесса нагнетания.

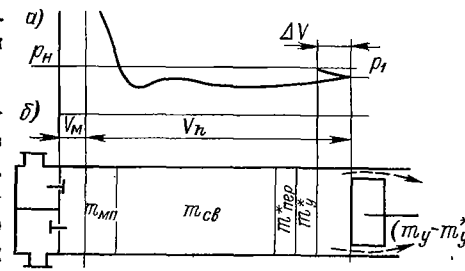


Рис. 2.6. Схема заполнения цилиндра ступени с самодействующими клапанами

За время процесса нагнетания газ охлаждается и его температура понижается на ΔT. Следовательно, уравнения (2.18) и (2.19) можно представить в следующем виде:

$$T_з = T_2 - \Delta T = T_2 (1 - \Delta T/T_2) = T_2 (1 - \delta), \qquad (2.20)$$

где $\delta = \Delta T/T_2$.

Из уравнений (2.18)—(2.20) находим при $P_2 = P_з$ зависимость

$$(p_з/p_1)^{(n_{Tc}-1)/n_{Tc}} (1 - \delta) = (p_2/p_1)^{(n_{Tp}-1)/n_{Tp}}. \qquad (2.21)$$

Из уравнения (2.21) после несложных преобразований получим расчетную формулу, связывающую n_{Tc} и n_{Tp},

$$1/n_{Tc} = 1/n_{Tp} - \ln (1 - \delta)/\ln (p_з/p_1).$$

Математическое моделирование рабочих процессов ступени и экспериментальные исследования дали возможность получить приближенную формулу, связывающую показатели политроп конечных параметров расширения и сжатия,

$$n_{Tp} = \alpha n_{Tc}.$$

Для ступеней средней производительности с отношением давлений $\Pi = 3 \div 5$, частотой вращения коленчатого вала от 10 до 25 $с^{-1}$ и водяным охлаждением поверхностей цилиндров значения α изменяются от 0,99 до 0,95.

С увеличением размеров цилиндров, относительного мертвого пространства, частоты вращения вала, отношения давлений в ступени, значения коэффициента α увеличиваются.

Измерение мгновенных температур газа в цилиндре поршневого компрессора производится главным образом в лабораториях учебных и научно-исследовательских институтов. При заводских испытаниях ограничиваются снятием индикаторных диаграмм и внешних характеристик компрессора $p_н$, $p_к$, $\bar{m}$ и N.

Объем, занимаемый газом в конце процесса расширения, определяется точкой *4* индикаторной диаграммы (см. рис. 2.5). Считаем, что этот объем газ будет занимать и в конце процесса всасывания. Процесс расширения считаем политропным. Объемный показатель политропы конечных параметров n_{Vp}, связывающий p и V, определяется из уравнения

$$n_{Vp} = \ln (p_н/p_н)/\ln (V_м/V_к),$$

где $p_к$ и $p_н$ — конечное и начальное давление; $V_м$, $V_н$ — объемы мертвого пространства и в конце расширения (все значения этих

Таблица 2.1

Давление всасываемого газа, МПа	Показатель политропы расширения n_p	
	при любых k	при $k = 1{,}4$
До 0,15	$1+0{,}5(k-1)$	1,2
От 0,15 до 0,4	$1+0{,}62(k-1)$	1,25
» 0,4 » 1,0	$1+0{,}75(k-1)$	1,3
» 1,0 » 3,0	$1+0{,}88(k-1)$	1,35
Свыше 3,0	k	1,4

величин находятся из экспериментально снятых индикаторных диаграмм).

На основании обработки индикаторных диаграмм М. И. Френкель [33] рекомендует следующие значения n_{Vp} для ступеней с различной величиной давления всасывания (табл. 2.1). Если объем камеры нагнетания большой и отвод газа из нее в сеть не имеет больших газодинамических сопротивлений, то колебания давлений в полости нагнетания будут малы. Давление практически равно манометрическому давлению на срезе нагнетательного патрубка. Давление в конце процесса всасывания в цилиндре p_1 мало отличается от давления, замеренного манометром на срезе всасывающего патрубка. При этих допущениях уравнение (2.16) можно представить в следующем виде:

$$\lambda_o = 1 - a\left(\Pi^{1/n_p} - 1\right).$$

Показатель политропы расширения n_p мало зависит от Π и его можно принять постоянным. Поэтому зависимость λ_o от Π близка к линейной и при некотором предельном отношении давлений $\Pi_{пр}$ обращается в нуль. Весь газ, сжимаемый в ступени, при $\Pi_{пр}$ умещается в мертвом пространстве. При обратном ходе поршня газ расширяется и занимает объем цилиндра, поэтому не происходит поступления свежего газа, вследствие чего производительность компрессора равна нулю. Предельное отношение давлений находят из уравнения

$$\Pi_{пр} = (1 - 1/a)^{n_p}.$$

$\Pi_{пр}$ сильно зависит от относительной величины мертвого пространства a и показателя политропы n_p (например, при $a = 0{,}2$ и $n_p = 1{,}3$ $\Pi_{пр} = 10{,}3$, но при $a = 0{,}05$ и том же n_p $\Pi_{пр} = 52{,}3$).

При сжатии реальных газов вид выражения для определения объемного коэффициента зависит от уравнения состояния реального газа. Наиболее часто реальность газа учитывается с помощью коэффициента сжимаемости ξ, поэтому можно записать

$$pV_м = m_м \xi RT.$$

Масса газа, оставшаяся в мертвом пространстве при сжатии реального газа, определяется формулой

$$m_м = p_з V_м / \xi_з R T_з,$$

где $\xi_з$ — коэффициент сжимаемости при параметрах газа в точке *3* диаграммы.

Та же масса при параметрах газа в конце процесса всасывания определится из уравнения

$$m_м = p_1 V_1 / \xi_1 R T_1.$$

Из этих уравнений определим объем

$$V_1 = V_м \xi_1 T_1 p_3 / \xi_3 T_3 p_1.$$

Обозначим объем цилиндра, оставшийся незаполненным после расширения газа из мертвого пространства $V_в$, тогда

$$V_h + V_м = V_1 + V_в,$$

отсюда

$$V_в = V_h + V_м - V_1.$$

Подставим значение объема V_1 и, произведя несложные преобразования, получим

$$V_в = V_h [1 - a (\xi_1 p_3 T_1 / \xi_3 p_1 T_3 - 1)].$$

Уравнение для определения $\lambda_о$ можно представить

$$\lambda_о = V_в / V_h = 1 - a (\xi_1 p_3 T_1 / \xi_3 p_1 T_3 - 1). \qquad (2.22)$$

Значения коэффициентов сжимаемости в зависимости от рода газа и параметров его состояния приводятся в таблицах или в графиках.

Так же, как и в случае определения $\lambda_о$ в ступенях с идеальным газом, заменяем отношение давлений в цилиндре p_3/p_1 отношением по внешним величинам давлений $p_к/p_н = П$, а $T_3/T_1 = T_к/T_н$. Если провести политропу конечных параметров расширения с показателем $n_{тр}$, то уравнение (2.22) можно представить в виде

$$\lambda_о = 1 - a (\xi_н П^{1/n_{тр}} \tau_р / \xi_к - 1),$$

где $\xi_н$, $\xi_к$ — коэффициенты сжимаемости при начальных и конечных условиях газа в патрубках всасывания и нагнетания соответственно.

Если давления всасывания велики, то из-за влияния конечного объема молекул $\lambda_о$ окажется больше, чем при сжатии идеального газа. В случае низких давлений всасывания межмолекулярное взаимодействие в сложных газах может способствовать уменьшению объема газа при сжатии и противодействовать его расширению.

2.5. ВЛИЯНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ДВИЖЕНИЮ ВСАСЫВАЕМОГО ГАЗА НА КОЭФФИЦИЕНТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Как указывалось в п. 2.3, учет влияния сопротивлений на λ при управляемых клапанах производится коэффициентом давления

$$\lambda_д = p_1 / p_н = 1 - \Delta p / p_н = 1 - \varkappa_1,$$

где $\varkappa_1 = (p_н - p_1) / p_н$ — относительная потеря давления в конце всасывания при движении газа от входного патрубка к цилиндру

При оценке достоинств самого компрессора не учитываются сопротивления по длине линии всасывания, состав и аппаратура которой определяются технологией производства и местными условиями. Однако их необходимо учитывать при оценке совершенства компрессорной установки.

Путь движения газа в цилиндр от входного патрубка короткий, и в основном потери давления вызываются местными сопротивлениями. Относительные потери давления можно определить по формуле

$$\varkappa_1 = \sum_1^s \xi_i \, (c_i^2/2RT_{\text{н}}),$$

где s — число местных сопротивлений; ξ_i — коэффициент потерь давления в местном сопротивлении; c_i — скорость газа в местном сопротивлении (можно учитывать местные сопротивления при входе газа в патрубок $\xi_1 = 0{,}5$, внезапном расширении потока в полости всасывания $\xi_2 = (1 - f_1/f_2)^2$, где f_1, f_2 — площади прохода на входе и на выходе из местного сопротивления, повороте потока в полости всасывания $\xi_3 \approx 0{,}75$ и при движении через клапаны ξ_4). Так как скорости газа c_i во всех местных сопротивлениях почти на порядок меньше, чем в клапанах, то основное сопротивление представляют клапаны. Относительная потеря давления при всасывании в ступень при атмосферном давлении находится в интервале от 0,03 до 0,07. Для транспортных компрессоров $\varkappa_1$ бывает выше.

В подавляющем большинстве современных поршневых компрессоров управление потоками газа осуществляется автоматическими клапанами, перемещение пластин в которых происходит под действием разности давлений газа в разделяемых полостях. При максимальном объеме цилиндра давление в нем ниже, чем в полости всасывания, из-за сопротивления движению газа. Клапан линии всасывания открыт, и в цилиндр продолжает поступать свежий газ. Пластина клапана закроет каналы, связывающие полости, при достижении в цилиндре давления, равного давлению в полости всасывания. Это произойдет уже при обратном ходе поршня и уменьшении объема цилиндра на ΔV. Для определения ΔV свяжем параметры газа в цилиндре в моменты максимального его объема и объема, уменьшенного на ΔV при $p_{\text{н}}$, уравнением политропы конечных параметров

$$p_{1\text{ц}}(V_{\text{h}} + V_{\text{м}})^{n_{\text{c}}} = p_{\text{в}}(V_{\text{h}} + V_{\text{м}} - \Delta V)^{n_{\text{c}}}, \qquad (2.23)$$

где $p_{\text{в}}$ — давление в цилиндре в момент закрытия каналов (оно очень мало отличается от $p_{\text{н}}(1 - \varkappa_1) = p_{1\text{ц}}$).

После несложных преобразований уравнение (2.23) примет вид

$$(1 - \varkappa_1)^{1/n_{\text{c}}} = \frac{1 + a - \Delta V/V_{\text{h}}}{1 + a}.$$

Разложим $(1 - \varkappa_1)^{1/n_c}$ в ряд и, ввиду малости $\varkappa_1$, ограничимся двумя членами разложения. Тогда относительное уменьшение объема $\mu = \Delta V/V_h$ можно найти по формуле

$$\mu = (1 + a)\,\varkappa_1/n_c.$$

Это отношение возрастает с увеличением a и $\varkappa_1$ и уменьшается с увеличением показателя политропы начала сжатия n_c, который изменяется в интервале от 1,5 до 1,55.

Если сравнивать влияние газодинамических сопротивлений на λ в ступенях с управляемыми и самодействующими клапанами, то $1 - \varkappa_1$ в первом случае соответствует $1 - (1 + a)\,\varkappa_1/n_c\lambda_0$ во втором; коэффициент $(1 + a)/n_c\lambda_0$ меньше 1, откуда следует, что в ступенях с самодействующими клапанами газодинамические сопротивления оказывают меньшее влияние на λ.

2.6. КОЭФФИЦИЕНТ ПОДОГРЕВА

Повышение температуры всасываемого в цилиндр газа на ΔT и снижение вследствие этого его плотности вызывает уменьшение производительности ступени компрессора и снижает коэффициент λ. Все это учитывает коэффициент подогрева $\lambda_т$, который определяется по формуле

$$\lambda_т = T_н/T_1 = \frac{T_1 - \Delta T}{T_1} \approx 1 - \Delta T/T_н.$$

Всасываемый газ нагревается в полости всасывания на ΔT_1, в цилиндре — на ΔT_2, поэтому часто представляют $\lambda_т$ в виде

$$\lambda_т = 1 - \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{T_н} \approx \left(1 - \frac{\Delta T_1}{T_н}\right)\left(1 - \frac{\Delta T_2}{T_н}\right) = \lambda_{т1}\lambda_{т2},$$

где $\lambda_{т1}$ — коэффициент подогрева газа в полости всасывания, а $\lambda_{т2}$ — в цилиндре.

Подогрев газа в полости всасывания происходит за время цикла компрессора, а в цилиндре — во время всасывания. На это следует обращать внимание при конструировании и организовывать достаточно эффективное охлаждение стенок полости всасывания.

Коэффициенты $\lambda_{т1}$ и $\lambda_{т2}$ можно определить экспериментально и расчетным путем при математическом моделировании процессов в ступени. Пользоваться уравнениями для вычисления ΔT_1 и ΔT_2, осредняя коэффициенты теплоотдачи и температурные напоры, едва ли имеет смысл, так как результаты расчетов окажутся очень приближенными, а сами расчеты трудоемкими.

В лаборатории кафедры компрессоростроения ЛПИ длительное время проводились исследования рабочих процессов в ступенях компрессоров с измерением мгновенных температур в цилиндрах по всему объему. В результате обработки экспериментальных данных предложено уравнение для расчета

$$\lambda_т = 0{,}985 - C\,(\Pi - 1),$$

где C — постоянная, изменяющаяся от 0,007 до 0,015 (меньшие значения C следует выбирать для ступени компрессора большой производительности с хорошо организованной системой охлаждения стенок цилиндра и полости всасывания).

2.7. ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ УТЕЧЕК НА КОЭФФИЦИЕНТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СТУПЕНИ

Масса газа, утекающая из проточной части компрессора через неплотности в окружающую среду, называется внешней утечкой или просто утечкой. Утечки токсичных или взрывоопасных газов через особые сборные устройства опять подаются в линию всасывания компрессора, а не выбрасываются в атмосферу.

В ступенях с поршнем одностороннего действия внешние утечки возникают в уплотнении поршня. Если поршень дисковый, то утечки происходят через уплотнения штока. В ступенях высокого и сверхвысокого давления поршни одностороннего действия заменяются часто плунжерами, а последние уплотняются сальниками, через которые тоже возможны утечки.

Величину внешних утечек определяют экспериментальным или расчетным путем. При экспериментальном определении

$$\bar{m}_{\text{у}} = \bar{m}_{\text{в}} - \bar{m}_{\text{н}},$$

где $\bar{m}_{\text{в}}$, $\bar{m}_{\text{н}}$ — расходы газа во всасывающем и нагнетательном трубопроводе.

Относительные утечки определяются по формуле

$$\nu_{\text{у}} = (\bar{m}_{\text{в}} - \bar{m}_{\text{н}})/\bar{m}_{\text{т}}.$$

Здесь $\bar{m}_{\text{т}}$ — производительность ступени при теоретическом процессе.

Определение утечек расчетным путем основано на математическом моделировании рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами.

На основании многочисленных расчетов рабочего процесса в уплотнении тронкового поршня кольцами предложена формула для нахождения расхода газа через последнее кольцо уплотнения $\bar{m}_{\text{кz}}$ (нумерация колец ведется от рабочей камеры; последнее кольцо граничит с картером или другой полостью, давление в которой равно атмосферному)

$$\bar{m}_{\text{кz}} = 1/(az + b). \qquad (2.24)$$

Здесь z — количество колец в уплотнении; a и b — коэффициенты, зависящие от режима работы ступени и размеров щелей. Они определяются по формулам:

$$a = 10^3/f\ [1/(A_1\Pi + A_2) - 1/(A_3\Pi + A_4)];$$

$$b = 10^3/f\ [3/(A_3\Pi + A_4) - 2/(A_1\Pi + A_2),$$

где f — площадь щели в кольце, мм²;

$$A_1 = 0{,}465p_1^2 + 0{,}1065p_1 + 0{,}07;\quad A_2 = -1{,}7p_1^2 + 2{,}65p_1 - 0{,}318;$$

$$A_3 = 0{,}0666p_1^2 - 0{,}07;\quad A_4 = 2{,}245p_1 - 0{,}32;$$

(зависимость изменения относительной величины утечки при постоянном давлении всасывания p_1 и перемением Π в ступени близка к линейной в диапазоне $1 < \Pi < 5$).

Относительную величину утечки при новом отиошении давлений и той же частоте вращения вала можно найти по значению относительной утечки на номинальном режиме $\nu_{у.\,ном}$ с помощью

$$\nu_у = \nu_{у.\,ном}(az + b)_{ном}/(az + b).$$

При иезначительном изменении частоты вращения вала и иензменном Π пересчет относительной утечки допустимо производить с помощью зависимости

$$\nu_у = \nu_{у.\,ном} n_{ном}/n.$$

Если отклонение частот значительное, то изменяются размеры щелей в уплотнении и пересчет будет давать существенные отклонения от данных эксперимента.

Пересчет утечек для уплотнения, испытанного на воздухе, к другому сжимаемому газу осуществляется по формуле

$$\nu_{у.\,газ} = \nu_{у.\,воз}\sqrt{(kR)_{газ}/(kR)_{воз}}.$$

Относительные утечки, влияющие на коэффициент подачи для одноступенчатого компрессора, сжимающего газ от атмосферного давления, определяются формулой

$$\nu_у^* = 0{,}9\nu_у.$$

Относительные утечки через уплотнение сальника находятся из уравнения

$$\nu_у = (0{,}00015 - 0{,}001)\sqrt{(0{,}7\Pi + 1)\,p_н}. \qquad (2.25)$$

В поршневых компрессорах относительные утечки колеблются от 0,5 до 4 %.

2.8. ПЕРЕТЕЧКИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

В проточной части ступени имеются полости, в которых в различные моменты цикла существуют разные давления газа. Закрытые клапаны не являются абсолютно герметичными. Между пластинами клапана и седлом имеются неплотности, через которые газ из полости с более высоким давлением перетекает в полость с более низким давлением. Например, через закрытые всасывающие клапаны газ из цилиндра в процессе сжатия, нагнетания и расширения перетекает в полость всасывания. В процессе всасывания следующего цикла газ перетечек вновь поступает в ци-

линдр, уменьшая свободный объем для поступления свежего газа. Вследствие того что в полость всасывания перетекает горячий газ, он подогревает в ней свежий газ и тем самым уменьшает плотность газа, заполняющего цилиндр при всасывании в следующем цикле.

Перетечки из полости нагнетания в цилиндр в процессах расширения и всасывания уменьшают объем для заполнения свежим газом, так как сами занимают какой-то объем цилиндра и подогревают свежий всасываемый газ.

В период сжатия перетечки не влияют на производительность, так как всасывание закончилось и всасывающие клапаны закрылись. Однако они увеличивают индикаторную работу, т. е. тоже являются вредными. В период нагнетания газ перетечек через нагнетательные клапаны будет вновь вытеснен из цилиндра в полость нагнетания.

Перетечки через клапаны возрастают при запаздывании посадки пластин на седло. Запаздывание посадки пластин всасывающих клапанов после выравнивания давлений цилиндра и полости всасывания приводит к выталкиванию части газа из цилиндра. Однако эти потери не так велики. Запаздывание посадки нагнетательных клапанов после перемены направления движения поршня приводит к перетечке сжатого газа из полости нагнетания в цилиндры. Перетечки в этом случае как бы увеличивают относительное мертвое пространство и снижают производительность. Например, увеличение частоты вращения поршня от 15 до 50 $с^{-1}$ вызвало запаздывание посадки пластин более чем на 40° и относительные перетечки возросли с 0,01 до 0,2.

Экспериментально разделить процессы перетечек через клапаны по процессам цикла невозможно. Однако это можно сделать расчетным путем с помощью ЭВМ, используя математические модели процесса.

В ступенях с дисковым поршнем рабочие камеры образуются по обе стороны поршня, циклы в которых смещены на половину оборота коленчатого вала. Потоки газа через неплотности уплотнения поршня не покидают проточной части, перетекая из полости в полость. Направление потока определяется разностью давлений в полостях, которое изменяется дважды за оборот вала.

Рассмотрим процесс течения газа в уплотнении за оборот вала по рис. 2.7. Во время движения поршня от нижней к верхней мертвой точке в полости B, ближайшей к валу, давление близко к $p_к$, а в полости A, ближайшей к крышке цилиндра, — к $p_н$. Направление потока газа в уплотнении — от вала к крышке.

В начале движения поршня от вала к крышке в камере B происходит процесс расширения, сопровождающийся интенсивным падением давления газа. В камере A происходит процесс медленного повышения давления, т. е. сжатие. При каком-то угле поворота коленчатого вала φ' давления в полостях сравняются, и при дальнейшем движении поршня направление перетечек

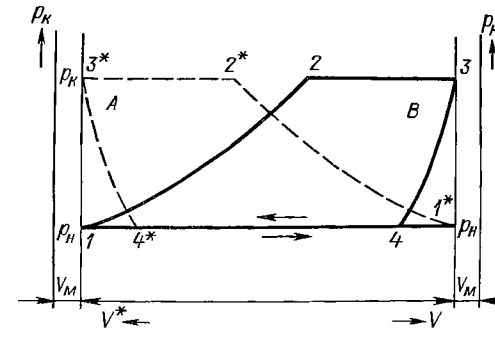


Рис. 2.7. Схематизированные индикаторные диаграммы рабочих полостей ступени с дисковым поршнем:

——— — индикаторная диаграмма полости *Б* (*1—2—3—4*); — — — — индикаторная диаграмма полости *А* (*1*—2*—3*—4**)

изменится на обратное. Это будет происходить до достижения внешней мертвой точки. При изменении направления движения поршня в камере *А* происходит процесс расширения, а в камере *В* — сжатия. При угле поворота φ'' давления в полостях вновь сравняются и направление потока перетечек при дальнейшем вращении вала изменится. Если относительные мертвые пространства в полостях *А* и *В* равны, то $\varphi'' = \varphi' + \pi$. При изменении направления потока перетечек происходит перемещение уплотняющих колец от одной стенки канавки к другой под действием сил разности давлений, инерции и трения колец о втулку. Перемещение колец вызовет нарушение герметизации межкольцевых объемов, что вызовет перетекание газа с малым сопротивлением из уплотнения в полость с меньшим давлением. Газ, который поступил в уплотнение, допустим из полости *А*, вновь в нее вернется. Когда кольца вновь прижмутся к противоположной стенке канавки в поршне и восстановится герметичность, то в межкольцевом объеме, ближайшем к полости, из которой газ вытекает, окажется низкое давление. Перепад давления и скорость газа в щели на первом кольце будут большими. Все это приведет к тому, что перетечки через уплотнения дискового поршня окажутся бо́льшими, чем у тронкового, примерно на 20—30 % в каждую сторону при одинаковых размерах щелей и числе колец в уплотнении. Практически можно считать, что уплотнение состоит из одного первого кольца, в закольцевой объем которого газ втекает из рабочей камеры при движении поршня в одном направлении и вытекает обратно в ступень при ходе поршня в обратном направлении.

В ступенях одностороннего действия с тронковым поршнем в некоторых случаях могут возникнуть перетечки газа из уплотнения поршня снова в цилиндр. Если рассматривать экспериментальные или расчетные кривые изменения давления в цилиндре и межкольцевых объемах уплотнения поршня, то давление в цилиндре в процессах сжатия и нагнетания выше, чем в ближайшем к цилиндру межкольцевом объеме. При расширении газа в цилиндре давление интенсивно снижается из-за увеличения объема рабочей камеры. Давление в первом межкольцевом объеме снижается за счет перетекания газа в последующий межкольцевой объем. Если в конструкции уплотнения много уплотняющих

колец, то падение давления в первом межкольцевом объеме будет происходить медленнее, чем в цилиндре. При этом в какой-то момент времени перепад давлений на первое кольцо, силы трения его о втулку и силы инерции окажутся направленными в сторону крышки цилиндра. Кольцо под действием этих сил переместится к стенке канавки в поршне, ближайшей к полости цилиндра. Межкольцевой объем разгерметизируется и газ перетекает в цилиндр через большой зазор.

После достижения внутренней мертвой точки в цилиндре начнется процесс сжатия и силы, действующие на кольцо, изменяют свое направление, и кольцо вновь переместится к задней стенке канавки. В уплотнении может быть несколько таких перемещающихся или вибрирующих колец.

Обратное возвращение массы газа из уплотнения тронкового поршня обычно не превышает 20 % от внешних утечек за цикл.

2.9. РАБОТА И МОЩНОСТЬ, ЗАТРАЧИВАЕМЫЕ НА СЖАТИЕ И ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ГАЗА В РЕАЛЬНОМ ОДНОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

Работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение газа в реальном одноступенчатом компрессоре, определяется экспериментально при обработке индикаторных диаграмм, снятых в его рабочих камерах. Площадь внутри индикаторной диаграммы $F_и$ соответствует в масштабе диаграммы k_0 работе сжатия и перемещения газа в рабочей камере за оборот коленчатого вала или индикаторной работе $L_и$

$$L_и = k_0 F_и.$$

Индикаторная мощность $N_и$ численно равна индикаторной работе за секунду

$$N_и = L_и n_0,$$

где n_0 — частота вращения вала, $с^{-1}$.

Если рабочих камер в компрессоре несколько, то

$$N_и = \sum_1^s L_{иi} n_0,$$

где s — число рабочих камер в компрессоре; $L_{иi}$ — индикаторная работа в i-й камере.

При рассмотрении индикаторной диаграммы реального процесса в компрессоре видно, что она значительно отличается от диаграммы теоретического процесса. Трудно простыми уравнениями достаточно точно описать изменение давления и объема газа в каждом из процессов, составляющих цикл компрессора, и определить площадь диаграммы. Для моделирования рабочих процессов на ЭВМ необходимо детально изучить отдельные явле-

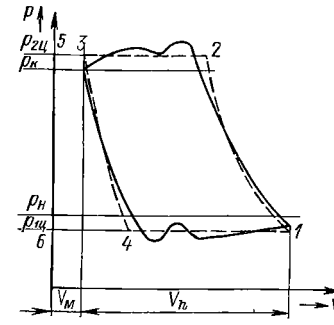


Рис. 2.8. Первая схематизация индикаторной диаграммы:
1—2 — процесс сжатия при постоянном эквивалентном показателе политропы; *2—3* — процесс нагнетания при среднеинтегральном давлении; *3—4* — процесс расширения при постоянном эквивалентном показателе политропы; *4—1* — процесс всасывания при постоянном среднеинтегральном давлении;
——— — экспериментальная; — — — — схематизированная

ния, сопровождающие реальный процесс в цилиндре, суметь оценить их и учесть для достижения адекватности с данными экспериментальных исследований. Инженеры и ученые, занимавшиеся до появления ЭВМ проектированием и исследованием рабочих процессов в компрессорных машинах, пошли в направлении упрощения форм индикаторных диаграмм и их схематизации. В схематизированных диаграммах можно, используя простые формулы, определить их площадь, т. е. работу, затрачиваемую на сжатие и перемещение газа в цилиндре компрессора. При схематизации диаграмм необходимы некоторые экспериментальные коэффициенты, которые находились при обработке многочисленных индикаторных диаграмм, полученных при испытаниях различных рабочих камер поршневых компрессоров.

Основным условием схематизации индикаторной диаграммы является равенство площадей экспериментальной и схематизированной диаграмм. В компрессоростроении нашли практическое применение два вида схематизации, каждая из которых имеет свои достоинства.

В первой схематизации процессы всасывания и нагнетания экспериментальной диаграммы заменяются линиями постоянного среднеинтегрального давления за процесс (рис. 2.8). Линия всасывания описывается уравнением

$$p_{1ц} = p_н - \Delta p_{1\,ср} = p_н(1 - \varkappa_{1\,ср}),$$

где $p_н$ — давление перед всасывающим патрубком ступени, усредненное за период цикла; $\Delta p_{1ср}$ — средняя за процесс всасывания потеря давления при движении газа от всасывающего патрубка к цилиндру; $\varkappa_{1ср}$ — средняя за процесс всасывания относительная потеря давления газа.

Линия постоянного давления нагнетания в цилиндре $p_{2ц}$ описывается уравнением

$$p_{2ц} = p_к + \Delta p_{2\,ср} = p_к(1 + \varkappa_{2\,ср}),$$

где $p_к$ — усредненное за цикл давление газа после нагнетательного патрубка в ступени; $\Delta p_{2ср}$ — усредненная за процесс нагнетания потеря давления газа при его движении от цилиндра к па-

трубку линии нагнетания ступени; $\varkappa_{2\text{ср}}$ — средняя относительная потеря давления при нагнетании.

Процессы сжатия и расширения газа, являющиеся процессами с переменными показателями политропы, заменяются в схематизированных диаграммах политропическими процессами с эквивалентными показателями, обеспечивающими равенство площадей схематизированной и экспериментально записанной индикаторных диаграмм.

Схематизированная индикаторная диаграмма рабочей камеры ступени компрессора изображена на рис. 2.8. Площадь диаграммы можно представить как разность двух площадей

$$F_{4-1-2-3-4} = F_{6-1-2-5-6} - F_{6-4-3-5-6}.$$

Площадь $F_{6-1-2-5-6}$ представляет в масштабе k_0 индикаторную работу, затрачиваемую на сжатие и перемещение газа с начальным объемом $V_h + V_м$ от давления всасывания $p_{1ц}$ до давления нагнетания $p_{2ц}$ при показателе политропы $n_{с.э}$

$$k_0 F_{6-1-2-5-6} = \frac{n_{с.э}}{n_{с.э}-1} p_{1ц} V_{6-1}\left[\left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}}\right)^{\frac{n_{с.э}-1}{n_{с.э}}} - 1\right]. \quad (2.26)$$

Площадь $F_{6-4-3-5-6}$ в масштабе k_0 представляет собой работу сжатия и перемещения газа с начальным объемом V_{6-4} от давления $p_{1ц}$ до $p_{2ц}$ при политропическом процессе с постоянным эквивалентным показателем политропы $n_{р.э}$

$$k_0 F_{6-4-3-5-6} = \frac{n_{р.э}}{n_{р.э}-1} p_{1ц} V_{6-4}\left[\left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}}\right)^{\frac{n_{р.э}-1}{n_{р.э}}} - 1\right]. \quad (2.27)$$

Обозначим

$$\left.\begin{aligned} A_с &= \frac{n_{с.э}}{n_{с.э}-1}\left[\left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}}\right)^{\frac{n_{с.э}-1}{n_{с.э}}} - 1\right]; \\ A_р &= \frac{n_{р.э}}{n_{р.э}-1}\left[\left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}}\right)^{\frac{n_{р.э}-1}{n_{р.э}}} - 1\right]; \\ V_h + V_м &= V_h(1+a); \\ V_{6-4} &= V_h a\left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}}\right)^{1/n_{р.э}}. \end{aligned}\right\} \quad (2.28)$$

Отношение среднеинтегральных давлений в цилиндре

$$\Pi_ц = \frac{p_{2ц}}{p_{1ц}} = \frac{p_к(1+\varkappa_{2\text{ср}})}{p_н(1-\varkappa_{1\text{ср}})}.$$

Из уравнений (2.26)—(2.28) получим

$$L_и = p_и V_h(1-\varkappa_{1\text{ср}})\left[(1+a)A_с - a\Pi_ц^{1/n_{р.э}} A_р\right].$$

Удельная индикаторная работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение каждого килограмма газа,

$$l = \frac{p_{\text{н}} V_h (1 - \varkappa_{1\,\text{ср}}) [(1 - a) A_{\text{с}} - a \Pi_{\text{ц}}^{1/n_{\text{р.э}}} A_{\text{р}}]}{m_{\text{т}} \lambda} =$$

$$= RT_{\text{н}} (1 - \varkappa_{1\,\text{ср}}) [(1 + a) A_{\text{с}} - a \Pi_{\text{ц}}^{1/n_{\text{р.э}}} A_{\text{р}}]/\lambda,$$

где λ — коэффициент производительности рабочей камеры компрессора.

Удельная индикаторная работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение 1 м^3 газа при давлении и температуре перед всасывающим патрубком,

$$l' = p_{\text{н}} (1 - \varkappa_{1\,\text{ср}}) [(1 + a) A_{\text{с}} - a \Pi^{1/n_{\text{р.э}}} A_{\text{р}}]/\lambda.$$

В задании на проектирование компрессора часто указывается требуемый массовый $\overline{m}$ или объемный $\overline{V}$ расход газа при параметрах газа перед всасывающим патрубком. Индикаторная мощность в этих случаях определяется по формулам:

$$N_{\text{и}} = \overline{m} RT_{\text{н}} (1 - \varkappa_{1\,\text{ср}}) [(1 + a) A_{\text{с}} - a \Pi^{1/n_{\text{р.э}}} A_{\text{р}}]/\lambda;$$

$$N_{\text{н}} = \overline{V} p_{\text{н}} (1 - \varkappa_{1\,\text{ср}}) [(1 + a) A_{\text{с}} - a \Pi^{1/n_{\text{р.э}}} A_{\text{р}}]/\lambda.$$

Производя предварительный термодинамический расчет компрессора для определения индикаторной работы, необходимо задаваться рядом величин, используя данные испытаний близких по назначению и параметрам компрессоров.

Относительная потеря давления газа $\varkappa_{1\text{ср}}$ изменяется в зависимости от назначения машины в широких пределах. Для стационарных компрессоров, предназначенных для длительной работы в цехах компрессии и компрессорных станциях, стремятся по возможности снизить затраты индикаторной работы, но при этом увеличиваются габаритные размеры и масса компрессора. Величина $\varkappa_{1\text{ср}}$ для ступеней этих компрессоров, всасывающих газ при атмосферном давлении, находится в интервале от 0,03 до 0,07.

Основные требования к транспортным компрессорам — это малые габаритные размеры и масса, что достигается увеличением частоты вращения вала (до 50 с$^{-1}$). Однако при этом возникают высокие скорости газа в клапанах (более 100 м/с) и соответственно растут потери давления. В транспортных воздушных компрессорах $\varkappa_{1\text{ср}}$ изменяется от 0,06 до 0,2.

Превышение среднего давления нагнетания в цилиндре над давлением в нагнетательном патрубке будет больше, чем на всасывании, но относительная величина $\varkappa_{2\text{ср}}$ будет меньше. Процесс нагнетания происходит, как правило, во второй половине хода нагнетания происходит, как правило, во второй половине хода поршня, где мгновенные скорости поршня снижаются; скорость газа в клапанах примерно пропорциональна скорости поршня,

поэтому сопротивления уменьшаются. В стационарных компрессорах $\varkappa_{2ср}$ изменяется от 0,03 до 0,05, в транспортных — 0,1 и более.

Эквивалентный показатель политропы сжатия $n_{с.э}$ меньше показателя адиабаты k. Для компрессоров, всасывающих газ при атмосферном давлении, его можно определять по формуле

$$n_{с.э} = \alpha_1 k,$$

где α_1 — эмпирический коэффициент, изменяющийся от 0,92 до 1. Меньшие значения α_1 следует выбирать для компрессоров с малыми размерами цилиндров, хорошим жидкостным охлаждением и низкой частотой вращения. В цилиндрах компрессоров с воздушным охлаждением, а при высоких частотах вращения и в машинах с жидкостным охлаждением α_1 стремится к единице.

Показатель эквивалентной политропы расширения газа из мертвого пространства $n_{р.э}$ может быть определен по формуле

$$n_{р.э} = \alpha_2 n_{с.э},$$

где α_2 — эмпирический коэффициент, изменяющийся в диапазоне от 0,94 до 1.

Величина $n_{р.э}$ зависит от относительной величины мертвого пространства и тепло-массообмена; при малых значениях a очень велика поверхность теплообмена, приходящаяся на единицу массы газа, оставшейся в мертвом пространстве, и это увеличивает влияние конвективного теплообмена. Так как еще в процессе нагнетания газ охлаждается, а температура стенок поверхностей в конце хода поршня высокая, то большая часть процесса расширения происходит с подводом тепла. Это уменьшает показатель эквивалентной политропы $n_{р.э}$.

При больших значениях a величину α_2 можно принять близкой к единице и $n_{с.э} = n_{р.э}$. В этом случае выражения для индикаторной работы и мощности будут:

$$\left.\begin{aligned} L_и &= p_н V_h (1 - \varkappa_1) \lambda_{о.э} \frac{n}{n-1}\left(\Pi_ц^{\frac{n-1}{n}} - 1\right); \\ N_и &= p_н \overline{V}_h (1 - \varkappa_1) \lambda_{о.э} \frac{n}{n-1}\left(\Pi_ц^{\frac{n-1}{n}} - 1\right), \end{aligned}\right\} \qquad (2.29)$$

где $\lambda_{о.э} = 1 - a\left(\Pi_ц^{1/n_{р.э}} - 1\right)$, по виду напоминает формулу для объемного коэффициента, только с показателем политропы $n_{р.э}$. (Строго говоря, он отражает влияние мертвого пространства не на производительность, а на индикаторную работу, а объемным он назван потому, что описывается похожим по форме уравнением.)

Преобразуем уравнение (2.29) к виду

$$L_и = mRT_н \frac{n}{n-1}\left(\Pi_ц^{(n-1)/n} - 1\right)/\lambda_т,$$

где $m = V_h\lambda_{0.э}\rho_н(1 - \varkappa_{1ср})/(RT_1)$ — масса, заполняющая после расширения из мертвого газа свободный объем цилиндра; $T_1 = T_н/\lambda_т$ — температура газа в цилиндре в конце процесса всасывания.

Величину m составляют масса газа, подаваемая цилиндром одноступенчатого компрессора в сеть $m_д$, внешние утечки $m_у^*$ и внутренние перетечки $m_п^*$.

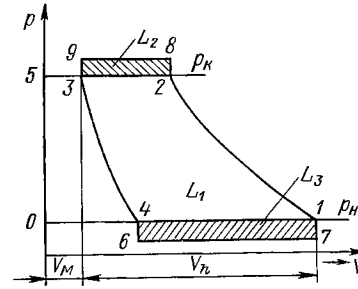


Рис. 2.9. Вторая схематизация индикаторной диаграммы: L_1 — номинальная адиабатиая работа; L_2 — работа проталкивания через клапаны линии нагнетания; L_3 — работа проталкивання через клапаны линин всасывания:
4—1 — постоянное давленне $p_н$; *2—3* — постоянное давление $p_к$; *1—2* и *3—4* — адиабаты

Окончательно уравнения (2.29) преобразуются к виду.

$$\left.\begin{aligned} L_и &= m_т(\lambda + \nu_у^* + \nu_п^*)\,RT_н\,\frac{n}{(n-1)\lambda_т}\left(\Pi_п^{(n-1)/n} - 1\right); \\ N_н &= \bar{m}_т(\lambda + \nu_у^* + \nu_п^*)\,RT_н\,\frac{n}{(n-1)\lambda_т}\left(\Pi_ц^{(n-1)/n} - 1\right). \end{aligned}\right\} \quad (2.30)$$

Конструктор, проектируя ступень, должен учитывать области эксплуатации компрессора. Если компрессор предназначен для использования в цехах компрессии или на компрессорных станциях заводов, требующих длительной экономичной непрерывной работы и менее ограниченные габаритные размеры и массу машины, то внешние утечки должны ограничиваться диапазоном 0,5—2 % (в транспортных машинах допускаются относительные утечки больше 2 %). Внешние утечки через сальники штока в цилиндрах с дисковым поршнем определяют по уравнению (2.25).

Внутренние перетечки газа через все виды клапанов в ступени составляют от 0,01 до 0,03 теоретической производительности ступени. Потоки газа через неплотности уплотнения дискового поршня не выходят из проточной части ступени и считаются перетечками. Величины перетечек через дисковый поршень больше, чем утечки такого же тронкового поршня в 1,2—1,3 раза.

Во второй схематизации площадь индикаторной диаграммы состоит из трех частей (рис. 2.9), основная из них L_1 соответствует номинальной работе, которая ограничена линиями постоянного давления $p_н$ *4—1* и $p_к$ *2—3*, адиабатами сжатия и расширения, переходящими через точку *1* с параметрами газа ($p_н$, $V_h + V_м$) и точку *3* с параметрами газа ($p_к$, $V_м$) соответственно. В этом случае номинальная работа определяется по уравнению

$$L_1 = [k/(k-1)]\,p_н V_{4-1}\left[(p_к/p_н)^{(k-1)/k} - 1\right].$$

Площадь L_3 соответствует работе, затрачиваемой на преодоление сопротивления при всасывании, и определяется по формуле

$$L_3 = p_н V_{4-1} \varkappa_{1\,ср}.$$

Объем V_{4-1} удобнее выразить как

$$V_{4-1} = V_h \bar{s}_{вс}. \qquad (2.31)$$

Здесь $\bar{s}_{вс} = S_{вс}/S_{max} = 1 - a\,(\Pi^{1/n_p} - 1)$ — относительный ход всасывания, где $S_{вс}$ — ход поршня за процесс всасывания; S_{max} — максимальный ход поршня.

Используя уравнения (2.30) и (2.31) получим

$$L_3 = p_н V_h \bar{s}_{вс} \varkappa_{1\,ср}.$$

Над линией нагнетания пристраивается прямоугольник, отражающий увеличение индикаторной работы из-за сопротивлений движению газа от цилиндра до выхода из нагнетательного патрубка L_2. Величина его определяется по формуле

$$L_2 = V_{2-3} p_к \varkappa_{2\,ср} = V_{2-3} p_н \Pi \varkappa_{2\,ср}.$$

Объем V_{2-3} можно представить в виде

$$V_{2-3} = V_h \bar{s}_{нг}.$$

Здесь $\bar{s}_{нг} = S_{нг}/S_{max} = [1 - a\,(\Pi^{1/k} - 1)]/\Pi^{1/k}$ — относительный ход нагнетания, где $S_{нг}$ — ход поршня за процесс нагнетания.

Суммарная индикаторная работа будет определяться по формуле

$$L_и = m_т R T_н [k/(k-1)\,\bar{s}_{вс}\,(\Pi^{(k-1)/k} - 1) + \bar{s}_{вс}\varkappa_{1\,ср} + \bar{s}_н \Pi \varkappa_{2\,ср}]. \qquad (2.32)$$

Удельная индикаторная работа для 1 кг газа

$$l_и = \frac{RT_н\left[\frac{k}{k-1}\,\bar{s}_{вс}\left(\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) + \bar{s}_{вс}\varkappa_{1\,ср} + \bar{s}_{нг}\Pi\varkappa_{2\,ср}\right]}{\lambda}.$$

Вторая схематизация тоже искажает действительные процессы, происходящие в цилиндре. Процесс сжатия при этой схематизации начинается с давления $p_н$, а в действительных процессах давление более низкое, что завышает индикаторную работу в сравнении с действительной. Процессы сжатия в действительности политропные с показателями политроп ниже показателя адиабаты.

Так как определяемая по схематизированной индикаторной диаграмме работа должна равняться действительной, то автоматически занижаются величины сопротивления газа при всасывании и нагнетании. Однако в крупных машинах большой и средней производительности эти недостатки сказываются меньше, так как процессы сжатия и расширения близки к адиабатным, а сопротивления движению газа в машинах со сравнительно низкими обо-

ротами малы. Поэтому для крупных компрессоров такая схематизация дает результаты, хорошо согласующиеся с действительными. Однако первая схематизация является более универсальной.

2.10. ОЦЕНКА СОВЕРШЕНСТВА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Проектируя объекты, в которых используются одноступенчатые компрессоры, выбирают наиболее выгодную для выполнения технологического процесса машину. Она должна обеспечивать требуемую производительность и заданное давление нагнетаемого газа. При проектировании компрессора необходимо знать, где его будут использовать, и добиваться требуемых качеств, в частности, высокого КПД. В общем случае КПД — безразмерная величина, характеризующая степень совершенства какого-либо технического устройства в отношении осуществления в нем процессов передачи энергии или ее преобразования из одной формы в другую. В машинах-двигателях под ним подразумевают отношение энергии, отдаваемой потребителю (полезной энергии), к полной подводимой энергии. По аналогии можно было бы принять за КПД компрессора отношение приращения энергии газа в компрессоре к энергии, затрачиваемой на его привод. Однако подобное трактование КПД, применительно к компрессорам, не имеет смысла. Процессы сжатия и перемещения газа компрессором очень энергоемки. Наименьшая затрата работы происходит при изотермическом сжатии, когда интенсивно охлаждаются компрессор и проходящий через него газ. При охлаждении от газа отбирается энергия, подводимая к нему двигателем. В случае изотермного сжатия отбирается вся подводимая к газу энергия, т. е. ее приращение равно нулю. Энергия, расходуемая двигателем на вращение компрессора, не равна нулю. Энергетический КПД такого компрессора поэтому равен нулю, в то время как двигатель затрачивает наименьшую работу на привод компрессора.

В компрессоростроении принят условный энергетический КПД. В числителе условного КПД работа $L_{эт}$ или мощность $N_{эт}$, требуемая для сжатия и перемещения газа при процессе, принятом за эталонный. В знаменателе дроби ставится работа $L_в$ или мощность $N_в$, действительно затрачиваемая двигателем на привод компрессора (работа и мощность на валу компрессора).

Если за эталонный процесс принять изотермный, то условный КПД компрессора называется изотермным и обозначается

$$\eta_{из} = L_{из}/L_в = N_{из}/N_в,$$

где $L_{из}$ и $N_{из}$ определяются уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} L_{из} &= m_д R T_н \ln (p_к/p_н); \\ N_{из} &= \bar{m}_д R T_н \ln (p_к/p_н). \end{aligned}\right\} \qquad (2.33)$$

В одноступенчатых компрессорах, не имеющих специального жидкостного охлаждения, отвод тепла от сжимаемого газа очень мал. За эталонный процесс для подобных компрессоров иногда принимают адиабатный, а КПД компрессора в этом случае называют адиабатным и определяют по формуле

$$\eta_{ад} = L_{ад}/L_в = N_{ад}/N_в,$$

где $L_{ад}$ и $N_{ад}$ определяются уравнениями

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} m_д R T_н \left[\left(\frac{p_к}{p_н} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right];$$

$$N_{ад} = \frac{k}{k-1} \bar{m}_д R T_н \left[\left(\frac{p_к}{p_н} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right].$$

Для одного и того же компрессора $\eta_{из} < \eta_{ад}$, так как $L_{из} < L_{ад}$.

Работа $L_в$ или мощность $N_в$ расходуется главным образом на сжатие и перемещение газа $L_и$, $N_и$ и преодоление трений в механизме движения компрессора $L_{тр}$, $N_{тр}$. Уравнение КПД с учетом потерь на трение можно представить в виде

$$\eta_{из} = N_{из}/(N_и + N_{тр}) = N_{из}N_и/[N_и (N_{тр} + N_и)].$$

Отношение $N_{из}/N_и$ называют изотермным индикаторным КПД и обозначают $\eta_{из_и}$. По аналогии $N_{ад}/N_и$ называют адиабатным индикаторным КПД $\eta_{ад_и}$. Они отражают термодинамическое совершенство сжатия газа в компрессоре. Отношение

$$N_и/(N_и + N_{тр}) = 1 - N_{тр}/(N_и + N_{тр})$$

называют механическим КПД и обозначают $\eta_{мех}$. Этот коэффициент отражает совершенство механизма движения компрессора. Следовательно,

$$\eta_{из} = \eta_{из_и}\eta_{мех};$$

$$\eta_{ад} = \eta_{ад_и}\eta_{мех}.$$

В некоторых конструкциях от коленчатого вала компрессора приводятся в движение вспомогательные механизмы. К ним относятся насосы для создания циркуляции смазки в узлах трения механизма движения, лубрикаторы, подающие масло в цилиндры, водяные насосы и вентиляторы для охлаждения стенок цилиндров и камер всасывания и нагнетания, а также другие механизмы. Для оценки совершенства таких компрессоров необходимо учитывать затраты мощности на привод этих механизмов.

Мощность $N_в$, подводимая к валу компрессора, определяется по формуле

$$N_в = N_и + N_{тр} + N_{вм},$$

где $N_{вм}$ — мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных механизмов.

Коэффициент полезного действия можно представить в виде

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_и}\,\frac{N_и}{N_и + N_{тр}}\,\frac{N_и + N_{тр}}{N_и + N_{тр} + N_{вм}} = \eta_{из_и}\eta_{мех}\eta_{вм},$$

где $\eta_{вм}$ — коэффициент затрат мощности на вспомогательные механизмы.

Коэффициент полезного действия компрессорной установки $\eta_{из.\,уст}$ должен учитывать КПД передачи движения от вала двигателя к валу компрессора $\eta_{пер}$ и КПД двигателя $\eta_{дв}$

$$\eta_{из.\,уст} = N_{из}/N_{дв} = \eta_{из\,и}\eta_{мех}\eta_{вм}\eta_{пер}\eta_{дв}.$$

Если вспомогательные механизмы приводятся в движение от отдельных двигателей, то в $N_{дв}$ учитывается мощность и этих

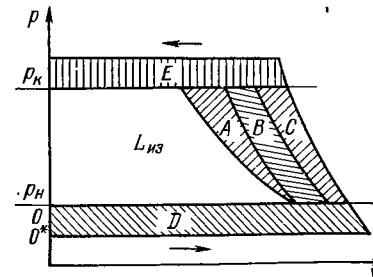


Рис. 2.10. Влияние различных факторов на индикаторную работу: A — политропного процесса сжатия с $n > 1$; B — перетечек газа через неплотности; C — подогрева газа; D — сопротивлений всасывающих клапанов; E — сопротивления нагнетательных клапанов

двигателей. Упрощенная индикаторная диаграмма компрессора представлена на рис. 2.10. Изотермная работа $L_{из}$ массы газа $m_д$, подаваемой потребителю, изображена площадью диаграммы

$$L_{из} = m_д R T_н \ln (p_к/p_н).$$

В действительности процесс сжатия политропический, и политропической работе соответствует площадь

$$L_{из} + A = m_д R T_н [n/(n-1)] [(p_к/p_н)^{(n-1)/n} - 1].$$

Вследствие массообмена (утечки и перетечки) в ступени сжимается бо́льшая масса газа $m_1 = m_д\,(1 + \Delta m/m_д)$, а работе, затрачиваемой на ее сжатие и перемещение, соответствует площадь

$$L_{из} + A + B = m_д (1 + \Delta m/m_д)\, R T_н [n/(n-1)] [(p_к/p_н)^{(n-1)/n} - 1].$$

В процессе всасывания газ нагревается и занимает больший объем. В результате этого площадь диаграммы увеличивается

$$L_{из} + A + B + C = m_д (1 + \Delta m/m_д)\, R\, (T_н/\lambda_т) \times$$
$$\times [n/(n-1)] [(p_к/p_н)^{(n-1)/n} - 1].$$

Вследствие наличия сопротивлений движению газа среднее давление в цилиндре при всасывании $p_{1ц}$ будет ниже $p_н$, а среднее давление при нагнетании $p_{2ц}$ — выше $p_к$. Площадь диаграммы с учетом сопротивлений определяется по формуле

$$L_{из} + A + B + C + D + E = m_д (1 + \Delta m/m_д)\, R\, (T_н/\lambda_т) \times$$
$$\times [n\,(n-1)] [(p_{2ц}/p_{1ц})^{(n-1)/n} - 1].$$

Индикаторным КПД учитывается влияние побочных процессов, сопровождающих основной рабочий процесс, и оценивается совершенство последнего.

Уравнение для определения механического КПД можно представить в виде

$$\eta_{мех} = 1/(1 + N_{тр}/N_{и}).$$

Мощность $N_{тр}$ слабо зависит от отношения давлений $П_{ц}$, и ее можно считать постоянной при изменении $П_{ц}$ в пределах, характерных для одноступенчатых компрессоров (примерно от 2 до 6). В этих пределах $N_{и}$ растет и поэтому растет $\eta_{мех}$. Таким образом, $\eta_{мех}$ зависит от режима работы компрессора. В паспортах компрессоров $\eta_{мех}$ указывается для расчетного режима.

Для вертикальных и прямоугольных компрессоров большой и средней производительности при наличии крейцкопфа $\eta_{мех}$ колеблется от 0,9 до 0,95, а в горизонтальных машинах на стандартных оппозитных базах — от 0,92 до 0,96.

У бескрейцкопфных компрессоров малой производительности на У- и Ш-образных базах с высокими частотами вращения вала $\eta_{мех}$ изменяется от 0,75 до 0,85.

В газомоторных компрессорах большой производительности, имеющих общий с ДВС вал, $\eta_{мех}$ составляет 0,88—0,92.

Мощность трения $N_{тр}$ находится по данным испытания компрессора

$$N_{тр} = N_{в} - N_{и}.$$

При проектировании компрессоров чаще всего задаются величиной $\eta_{мех}$ на основании испытаний близких по параметрам и конструкции машин. Мощность трения определяется уравнением

$$N_{тр} = N_{и}(1 - \eta_{мех})/\eta_{мех}.$$

В некоторых случаях энергетическое совершенство близких по параметрам и конструкции компрессоров оценивают удельной работой

$$l = l_{и} + l_{тр},$$

где $l_{и} = \frac{L_{и}}{m_{д}} = \frac{N_{и}}{\bar{m}_{д}}$ — удельная индикаторная работа; $l_{тр} = \frac{L_{в} - L_{и}}{m_{д}} = \frac{N_{в} - N_{и}}{\bar{m}_{д}}$ — удельная работа трения.

2.11. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССОРОВ

В процессе эксплуатации компрессора важно знать зависимости производительности $\bar{m}$, $\bar{V}$ и мощности N от П. Чаще всего двигатели компрессора имеют постоянную или очень мало изменяющуюся частоту вращения и эти зависимости определяют для постоянного n.

В практике компрессоростроения $\overline{m}$, $\overline{V}$ и N определяют как функции отношения давлений П при постоянных параметрах всасываемого газа $\overline{m}_д = f_1(П)$; $\overline{V}_д = f_2(П)$; $N = f_3(П)$ и называют их размерными характеристиками компрессора. Они зависят еще и от параметров всасываемого газа $T_и$ и $p_и$. Это представляет определенные неудобства в их практическом использовании, поэтому в последнее время чаще стали использовать безразмерные характеристики, пригодные для любых значений $p_н$ и $T_и$. Безразмерные характеристики — это зависимости коэффициента подачи λ и КПД компрессора η от отношения давлений в компрессоре П при постоянной частоте вращения коленчатого вала $\lambda = f_4(П)$; $\eta = f_5(П)$.

Эти характеристики определяются в результате испытаний машин с последующей обработкой данных испытаний и построением графиков. В период испытаний обычно изменяют П, увеличивая давление $p_к$ при постоянном n и параметрах всасываемого газа. Измеряются массовый расход нагнетаемого газа и мощность, подводимая к валу компрессора $N_в$. Расчетным путем находят

$$\lambda = \overline{m}_д/m_т; \quad \eta_{из} = N_{из}/N_в.$$

где $N_{из}$ определяется по уравнению (2.33).

Зависимость коэффициента подачи λ от отношения давлений П представляет собой кривую, близкую к прямой. Величина λ уменьшается с увеличением П. Последнее вызвано снижением $\lambda_о$, $\lambda_т$ и увеличением относительных внешних утечек $\nu_у^*$ и перетечек $\nu_п^*$.

Выражение $\eta_{из} = N_{из}/(N_и + N_{тр})$ можно преобразовать к виду

$$\eta_{из} = \frac{1}{N_и/N_{из} + N_{тр}/N_{из}}.$$

Если П = 1, то $\eta_{из} = 0$, так как равна нулю изотермная работа. При малых значениях П отношение $N_и/N_{из}$ близко к единице. Мощность трения $N_{тр}$ практически постоянная, а $N_{из}$ с ростом П увеличивается, и $N_{тр}/N_{из}$ уменьшается. При малых П $\eta_{из}$ увеличивается с ростом П.

По мере дальнейшего возрастания П отношение $N_и/N_{из}$ начинает возрастать из-за разности политропной и изотермной работ. Влияние мощности, затрачиваемой на преодоление трений, снизится, так как она составляет примерно 5—15 % от общей мощности. Это объясняется тем, что в выражение для изотермной мощности (2.33) входит множителем действительная производительность компрессора $m_д$. При больших П она становится как угодно малой и при некотором предельном отношении давлений обращается в нуль. В этом крайнем случае изотермный КПД вновь становится равным нулю. При достижении объемного коэффициента нулевой величины $\lambda_о = 0$ производительность и КПД компрессора обращаются в нуль. На рис. 2.11 изображен примерный вид безразмерных характеристик компрессора.

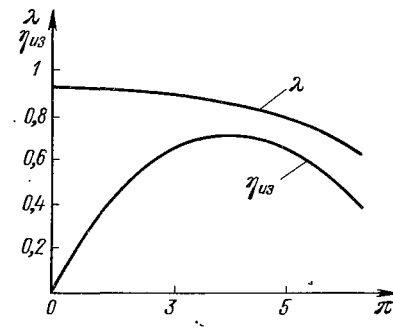


Рис. 2.11. Безразмерные характеристики ступени поршневого компрессора

В процессе проектирования компрессора задаются целым рядом величин, которые позволяют определить размеры цилиндров и параметры компрессора на расчетном режиме. Представляет интерес узнать, как будут изменяться λ и $\eta_{из}$ компрессора на режимах, отличных от расчетного. Задача сводится к приближенным методам пересчета данных работы при расчетном режиме на другие отношения давлений П. В процессе проведения пересчета условимся обозначать величины, соответствующие расчетному режиму, индексом р. Коэффициент производительности компрессора определяется уравнением

$$\lambda = \lambda_т (\lambda_о - \mu) - (\nu_у^* + \nu_п^*).$$

Считаем, что при новом режиме работы П изменяется только вследствие варьирования конечным давлением. Все остальные внешние условия остаются неизменными.

Пересчет отдельных составляющих коэффициента подачи производится по приближенным формулам, которые получены при анализе экспериментальных данных и результатов математического моделирования.

Анализируя процессы расширения газа из мертвого пространства, обнаружили очень малое влияние показателя политропы расширения n при различных П на коэффициент производительности. На основании этого предложена формула пересчета

$$\lambda_о = [1 - (1 - \lambda_{о.р})/(\Pi_р^{1/n} - 1)](\Pi^{1/n} - 1).$$

Это уравнение не дает больших отклонений в диапазоне применяемых в компрессорах отношений давлений. При оценке влияния потерь давления всасываемого газа на производительность сделаны следующие допущения.

1. Потери давления пропорциональны квадрату средней скорости движения газа в щелях клапанов за время их открытия.

2. Диаграммы движения пластин клапанов при различных П не претерпевают существенных изменений.

С учетом сделанных допущений формула пересчета имеет вид

$$\mu = \mu_р [(\lambda_о \Delta\varphi_р)/\lambda_{о.р} \Delta\varphi]^2,$$

где $\Delta\varphi$ — угол поворота вала за время открытия клапана, т. е. от начала открытия до момента достижения цилиндром наибольшего объема; $\Delta\varphi = \arccos(2\lambda_о - 1)$.

Экспериментальные исследования рабочего процесса ступени показали, что температурный коэффициент или коэффициент

подогрева $\lambda_т$ изменяется линейно от отношения давлений П. Формулу пересчета для $\lambda_т$ можно представить в следующем виде

$$\lambda_т = (\lambda_т)_{П=1} - \frac{(\lambda_т)_{П=1} - \lambda_{т.\,р}}{П_р - 1}(П - 1).$$

Коэффициент $(\lambda_т)_{П=1}$ изменяется в разных машинах от 0,985 до 0,995. Для ступеней большой производительности $(\lambda_т)_{П=1}$ приближается к наибольшему значению этого интервала.

На основании многочисленных расчетов рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами и экспериментальных исследований рекомендуется производить пересчет коэффициента внешних утечек $\nu_у^*$ с помощью уравнения

$$\nu_у^* = \nu_{у.\,р}^* (az + b)_р/(az + b).$$

Коэффициенты a и b такие же, как в уравнении (2.24).

Это уравнение справедливо до тех пор, пока еще справедливо уравнение состояния идеального газа.

Ориентировочно пересчет можно производить, используя уравнение

$$\nu_у^* = \nu_{у.\,р}^* \sqrt{(П + 1)/(П_р + 1)}. \qquad (2.34)$$

Относительная величина перетечек через неплотности клапанов пересчитывается по формуле

$$\nu_п^* = \nu_{пр}^* \sqrt{(П^2 - 1)\,П_р/(П_р^2 - 1)\,П}. \qquad (2.35)$$

Пересчет массообмена рабочей камеры с уплотнением тронкового поршня с малым количеством колец не производится, так как такой массообмен обычно отсутствует.

Перетечки в ступени с дисковым поршнем можно производить по уравнению для перетечек через клапаны.

Пересчитав все коэффициенты, имеющиеся в уравнении для λ, находим новое значение его для другого П. Сделав ряд пересчетов, строим график $\lambda = f_з\,(П)$. Эта зависимость в диапазоне от 2 до 6 близка к линейной.

Энергетической характеристикой ступени компрессора является кривая $\eta_{из} = f_1\,(П)$. При вычислении входящей в выражение $\eta_{из}$ индикаторной мощности (2.30) необходимо вычислять отношение давлений П на нерасчетных режимах. Это требует пересчета относительных потерь давления в клапанах, который производится из условия пропорциональности потерь средней скорости поршня за время всасывания (нагнетания).

Для всасывающего клапана

$$\varkappa_{1\,ср} = \varkappa_{1\,ср.\,р}\,(\bar{s}_{вс}\,\Delta\varphi_{вс.\,р}/\bar{s}_{вс.\,р}\,\Delta\varphi_{вс})^2,$$

где $\Delta\varphi_{вс} = \arccos(2\bar{s}_{вс} - 1)$ — угол поворота вала за время всасывания.

Для нагнетательного клапана

$$\varkappa_{2\,\text{ср}} = \varkappa_{\text{ср р}}\,(\bar{s}_{\text{нг}}\,\Delta\varphi_{\text{нг. р}}/\bar{s}_{\text{нг. р}}\,\Delta\varphi_{\text{нг}})^2,$$

где $\Delta\varphi_{\text{нг}} = \arccos(2\bar{s}_{\text{нг}} - 1)$ — угол поворота вала за время нагнетания.

Пересчет относительных утечек $\nu_{\text{у}}^{*}$ производится с помощью уравнения (2.34), а перетечек — с помощью (2.35). Мощность трения очень мало изменяется от П и принята постоянной для различных режимов.

2.12. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

Под математической моделью процесса понимают замкнутую систему уравнений, каждое из которых описывает с известной степенью приближения количественные связи между отдельными элементами процесса, а в сумме они позволяют достаточно полно вскрыть его сущность.

Приближенность модели вызвана не только отсутствием достоверных знаний о составляющих процесса, но и стремлением упростить модель, облегчить процесс ее использования. Несущественные сопровождающие процесс явления могут не приниматься во внимание, но чрезмерное упрощение может удалить модель от реального прообраза и сделать ее бесполезной для исследований.

Основу математической модели рабочего процесса в одноступенчатом компрессоре составляют следующие уравнения: 1) состояния газа; 2) энергии термодинамического тела переменной массы; 3) расхода; 4) теплообмена; 5) динамики клапанов.

Уравнение состояния. В неявном виде параметры газа связаны зависимостью $F(p, v, T) = 0$. Если газы находятся при низких давлениях и умеренной температуре, то они подчиняются закону Менделеева — Клапейрона и считаются идеальными $pV = mRT$. При расчете рабочих процессов в вакуум-насосах низкого вакуума и компрессорах низкого и среднего давления большинство газов не дают значительных отклонений от уравнения идеального газа. Расчеты процессов с многоатомными газами и парами при умеренных давлениях и температурах и все процессы с газами при высоких и сверхвысоких давлениях с использованием уравнения идеального газа недопустимы.

Основные положения термодинамики тела переменной массы. В термодинамике тела переменной массы выделяется из совокупности взаимодействующих тел конкретный объект изучения, называемый рабочим телом. Все, что лежит вне поверхности, окружающей рабочее тело, называется окружающей средой. Способ построения поверхности, окружающей рабочее тело, произвольный и определяется удобством выполнения задачи исследования.

Между окружающей средой и рабочим телом существуют три независимые формы взаимодействия: 1) механическое, которое осуществляется при перемещении окружающей средой поверхности рабочего тела; 2) тепловое, осуществляемое через поверхность тела при наличии разности температур среды и рабочего тела; 3) массообменное, происходящее в результате присоединения или отделения от тела элементов массы через внешнюю поверхность тела.

В термодинамике тел переменных масс предполагается квазистатичность процессов, т. е. мгновенная передача взаимодействия тела с окружающей средой от поверхности ко всем элементам тела. Любое изменение объема тела вызовет одновременное изменение удельных объемов элементов тела. При наличии теплового взаимодействия произойдет мгновенное выравнивание температуры всех элементов.

Характерной особенностью поршневых компрессоров является нестационарность протекающих в них процессов. В термодинамике переменных масс допускается считать эти процессы квазистационарными.

Механическое и тепловое взаимодействие рабочего тела переменной массы с окружающей средой существенно не отличается от этих явлений с телом постоянной массы.

Процесс присоединения элемента массы рабочим телом состоит из этапов вталкивания и слияния. На этапе вталкивания происходит поступление элемента массы dm в объем рабочего тела. После этого происходит слияние, т. е. выравнивание всех параметров, присоединяемых элементов и рабочего тела.

Пусть у рабочего тела до присоединения массы dm были давление p, удельный объем v, температура T, масса m и удельная внутренняя энергия u. После присоединения массы они изменились на dp, dv, dT, dm и du. Определим объем, занятый присоединенным элементом в объеме рабочего тела,

$$dV = (v + dv)\, dm \approx v dm.$$

В компрессоростроении принято принимать положительной работу внешних сил окружающей среды dL, совершаемую над телом. Работа, затрачиваемая на вталкивание в объем тела присоединяемого элемента массой $dm_п$, будет определяться по формуле

$$dL_п = (p + dp)(v + dv)\, dm_п \approx pv\, dm_п;$$

удельная работа вталкивания $dl_п$ определяется из уравнения

$$dl_п = dL_п/m_п = pv\, dm_п/m_п = pv\, d\nu_п,$$

где $\nu_п$ — относительная величина массы присоединяемого элемента.

Избыточная энергия присоединяемого элемента

$$dU_п = (i_п - i_о)\, dm_п,$$

где $i_п$ — энтальпия присоединяемых элементов; $i_о$ — энтальпия термодинамического тела.

При отделении массы $dm_о$ от рабочего тела объем отделяемого элемента

$$dV_о = (v + dv)\, dm_о \approx v dm_о.$$

Выталкивание газа из объема тела происходит за счет энергии газа в объеме термодинамического тела. Поэтому работа выталкивания $dL_о$ и $l_о$ отрицательна

$$dL_о = -pdV_о = -pvdm_о;$$
$$dl_о = -pvdm_о/m = -pvdv_о,$$

где $v_о$ — относительная величина отделяемой массы.

Избыточная или располагаемая энергия отделяемого элемента равна нулю, так как отделяемый элемент имеет энтальпию, равную энтальпии элементов рабочего тела.

При присоединении и отделении масс происходит взаимодействие механического и теплового типа.

1. Работа при механическом взаимодействии

$$dl = pvdv_п - pvdv_о = pvdv,$$

где $dv = dv_п - dv_о = (dm_п - dm_о)/m = dm/m$.

2. Энергия теплового взаимодействия вследствие массообмена

$$dq_п = (i_п - i_о)\, dv_п.$$

Уравнение баланса энергии для 1 кг массы газа при наличии тепломассообмена будет иметь вид

$$du + pv\, dv_о = dq + (i_п - i_о)\, dv_п + dl + pv\, dv_п.$$

Решим это уравнение относительно du

$$du = dq + (i_п - i_о)\, dv_п + dl + pv\, dv_п - pv\, dv_о.$$

Внутренняя энергия всего тела переменной массы определяется по формуле

$$U = um,$$

а ее приращение —

$$dU = mdu + udm.$$

Изменение массы термодинамического тела

$$dm = dm_п - dm_о,$$

тогда

$$dU = dQ + dL + i_п\, dm_п - i_о\, dm_о. \qquad (2.36)$$

Разделим все члены уравнения (2.36) на приращение времени

$$dU/d\tau = d\dot{Q}/d\tau + d\dot{L}/d\tau + i_п\, dm_п/d\tau - i_о\, dm_о/d\tau,$$

где $dQ/d\tau$ — поток тепла через всю поверхность, ограничивающую рабочее тело; $dL/d\tau$ — мощность, подводимая окружающей средой (двигателем) к рабочему телу; $dm_п/d\tau$ и $dm_о/d\tau$ — массовый расход присоединяемых и отделяемых от тела элементов; τ — время.

Рабочие процессы в поршневых компрессорах происходят с периодом, соответствующим времени одного оборота вала. Их анализ удобнее производить в зависимости от угла поворота вала φ, величина которого может быть выражена уравнением

$$d\varphi = \omega d\tau,$$

где ω — угловая частота вращения коленчатого вала (может быть принята постоянной).

При замене в уравнении переменной τ на φ получим

$$dU = (1/\omega)\,[\omega\, dQ/d\varphi - \omega\, dL/d\varphi + i_п m_п - i_о m_о]\, d\varphi. \qquad (2.37)$$

Иногда удобнее производить расчеты рабочих процессов используя непосредственно зависимость dp от τ или φ. Уравнение состояния можно представить в виде

$$p = (k - 1)\, U/V.$$

Произведем дифференцирование уравнения состояния

$$dp = (k - 1)\ [(UdU - VdV)/V^2].$$

Используя уравнение (2.37), находим

$$dp = \frac{(k-1)}{V}\left[\frac{dQ}{d\tau} + \frac{k}{k-1}\frac{dL}{d\tau} + i_п \bar{m}_п - i_о \bar{m}_о\right] d\tau$$

или

$$dp = \frac{(k-1)}{V}\left[\omega\frac{dQ}{d\varphi} + \omega\frac{k}{k-1}\frac{dL}{d\varphi} + i_п \bar{m}_п - i_о \bar{m}_о\right]\frac{d\varphi}{\omega}. \qquad (2.38)$$

Уравнения расхода. Для определения массовых расходов в проточной части компрессора сделаем следующие упрощающие процесс допущения: 1) течение газа во всей проточной части одномерное и адиабатное; 2) каждый канал, через который перемещается газ, может рассматриваться при определении его сопротивления как круглое отверстие с острыми кромками и площадью поперечного сечения эквивалентной площади канала; 3) процесс движения газа в канале установившийся, соответствующий мгновенным параметрам газа до и после канала; 4) коэффициенты расхода, получаемые при продувке каналов стационарным потоком, справедливы и для нестационарного течения.

Эти допущения позволяют применять уравнения Сен-Венана — Венцеля для сжимаемой среды

$$\bar{m} = f(p_2/T_2)\sqrt{(2k/k-1)(T_1/R)\left(1 - \sigma^{\frac{k-1}{k}}\right)},$$

где индексами обозначены параметры газа на входе (1) и выходе (2) в канал; $\sigma = p_2/p_1$ — отношение давлений после и до канала.

Так как в действительности сделанные допущения не соблюдаются, то в уравнение Сен-Венана — Венцеля вводится корректирующий коэффициент μ, называемый коэффициентом расхода, и в окончательном виде расчетная формула будет иметь вид

$$\tilde{m} = \mu f(p_2/T_2)\sqrt{(2k/k-1)(T_1/R)\left(1-\sigma^{\frac{k-1}{k}}\right)}.$$

При определении расхода газа через клапан следует учитывать динамику движения клапанных пластин.

Уравнение теплообмена. В проточной части компрессора осуществляется в основном конвективный теплообмен. Температура газа сравнительно мала, поэтому лучистым теплообменом можно пренебречь.

В полостях камер происходят неустановившиеся теплообменные процессы. Коэффициент теплоотдач α и температурный напор ΔT, как показали экспериментальные исследования, переменны по поверхности стенок камер F_i и по углу поворота коленчатого вала φ. Для определения ΔQ используется в математической модели формула Ньютона, справедливая для стационарного процесса. За период поворота вала $\Delta\varphi$ величина ΔQ определяется уравнением

$$\Delta Q = \frac{1}{\omega}\int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} \alpha\,\Delta T F\,d\varphi.$$

Величины, стоящие под знаком интеграла, осредняются по поверхностям теплообмена F_i и за время поворота $\Delta\varphi$. Удобно определять значение ΔQ как сумму теплообменов газа с каждой поверхностью, ограничивающей камеру,

$$\Delta Q = \sum_{i}^{s} Q_i.$$

Здесь s — число поверхностей, ограничивающих камеру; Q_i определяется по формуле

$$Q_i = \frac{1}{\omega}\int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} q_{cpi} F_i\,d\varphi,$$

где q_{cpi} — осредненный по поверхности F_i тепловой поток за время поворота вала на $d\varphi$.

В полостях всасывания и нагнетания площади поверхностей, контактирующие с газом, не зависят от φ. В цилиндре площадь боковой поверхности зависит от φ, но при малых величинах $\Delta\varphi$ ее можно принять постоянной, изменяющейся ступенчато от участка к участку.

В полости всасывания теплообмен газа происходит с поверхностями перегородки, разделяющей нагнетательную и всасывающую полости, клапанной плиты; всасывающих клапанов и по-

верхности крышки, омываемой окружающим компрессор воздухом. В результате экспериментов были получены коэффициенты теплоотдачи α_i для клапанной плиты —100 Вт·м$^{-2}$·К$^{-1}$, для клапана — 440 Вт·м$^{-2}$·К$^{-1}$, для перегородки — от 550 до 600 Вт·м$^{-2}$·К$^{-1}$, для остальных поверхностей — от 50 до 60 Вт·м$^{-2}$·К$^{-1}$. Температура всех поверхностей камер выше температуры всасываемого газа. Приближенно температура перегородки в конструкциях без водяного охлаждения близка к температуре нагнетаемого газа $t_к$; $t_{пер} = 0{,}9t_к$. Температура поверхности клапанной плиты, контактирующей с газом полости всасывания $t_{пл} = (0{,}3 \div 0{,}4)\, t_к$. Температуры поверхностей крышки выше на 20—25 °С окружающей ее температуры воздуха.

В полости цилиндра происходит теплообмен газа с поверхностями поршня, втулки и крышки цилиндра. Средний за цикл коэффициент теплоотдачи газа α с поверхностью втулки цилиндра составляет 340—360 Вт·м$^{-2}$·К$^{-1}$. На участке всасывания газа значение коэффициента α имеет кратковременный пик, достигающий 500 Вт·м$^{-2}$·К$^{-1}$, затем оно плавно снижается до 100 Вт × × м$^{-2}$·К$^{-1}$ к НМТ. На участке сжатия газа в цилиндрах значения α плавно увеличиваются и достигают 1000 Вт·м$^{-2}$·К$^{-1}$, а в процессе нагнетания α уменьшается до 300 Вт·м$^{-2}$·К$^{-1}$.

Кривая изменения значений $\alpha_п$ у днища поршня примерно повторяет кривую изменения α с втулкой цилиндра, но значения $\alpha_п$ ниже на 10 %.

Эмпирические формулы для определения температуры деталей ступеней. Для ступени одностороннего действия с тронковым поршнем при водяном охлаждении стенок цилиндра (цилиндровой втулки) средняя температура поверхности втулки цилиндра определяется по эмпирическим формулам:

первой ступени

$$t_{ср\,I} = 0{,}2t_{н\,I} + 0{,}7t_{ох} + 1{,}35n_0 + \\ + (П - 1)(10{,}5 + 2{,}8(\Delta S/S_{max}) - 0{,}2n);$$

второй ступени

$$t_{ср\,II} = 0{,}2t_{н\,II} + 0{,}7t_{ох} + 1{,}8n_0 + 5\,(П - 1),$$

где n_0 — частота вращения коленчатого вала, с$^{-1}$; $\Delta S/S_{max}$ — относительное перемещение поршня; ΔS — текущее значение хода поршня, считая от НМТ.

Средняя температура поверхности днища поршня

$$t_{ср.\,п} = 0{,}2t_н + 0{,}3t_{ох} + 2{,}1n_0 + (D/12)(П - 1{,}0).$$

Средняя температура поверхности клапанной плиты, обращенной в рабочую камеру,

$$t_{ср\,кп} = 0{,}2t_н + 0{,}4t_{ох} + n_0 + 32\,(П - 0{,}7).$$

Средняя температура поверхностей деталей ступеней с воздушным охлаждением на 15—20° выше, чем у машин с водяным охлаждением.

Для ступеней с цилиндром двойного действия температура втулки цилиндра определяется по формулам:

первая ступень

$$T_{\text{I}} = 211 + 0{,}3T_{\text{вI}} + 0{,}017n_0 + 8(\text{П} - 1) - 5(\Delta S/S_{\max});$$

вторая ступень

$$T_{\text{II}} = 191 + 0{,}3T_{\text{вII}} + 0{,}025n_0 + 23\ (\text{П} - 1).$$

Поверхность поршня

$$T_{\text{пI}} = 202 + 0{,}3T_{\text{в}} + 0{,}031n_0 + 15\ (\text{П} - 1);$$

$$T_{\text{пII}} = 198 + 0{,}3T_{\text{в}} + 0{,}035n_0 + 25\ (\text{П} - 1),$$

где $T_{\text{в}}$ — абсолютная температура газа перед всасывающим патрубком.

Поверхности крышек ступеней

$$T_{\text{кI}} = 215 + 0{,}3T_{\text{в}} + 0{,}01n_0 + 8\ (\text{П} - 1);$$

$$T_{\text{кII}} = 202 + 0{,}3T_{\text{в}} + 0{,}012n_0 + 23\ (\text{П} - 1).$$

Теплообмен в полости нагнетания. В полости нагнетания температуры поверхностей окружающих ее стенок ниже температуры сжимаемого газа и теплообмен направлен от газа к стенке.

Коэффициенты теплоотдачи для различных поверхностей полости нагнетания в ступенях небольшой производительности были измерены экспериментально и составили: у клапанной плиты 356—400 $\text{Вт}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{К}^{-1}$; перегородки 650—700 $\text{Вт}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{К}^{-1}$; клапанов в момент открытия 1100—1400 $\text{Вт}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{К}^{-1}$; у остальной поверхности 250—300 $\text{Вт}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{К}^{-1}$.

2.13. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СТУПЕНИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Рассмотрим математическую модель рабочего процесса на примере одноцилиндрового компрессора с поршнем одностороннего действия. Проточная часть его состоит из камер всасывания, рабочей (цилиндра) и нагнетания. Полости всасывания и нагнетания соединены с рабочей камерой каналами, управление потоками газа через которые осуществляется соответствующими самодействующими клапанами. Одновременно как полость всасывания, так и нагнетания соединены другими каналами с большими емкостями, изменениями параметров газа в которых при работе компрессора можно пренебречь. Полость всасывания соединена с емкостью, из которой газ поступает в компрессор, а нагнетания — с емкостью, в которую газ поступает из

компрессора. Давление и температура газа, поступающего в проточную часть компрессора, $p_н$, $T_н$, а поступающего в сеть — $p_н$, $T_н$.

Схема одноступенчатого компрессора, на которой указаны возможные массовые потоки газа, изображена на рис. 2.3. Для идеальных газов, подчиняющихся закону Менделеева — Клапейрона, параметры газа в полостях будут определяться уравнениями:

$$p_н = (k - 1)(U/V); \quad T = pV/mR.$$

Во время работы компрессора в полостях в зависимости от угла поворота вала φ изменяются внутренняя энергия газа U, его масса m и объем V:

$$dU = \left[\frac{\omega dQ}{d\varphi} + \frac{\omega p dV}{d\varphi} + \sum_{k=1}^{k=n_1} (i_п)_к (\bar{m}_п)_к - i_о \sum_{s=1}^{s=n_2} (\bar{m}_о)_s\right] \frac{d\varphi}{\omega}; \quad (2.39)$$

$$U_{(\varphi)} = U_н + dU; \quad (2.40)$$

$$m_{(\varphi)} = m_н + dm; \quad (2.41)$$

$$dm = \left[\sum_{k=1}^{k=n_1} (\bar{m}_п)_к + \sum_{s=1}^{s=n_2} (\bar{m}_о)_s\right] (d\varphi/\omega), \quad (2.42)$$

где $U_н$, $m_н$ — начальная величина внутренней энергии и массы газа в полости; Q — теплообмен газа со стенками полости; $\bar{m}_п$ — массовые расходы газа, поступающего в полость; $\bar{m}_о$ — массовые расходы газа, покидающего полость; $i_п$, $i_о$ — энтальпия газа, поступающего и покидающего полость; ω — угловая скорость вращения вала; n_1 — число камер, из которых газ поступает в полость; n_2 — число камер, в которые газ поступает из полости.

В полостях всасывания и нагнетания объем полости постоянный $dV_{п.в} = dV_{п.н} = 0$.

В полости цилиндра изменение объема цилиндра происходит в соответствии с законом движения поршня в кривошипно-шатунном механизме

$$dV_ц/d\varphi = 0{,}785\left[\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right](D_ц^3 \psi\omega/2).$$

Объем цилиндра $V_ц$ в зависимости от φ будет равен

$$V_ц = 0{,}785\,(D^3\psi/2)\left[2a + 1 + \lambda/4 - \cos\varphi - \frac{\lambda}{4}\cos 2\varphi\right],$$

где $\psi = S/D_ц$; $\lambda = r/l$; S — ход поршня; r — радиус кривошипа; l — длина шатуна.

В соответствии со схемой движения потоков газа в проточной части ступени (см. рис. 2.3) уравнения, описывающие изменение

параметров газа в полостях, можно представить в следующем виде:

для полости всасывания

$$p_{\text{п. в}} = (k-1)\,U_{\text{п. в}}/V_{\text{п. в}}; \quad U_{\text{п. в}} = U_{\text{нп. в}} + dU_{\text{п. в}};$$

$$dU_{\text{п. в}} = \left[\frac{\omega\, dQ_{\text{п. в}}}{d\varphi} + i_{\text{н}}\bar{m}_1 + i_{\text{ц}}\bar{m}_4 - i_{\text{п. в}}(\bar{m}_2 + \bar{m}_3)\,(d\varphi/\omega)\right];$$

$$m_{\text{п. в}} = m_{\text{нп. в}} + (\bar{m}_1 + \bar{m}_4 - \bar{m}_2 - \bar{m}_3)\,(d\varphi/\omega);$$

$$T_{\text{п. в}} = P_{\text{п. в}} V_{\text{п. в}}/R m_{\text{п. в}};$$

для полости цилиндра

$$U_{\text{ц}} = U_{\text{нц}} + dU_{\text{ц}};$$

$$dU_{\text{ц}} = \left[\frac{\omega\, dQ_{\text{ц}}}{d\varphi} + \omega p_{\text{ц}}\, dV_{\text{ц}} + i_{\text{п. в}}\bar{m}_3 + i_{\text{п. н}}\bar{m}_5 + \right.$$

$$\left. + i_{\text{кол}}\bar{m}_7 - i_{\text{ц}}(\bar{m}_4 + \bar{m}_6 + \bar{m}_8)\right](d\varphi/\omega);$$

$$m_{\text{ц}} = m_{\text{нц}} + (\bar{m}_3 + \bar{m}_5 + \bar{m}_7 - \bar{m}_4 - \bar{m}_6 - \bar{m}_8)\,(d\varphi/\omega);$$

$$p_{\text{ц}} = (k-1)\,(U_{\text{ц}}/T_{\text{ц}}); \quad T_{\text{ц}} = p_{\text{ц}} V_{\text{ц}}/R m_{\text{ц}};$$

для полости нагнетания

$$U_{\text{п. н}} = U_{\text{нп. н}} + dU_{\text{п. н}};$$

$$dU_{\text{п. н}} = \left[\frac{\omega\, dQ_{\text{п. н}}}{d\varphi} + i_{\text{ц}}\bar{m}_6 + i_{\text{к}}\bar{m}_{10} - i_{\text{п. н}}(\bar{m}_5 + \bar{m}_9)\right](d\varphi/\omega);$$

$$m_{\text{п. н}} = m_{\text{нп. н}} + (\bar{m}_6 + \bar{m}_{10} - \bar{m}_5 - \bar{m}_9)\,(d\varphi/\omega);$$

$$p_{\text{п. н}} = (k-1)\frac{U_{\text{п. н}}}{V_{\text{п. н}}}; \quad T_{\text{п. н}} = \frac{p_{\text{п. н}} V_{\text{п. н}}}{m_{\text{п. н}} R},$$

где $p_{\text{п. в}}$, $p_{\text{п. н}}$, $p_{\text{ц}}$, $T_{\text{п. в}}$, $T_{\text{п. н}}$, $T_{\text{ц}}$ — давления и температуры в камерах всасывания и нагнетания и цилиндре; $Q_{\text{п. в}}$, $Q_{\text{п}}$, $Q_{\text{п. н}}$ — количество теплоты, передаваемое газу стенками камеры всасывания и нагнетания и цилиндром; $m_{\text{п. в}}$, $m_{\text{ц}}$, $m_{\text{п. н}}$ — массы термодинамических тел в камерах; $U_{\text{п. в}}$, $U_{\text{ц}}$, $U_{\text{п. н}}$ — полная внутренняя энергия в камерах; $V_{\text{п. в}}$, $V_{\text{ц}}$, $V_{\text{п. н}}$ — объемы камер; $i_{\text{п. в}}$, $i_{\text{ц}}$, $i_{\text{п. н}}$ — энтальпии газа в камерах; $i_{\text{кол}}$ — энтальпия газа в первом межкольцевом объеме уплотнения поршня, считая от цилиндра; $i_{\text{н}}$, $i_{\text{к}}$ — энтальпии газа в емкостях перед всасывающим и после нагнетательного патрубка соответственно.

Систему уравнений, описывающих рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре, составляют нелинейные дифференциальные уравнения, которые решить в общем виде невозможно. Приближенные же решения возможны одним из численных методов. Компрессорный цикл происходит в ступени за каждый оборот коленчатого вала. Для приближенного решения этих уравнений разбивают оборот вала на z равных участков. В разностном виде

для двух соседних точек j и $j+1$ системы уравнений, описывающие рабочий процесс, имеют вид:

для камеры всасывающих клапанов

$$\Delta U_{\text{п. в}\,j+1} = [\omega\,\Delta Q_{\text{п. в}}/\Delta\varphi + i_{\text{н}}\bar{m}_1 + i_{\text{н}}\bar{m}_4 - i_{\text{п. в}}(\bar{m}_2 + \bar{m}_3)]_j\,(\Delta\varphi/\omega);$$

$$\Delta m_{\text{п. в}\,j+1} = [\bar{m}_1 + m_4 - \bar{m}_2 - \bar{m}_3]_j\,\frac{\Delta\varphi}{\omega};$$

$$U_{\text{п. в}\,j+1} = U_{\text{п. в}\,j} + \Delta U_{\text{п. в}\,j+1};\quad m_{\text{п. в}\,j+1} = m_{\text{п. в}\,j} + \Delta m_{\text{п. в}\,j+1};$$

$$p_{\text{п. в}\,j+1} = (k-1)\,(U_{\text{п. в}\,j+1}/V_{\text{п. в}});\quad T_{\text{п. в}\,j+1} = p_{\text{п. в}\,j+1}V_{\text{п. в}}/Rm_{\text{п. в}\,j+1};$$

для полости цилиндра

$$\Delta U_{\text{ц}\,j+1} = \Big[\frac{\omega\,\Delta Q_{\text{ц}}}{\Delta\varphi} + \frac{k\omega p_{\text{ц}}\,\Delta V_{\text{ц}}}{(k-1)\,\Delta\varphi} + i_{\text{п. в}}\bar{m}_3 + i_{\text{п. н}}\bar{m}_5 +$$

$$+ i_{\text{кол}}\bar{m}_7 - i_{\text{ц}}(\bar{m}_6 + \bar{m}_8)\Big]_j\,(\Delta\varphi/\omega);$$

$$\Delta\bar{m}_{j+1} = [\bar{m}_3 + \bar{m}_5 + \bar{m}_7 - \bar{m}_4 - \bar{m}_6 - \bar{m}_8]_j\,(\Delta\varphi/\omega);$$

$$U_{\text{ц}\,j+1} = U_{\text{ц}\,j} + \Delta U_{\text{ц}\,j+1};\quad m_{\text{ц}\,(j+1)} = m_{\text{ц}\,j} + \Delta m_{\text{ц}\,j+1};$$

$$p_{\text{ц}\,j+1} = (k-1)\,(U_{\text{ц}\,j+1}/V_{\text{ц}\,j+1});\quad T_{\text{ц}\,j+1} = p_{\text{ц}\,j+1}V_{\text{ц}\,j+1}/Rm_{\text{ц}\,j+1};$$

для камеры нагнетания

$$\Delta U_{\text{п. н}\,j+1} = [\omega\,\Delta Q_{\text{п. н}}/\Delta\varphi + i_{\text{ц}}\bar{m}_6 + i_{\text{н}}\bar{m}_{10} - i_{\text{п. н}}(\bar{m}_5 + \bar{m}_9)]_j\,(\Delta\varphi/\omega);$$

$$\Delta m_{\text{п. н}\,j+1} = [\bar{m}_6 + \bar{m}_{10} - \bar{m}_2 - \bar{m}_9]_j\,(\Delta\varphi/\omega);$$

$$U_{\text{п. н}\,j+1} = U_{\text{п. н}\,j} + \Delta U_{\text{п. н}\,j+1};\quad m_{\text{п. н}\,j+1} = m_{\text{п. н}\,j} + \Delta m_{\text{п. н}\,j+1};$$

$$p_{\text{п. н}\,j+1} = (k-1)\,(U_{\text{п. н}\,j+1}/V_{\text{п. н}});\quad T_{\text{п. н}\,j+1} = p_{\text{п. н}\,j+1}V_{\text{п. н}}/Rm_{\text{п. н}\,j+1}.$$

Управление потоками газа между камерами в проточной части ступени производится с помощью всасывающих и нагнетательных клапанов. Уравнения движения пластин будут:

$$\Delta h_{\text{в}\,j+1} = [P_{\text{гв}} + C_{\text{в}}(h_{\text{в}} + h_0)]_j\,(\Delta\varphi^2/\omega^2 m_{\text{в}});$$

$$\Delta h_{\text{н}\,j+1} = [P_{\text{гн}} - C_{\text{н}}(h_{\text{н}} + h_0)]_j\,(\Delta\varphi^2/\omega^2 m_{\text{н}});$$

$$h_{\text{в}\,j+1} = h_{\text{в}\,j} + \Delta h_{\text{в}\,j+1};\quad h_{\text{н}\,j+1} = h_{\text{н}\,j} + \Delta h_{\text{н}\,j+1},$$

где $h_{\text{н}}$, $h_{\text{в}}$ — высота подъема пластин нагнетательного и всасывающего клапанов; $m_{\text{н}}$, $m_{\text{в}}$ — массы подвижных частей нагнетательного и всасывающего клапанов; $C_{\text{н}}$, $C_{\text{в}}$ — жесткости пружин нагнетательного и всасывающего клапанов; $P_{\text{гв}}$, $P_{\text{гн}}$ — газовые силы, действующие на всасывающий и нагнетательный клапаны.

Уравнение движения пластины является дифференциальным линейным неоднородным второго порядка. При решении на ЭВМ

с использованием стандартных программ необходимо преобразовать его в систему из линейных уравнений первого порядка

$$\Delta h_{\text{в}j+1} = \frac{Z_{\text{в}j}}{\omega}\Delta\varphi; \quad \Delta Z_{\text{в}j+1} = (\Delta\varphi/\omega m_{\text{в}})\,[P_{\text{гв}} - C_{\text{в}}(h_{\text{в}} + h_0)]_j;$$

$$Z_{\text{в}j+1} = Z_{\text{в}j} + \Delta Z_{\text{в}j+1}; \quad h_{\text{в}j+1} = h_{\text{в}j} + \Delta h_{\text{в}j+1};$$

$$\Delta h_{\text{н}j+2} = (Z_{\text{н}j}/\omega)\,\Delta\varphi; \quad \Delta Z_{\text{н}j+1} = (\Delta\varphi/\omega m_{\text{н}})\,[P_{\text{гн}} - C_{\text{н}}(h_{\text{н}} + h_0)]_j;$$

$$h_{\text{н}j+1} = h_{\text{н}j} + \Delta h_{\text{н}j+1}; \quad Z_{\text{н}j+1} = Z_{\text{н}j} + \Delta Z_{\text{н}j+1}.$$

Массовые расходы газа при адиабатном истечении определяются с помощью уравнения Сен-Венана—Венцеля

$$\tilde{m}_1 = \mu f\,(p_1/T_1)\sqrt{AT_2\,[1 - (p_1/p_2)^{(k-1)/k}]},$$

где μ — коэффициент расхода; f — площадь поперечного сечения канала; p_1, T_1 — параметры газа в емкости, в которую втекает газ; p_2, T_2 — параметры газа в емкости, из которой газ вытекает; $A = 2k/(k-1)\,R$.

Рассчитывая рабочий процесс в цилиндре компрессора, необходимо учитывать массообмен между цилиндром и поршневым уплотнением, т. е. найти расходы газа из цилиндра в уплотнение $\tilde{m}_8$ и из уплотнения в цилиндр $\tilde{m}_7$. Для этого нужно найти зависимость параметров газа в первом межкольцевом объеме от угла поворота φ. Нумерацию межкольцевых объемов принято производить от цилиндра (рабочей камеры).

Зависимость p и T от φ можно определить, только рассчитав рабочий процесс во всем уплотнении. Это производится путем математического моделирования процесса в уплотнении. При работе компрессора возможны два варианта течения газа в уплотнении:

1) газ из межкольцевых объемов с меньшими номерами перетекает в объемы с большими номерами, что возможно, если соблюдаются неравенства

$$p_s/p_{s+1} > 1 \quad \text{и} \quad p_{s-1}/p_s > 1.$$

где s — порядковый номер межкольцевого объема;

2) газ из объемов с большими номерами перетекает в объемы с меньшими номерами при условии, что

$$p_{s+1}/p_s > 1 \quad \text{и} \quad p_s/p_{s-1} > 1.$$

Для определения массообмена цилиндра с уплотнением необходимо предварительно рассчитывать изменение параметров газа по всем межкольцевым объемам. Расчетными уравнениями будут (2.37) и (2.42). Однако их можно упростить, допустив постоянство межкольцевых объемов.

Математическая модель рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами основана на использовании уравнений термодинамики переменной массы. Так как эти дифференциальные уравнения

являются нелинейными, то решение находится численными методами. Компрессорный цикл в цилиндре происходит за время поворота коленчатого вала на 2π. Этот угол разбивают на z участков $\Delta\varphi = 2\pi/z$, и задаются произвольно начальными условиями параметров газа при угле поворота $\varphi = 0$ по всему уплотнению. Определяем изменение параметров газа в межкольцевых объемах при повороте на угол $\Delta\varphi$, используя уравнения:

$$\Delta U_{s_{j+1}} = [\omega\,\Delta Q_s/\Delta\varphi + i_{s-1}\dot{m}_{s-1} - i_s\dot{m}_s]_j\,(\Delta\varphi/\omega);$$

$$\Delta m_{s_{j+1}} = (\dot{m}_{s-1} - \dot{m}_s)_j\,(\Delta\varphi/\omega);$$

$$U_{s_{j+1}} = U_{s_j} + \Delta U_{s_{j+1}};\quad m_{s_{j+1}} = m_{s_j} + \Delta m_{s_{j+1}};$$

$$p_{s_{j+1}} = (k-1)\,(U_{s\,(j+1)}/V_s);\quad T_{s_{(j+1)}} = p_{s_{j+1}} V_s/m_{s_{j+1}} R,$$

где ΔU_s, Δm_s — изменение внутренней энергии газа в межкольцевом пространстве с номером s и масса газа в нем; ΔQ_s — теплообмен газа со стенками за время поворота вала на $\Delta\varphi$; p_{s_0}, T_{s_0}, U_{s_0}, m_{s_0} — начальные давления, температура, внутренняя энергия и масса газа в межкольцевом пространстве с номером s.

Решаем задачу методом последовательных приближений. Счет начинается обычно с положения поршня в наружной мертвой точке, когда объем цилиндра минимальный. Переход от участка к участку происходит до увеличения угла поворота вала на $\Delta\varphi$.

В следующем приближении за начальные значения принимаем величины, соответствующие параметрам $p_{s_{2\pi}}$, $T_{s_{2\pi}}$, $U_{s_{2\pi}}$, $m_{s_{2\pi}}$ и производим следующее приближение и т. д. Расчет заканчиваем при удовлетворении неравенств

$$\sum_{s=1}^{s=z-1} (p_{s_{2\pi}} - p_{s_0})^2 \leqslant \frac{\varepsilon_p \sum_{s=1}^{s=z-1} p_{s_0}^2}{z-1};$$

$$\sum_{s=1}^{s=z-1} (T_{s_{2\pi}} - T_{s_0})^2 \leqslant \frac{\varepsilon_T \sum_{s=1}^{s=z-1} T_{s_0}^2}{z-1},$$

где z — количество уплотняющих колец; ε_p и ε_T — ошибки, допустимые при вычислении давлений и температур соответственно (их значения при проведении расчетов достаточно принимать равными 0,01).

Граничными условиями для расчета являются давления газа по обе стороны уплотнения. В ступенях с тронковым поршнем

давление за уплотнением равно атмосферному. С целью упрощения расчета давление в цилиндре принимается при всасывании постоянным, равным его значению перед всасывающим патрубком, а при нагнетании — после нагнетательного патрубка, т. е. давлениям, указанным в задании на проектирование. Давление в процессе сжатия и расширения принимается изменяющимся по адиабатному закону.

В одноступенчатых компрессорах с дисковым поршнем по обе стороны уплотнения имеются рабочие камеры. Изменение давлений газа в них будет соответствовать схематизированным диаграммам, т. е. состоять из двух адиабат и двух изобар. Но эти диаграммы будут смещены относительно друг друга на угол поворота коленчатого вала, равный Π.

Рассчитывая рабочий процесс в ступени с помощью математической модели для получения индикаторной и температурной диаграмм, с достаточной точностью для практических целей шаг расчета можно максимально увеличить до 2° поворота коленчатого вала. Чем больше шаг, тем меньше время счета. При расчете динамики пластин самодействующих клапанов для получения достоверных результатов требуется уменьшить шаг расчета. Для прямоточных клапанов достоверные данные можно получить при шаге 0,25—0,2°. При расчете динамики более массивных пластин кольцевых и полосовых клапанов шаг расчета можно увеличить до 1°, хотя вследствие этого диаграмма движения пластины получится сглаженной, «время—сечение» щели клапана будет определено с ошибкой. На участке открытия клапанов шаг расчета автоматически снижается до требуемой величины.

Порядок расчета рабочего процесса в ступени.

1. Определяются параметры газа в межкольцевых объемах уплотнения поршня.

2. Решаются уравнения динамики пластин всасывающих и нагнетательных клапанов.

3. Вычисляются все значения переменных, которые находятся в правых частях уравнений.

4. Вычисляются параметры процесса ступени для данного угла φ.

5. При достижении текущим углом φ величины 2π проверяется точность задания начальных условий.

6. Если заданная точность не достигнута, то счет начинается с начала, если достигнута, то счет тоже начинается с начала, но одновременно вычисляются и выводятся на печать индикаторные характеристики.

Для анализа процесса в цилиндре удобнее также построить диаграмму температуры газа в зависимости от объема рабочей камеры $V(\varphi)$. Одновременное рассмотрение индикаторных и температурных диаграмм дает хорошие результаты при оценке качества процесса.

2.14. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ С ПОМОЩЬЮ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

С целью выяснения влияния внешних условий и конструктивных особенностей ступени выполнены экспериментальные и расчетно-теоретические (путем математического моделирования) исследования рабочих процессов, происходящих в ней. Сопоставление экспериментальных и расчетных данных позволило оценить адекватность математической модели реальным процессам. При математическом моделировании можно не учитывать ряд сопровождающих реальный процесс явлений и выделить интересующие. Кроме того, исследование процессов математического моделирования быстрее и дешевле, чем проведение экспериментов. Рассмотрим влияние различных факторов на рабочий процесс.

Влияние конвективного теплообмена в цилиндре на рабочий процесс ступени. С помощью математической модели были рассмотрены процессы в теплоизолированной ступени и в ступени при наличии конвективного теплообмена с температурами стенок и интенсивностью теплообмена, соответствующими реальным. Для того чтобы исключить влияние перетечек, ступень приняли абсолютно герметичной, т. е. с перетечками и утечками, равными нулю. Экспериментально это выполнить невозможно. Индикаторные диаграммы ступеней, полученные в результате расчета с конвективным теплообменом и без него, почти совпадают.

На температурных диаграммах ясно видно, что в конце процесса всасывания при наличии теплообмена температура газа выше, так как холодный всасываемый газ подогревается от стенок, поршня и крышек цилиндра.

Вследствие повышения температуры газа в конце всасывания уменьшается массовая производительность компрессора и растет удельная индикаторная работа $l_и$, а индикаторный изотермический коэффициент полезного действия соответственно снижается.

Охлаждение стенок камер всасывания и нагнетания и его влияние на рабочий процесс. С целью определения влияния температуры стенок полости всасывания на рабочий процесс ступени производилось расчетное исследование с изменением температуры стенок в диапазоне от 37° до 97 °С. Температуры стенок остальных поверхностей проточной части компрессора принимались неизменными как в расчетном режиме. При увеличении температуры стенок полости всасывания возрастает температура газа во всей проточной части ступени, что вызывает снижение массовой производительности и увеличение удельной работы ступени, а индикаторная работа не изменяется.

В компрессорах небольшой производительности камеры всасывания и нагнетания выполнены в одном блоке и разделены металлической неохлаждаемой перегородкой. Температура газа

в полости нагнетания выше, чем в полости всасывания, и через перегородку идет поток теплоты от газа камеры нагнетания к газу камеры всасывания, увеличивая его подогрев.

С целью уменьшения подогрева было произведено охлаждение перегородки водой. Это резко уменьшило подогрев газа в полости всасывания, увеличило производительность ступени на 5—6 % и снизило удельную индикаторную работу. При конструировании блока, закрывающего торец цилиндра, необходимо организовывать охлаждение перегородки между камерами водой. Если компрессоры имеют воздушное охлаждение, то камеры нагнетания и всасывания не должны разделяться общей металлической стенкой. Между стенками камер должен быть слой воздуха, который резко уменьшит тепловой поток между камерами.

Охлаждение полости всасывания оказывает доминирующее влияние на производительность и удельную мощность. Водяное охлаждение производится холодной водой, а воздушное — потоком вентилируемого воздуха, который должен быть направлен на головки цилиндров. Рациональное охлаждение ступени компрессора позволяет уменьшить удельное количество охлаждающей воды до 1—2 л/м³ газа.

Влияние массообменных потерь в ступени на рабочий процесс. Влияние внешних утечек газа через уплотнения поршня или сальника. Внешние утечки газа уменьшают производительность ступени и в процессе сжатия снижают давление в цилиндре, отклоняя линию сжатия внутрь диаграммы, уменьшая ее площадь. Утечки в процессе нагнетания практически не изменяют вида диаграммы, так как безразлично, куда вытесняется газ: через клапаны в полость нагнетания или через уплотнения в атмосферу.

Утечки тоже уменьшают массу газа, расширяющегося из мертвого пространства, но отклоняют линию расширения в сторону меньших объемов цилиндра. Площадь индикаторной диаграммы при этом увеличивается. Утечки из ступени в период всасывания не оказывают влияния на форму индикаторной диаграммы. Наибольшие утечки газа происходят в период нагнетания, когда велика разность давлений в цилиндре и картере, не изменяя при этом форму диаграммы.

Индикаторная диаграмма от внешних утечек деформируется, но площадь ее остается практически постоянной. Внешние утечки изменяют производительность ступени и удельную индикаторную работу.

Влияние перетечек на рабочий процесс. Негерметичность клапанов линий всасывания приводит к поступлению горячих газов из цилиндра в полость всасывания и подогреву его новой порции, поступающей в цилиндр. Вместе с этой новой порцией всасывается и газ перетечек, который уменьшает поступление свежего газа.

Негерметичность нагнетательных клапанов приводит к поступлению в рабочую камеру (цилиндр) горячего газа из полости нагне-

тания за время расширения, всасывания и сжатия. В процессе нагнетания газ перетечек вытесняется из цилиндра обратно в полость нагнетания.

Газ перетечек при расширении и всасывании уменьшает объем цилиндра для заполнения свежим газом и подогревает последний. Перетечки при сжатии только увеличивают индикаторную работу, отклоняя давление в сторону больших объемов цилиндра. Перетечки уменьшают коэффициент подачи ступени

$$\Delta\lambda \approx \nu_{\text{п}}^{*}\,(T_{\text{п}}/T_{\text{н}}),$$

где $\nu_{\text{п}}^{*}$ — относительная величина перетечек, влияющая на λ; $T_{\text{п}}$ — средняя температура нагнетаемого газа (во всасывающих клапанах примерно равна $0{,}9T_{\text{к}}$, а у перетечек через нагнетательные клапаны — $T_{\text{к}}$).

Как показали расчетные и экспериментальные исследования, площадь индикаторной диаграммы при наличии перетечек остается постоянной.

Влияние отношения давлений. Изменение отношения давлений газа в ступени П чаще всего происходит либо при постоянном начальном давлении $p_{\text{н}}$ и переменном конечном $p_{\text{к}}$, либо при постоянном конечном и переменном начальном. Изменение конечного и начального давления одновременно встречается у промежуточных ступеней многоступенчатой машины. Например, при постоянном $p_{\text{н}}$ и переменном $p_{\text{к}}$ работает компрессор при закачке газа в баллоны.

Увеличение отношения давления при постоянном $p_{\text{н}}$ приводит в реальной ступени к уменьшению ее производительности вследствие: 1) снижения объемного коэффициента из-за увеличения массы газа, остающейся в мертвом пространстве; 2) уменьшения коэффициента подогрева $\lambda_{\text{т}}$, так как увеличивается среднецикловая температура газа в цилиндре и поэтому повышается температура поверхностей стенок проточной части; 3) увеличения внешних утечек и внутренних перетечек из-за роста перепада давлений на уплотнениях и клапанах. При увеличении отношения давлений возрастает удельная работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение газа.

При теоретическом процессе в случае постоянного конечного давления газа в ступени $p_{\text{к}}$ и понижении начального давления $p_{\text{н}}$ снижается массовая производительность ступени только вследствие уменьшения плотности всасываемого газа. Кривая зависимости индикаторной работы ступени от отношения давлений при снижении $p_{\text{н}}$ и постоянном $p_{\text{к}}$ имеет сложную форму. С увеличением отношения давлений кривая в начале возрастает до максимума, а затем убывает. Значение отношения давлений при максимальной индикаторной работе определяется по формуле $\Pi_{\text{эн}} = n^{n/(n-1)}$, где n — показатель политропы. В реальном рабочем процессе ступени $\Pi_{\text{эн}}$ будет меньше.

Влияние частоты вращения коленчатого вала на рабочий процесс ступени компрессора исследовалось экспериментально и с помощью математической модели. Частота вращения вала n_0 изменялась от 12 до 50 $с^{-1}$, при этом средняя скорость поршня возрастала от 3,1 до 12,6 м/с. В теоретическом рабочем процессе пропорционально n_0 возрастают производительность и мощность компрессора. В реальном процессе подобного изменения производительности и потребляемой мощности не происходит.

Значения коэффициента производительности λ снижаются с увеличением частоты вращения вала n_0 по следующим причинам.

1. Растет средняя скорость поршня, вследствие чего увеличивается скорость газа и пропорционально ее квадрату — потери давления в клапанах, а коэффициент давления $\lambda_д$ снижает свое значение.

2. Изменяется диаграмма движения замыкающего органа клапана и, как правило, в сторону, ухудшающую рабочий процесс в ступени. Например, при исследовании работы полосовых клапанов, хорошо зарекомендовавших себя при частотах вала $n_0 = 16{,}7$ $с^{-1}$, с изменением частоты до $n_0 = 56$ $с^{-1}$ запаздывание посадки всасывающих клапанов достигло 64°, а нагнетательных — 48°. Вследствие этого относительная величина перетечек из-за запаздывания посадки замыкающего органа достигла 0,23, коэффициент подогрева снизился до 0,9. Из-за возрастания потерь давления в клапанах, роста перетечек и подогрева газа изотермный КПД упал с 0,64 до 0,44.

3. Увеличиваются потери на преодоление механических трений из-за возрастания средней скорости поршня. Механический КПД снизился с 0,915 до 0,83.

Проведенные исследования указывают на большое влияние правильности работы клапанов на рабочий процесс в ступени компрессора. Прежде чем перевести работу компрессора на новую частоту вращения вала, необходимо убедиться в том, что клапаны будут удовлетворительно работать и в новых условиях. С этой целью следует выполнить расчеты, например с помощью математической модели, и при получении отрицательных результатов подобрать другие параметры клапанов.

Влияние конструктивных особенностей ступени на рабочий процесс. Рассмотрим два варианта расчета, в которых выполняются следующие условия: 1) при изменении хода поршня S относительная величина мертвого пространства остается постоянной; 2) при изменении S абсолютная величина мертвого пространства $V_м$ остается постоянной.

В случае постоянной частоты вращения вала n_0 рост хода поршня S линейно увеличивает объем, описываемый поршнем, и оставляет постоянным значение поршневой силы. При этом производительность компрессора возрастает. Средняя скорость поршня $C_п$ увеличивается пропорционально ходу поршня S, что, в свою очередь, вызывает:

1) рост потерь давления газа во всасывающих и нагнетательных клапанах, снижение давления всасывания в конце хода всасывания и, следовательно, уменьшение производительности ступени;

2) увеличение площади контакта поршневых колец и втулки цилиндра, а значит, и работы, затрачиваемой на преодоление трения; рост температуры поверхности втулки; увеличение конвективного теплообмена всасываемого газа со втулкой и, следовательно, уменьшение коэффициента подогрева $\lambda_т$.

В выполненных расчетах величина S увеличивалась в четыре раза. Температура газа в конце всасывания при прочих равных условиях возросла от 325 до 356 К.

В случае постоянного недохода поршня до крышки цилиндра увеличение S и V_h вызывает снижение относительного мертвого пространства a и увеличение объемного коэффициента $\lambda_о$, снижение относительных значений утечек и перетечек. Увеличение S при постоянном D не вызывает роста поршневой силы и утяжеления механизма движения, однако индикаторная и подводимая к валу компрессора мощность увеличивается по мере роста производительности.

Рассмотрим влияние размерных соотношений рабочей камеры на рабочий процесс. Например, будем изменять параметр $\psi = S/D$ при постоянном объеме, описываемом поршнем за единицу времени V_h. Это можно осуществить, изменяя или D и S при постоянной частоте n_0, или D и n_0 при постоянном S, или n_0 и S при постоянном D, или изменяя все три параметра одновременно.

В практике компрессоростроения очень редко встречаются двигатели с переменной частотой вращения вала n_0. Для практического использования целесообразно нахождение оптимального значения ψ при постоянной частоте n_0 и переменных D и S.

Расчетные исследования рабочего процесса были проведены для трех постоянных частот и постоянного во всех случаях объема, описываемого поршнем. Величина ψ изменялась от 0,13 до 5,25 варьированием D и S (отношение давлений для всех случаев принималось равным 3). Средняя скорость поршня варьировалась от 1,89 до 14 м/с, при этом индикаторная мощность составляла от 6,75 до 11,5 кВт.

Увеличение D и уменьшение S приводит к росту значений относительного мертвого пространства при постоянном зазоре между крышкой и поршнем в ВМТ. Рост относительного мертвого пространства при постоянной n_0 приводит к снижению λ_0 и производительности компрессора.

Увеличение ψ при возрастании S и уменьшении D вызывает увеличение средней скорости поршня, что в конечном итоге приводит к уменьшению производительности ступени из-за возрастания потерь давления в конце всасывания и увеличения температуры газа.

ГЛАВА 3

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

3.1. МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ ГАЗОВ

Технология производства многих важных для народного хозяйства продуктов требует, чтобы газ, участвующий в процессах, подавался под высоким давлением. Например, при производстве некоторых видов полиэтиленов необходимо сжатие газов до 250 МПа, а при производстве азотных удобрений реакции проводят при давлении 25—32 МПа. Добыча нефти со дна морей, закачка газов в пласт для увеличения выхода нефти требует газов, сжатых до 70 МПа. Транспортировка природных газов производится при давлении газа до 10 МПа. Даже для привода пневматических машин и инструментов, используемых для механизации работ, воздух сжимается до 0,9—1,5 МПа.

Получение высоких давлений в одноступенчатых компрессорах затруднено по следующим причинам.

1. С увеличением отношения давлений уменьшаются значения объемного коэффициента λ_0 и, следовательно, коэффициента подачи λ. При $\Pi > \Pi_{пр}$ значения λ_0 падают до нуля, и весь сжимаемый газ помещается в объеме мертвого пространства, нагнетательные клапаны остаются закрытыми и выталкивания газа не происходит.

2. В компрессоре газ сжимается по политропному закону с показателем политропы $n > 1$. Температура нагнетаемого газа $T_к$ существенно выше начальной $T_н$. Максимальные значения $T_к$ ограничиваются по ряду причин. Например, при производстве полиэтилена $T_к$ не должна превышать 100 °С, так как в противном случае начинается полимеризация этилена в цилиндре. В воздушных компрессорах $T_к$ ограничивают 160 °С с целью уменьшения окисления масла кислородом воздуха. При сжатии агрессивных газов повышение температуры вызывает увеличение их корродирующего действия.

3. Увеличение отношения давлений приводит к уменьшению коэффициента производительности. Поэтому для обеспечения требуемой производительности ступени приходится увеличивать ее размеры. Следствием этого является интенсивный, опережающий возрастание П, рост нагрузок практически на все элементы компрессора, так как в этом случае бóльшие перепады давления действуют на бóльшие площади. По соображениям прочности необходимо усиливать эти элементы, что ведет к увеличению габаритных размеров и металлоемкости компрессора.

4. В соответствии с энергетической характеристикой ступени компрессора при больших П снижается КПД компрессора, так как действительный процесс сжатия газа все больше отклоняется от изотермного, возрастают утечки, перетечки, подогрев газа и затраты работы на преодоление трений в механизме движения

из-за роста поршневых сил. Больших отношений давлений можно достичь путем многоступенчатого сжатия газа.

Многоступенчатый компрессор представляет собой ряд последовательно соединенных ступеней. Ступени соединены между собой межступенчатыми коммуникациями, содержащими холодильники, водомаслоотделители, емкости и другую аппаратуру. По коммуникации газ транспортируется от нагнетательного патрубка предыдущей ступени до всасывающего патрубка последующей.

Объемы цилиндров ступеней по мере сжатия газа в предыдущих ступенях и увеличения его плотности уменьшаются. Условимся нумеровать ступени по ходу движения газа в компрессоре.

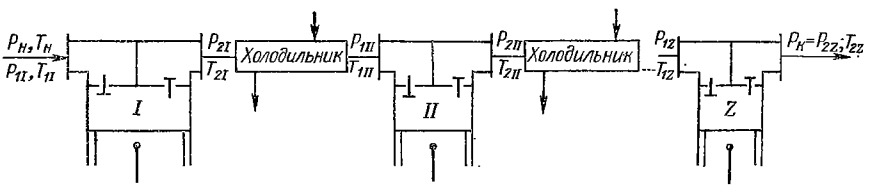


Рис. 3.1. Схема многоступенчатого сжатия: I, II, ..., z — номера ступеней

Параметры газа на входе в каждую ступень условимся обозначать индексом 1, на выходе — индексом 2, а номера ступеней обозначать римской цифрой у индекса. Например, давление всасываемого газа перед патрубком второй ступени обозначается p_{1II}, а температура после нагнетательного патрубка третьей ступени $T_{2\,III}$. Давление всасываемого газа перед первой ступенью $p_{1I} = p_н$, а по выходе из последней в z-ступенчатом компрессоре $p_{2z} = p_к$. Поступающий в первую ступень газ с давлением p_{1I} сжимается в ней и выталкивается из цилиндра в полость нагнетательных клапанов и затем в межступенчатую коммуникацию с давлением p_{2I} и температурой T_{2I} (рис. 3.1).

Двигаясь по межступенчатой коммуникации, газ охлаждается, главным образом, в межступенчатом холодильнике до температуры T_{1II}, и давление его снижается до p_{1II}. Оно ниже, чем p_{2I}, на величину газодинамических потерь в коммуникации.

Всасываемый во вторую ступень газ сжимается до давления p_{2II} и вытесняется из цилиндра в межступенчатую коммуникацию между второй и третьей ступенями. Там он охлаждается, несколько снижает свое давление и засасывается в следующую ступень. В последней или конечной ступени газ сжимается до конечного давления $p_{2z} = p_к$.

Основная идея многоступенчатого сжатия заключается в последовательном повышении давления в ступенях. При этом отношения давлений в ступенях должны быть такими, чтобы обеспечивались достаточно высокий КПД и коэффициент подачи в каждой из них.

Реальные процессы в многоступенчатых компрессорах очень сложны, поэтому рассмотрим вначале теоретический процесс.

3.2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В МНОГОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

При описании рабочих процессов многоступенчатого компрессора (МК) приняты следующие допущения: 1) в каждой ступени совершается теоретический рабочий процесс; 2) при движении в межступенчатых коммуникациях газ охлаждается до температуры перед всасывающим патрубком первой ступени; 3) отсутствуют газодинамические сопротивления; 4) коммуникации



Рис. 3.2. Индикаторные диаграммы многоступенчатого и одноступенчатого сжатия при теоретическом процессе: $F_{0-1-11-9-0}$ — площадь, отражающая индикаторную работу при сжатии и перемещении газа от $p_н$ до $p_к$ в одной ступени; $F_{0-1-2-4-5-7-8-9-0}$ — площадь, отражающая индикаторную работу при сжатии и перемещении газа в трех ступенях; $F_{2-4-5-7-8-11-2}$ — площадь, отражающая уменьшение индикаторной работы при сжатии газа в трех ступенях

герметичны, и в них отсутствуют колебания давления газа; 5) отсутствует трение в механизме движения.

В последовательно соединенных герметичных ступенях и коммуникациях масса газа, поступившая в первую ступень, будет подана полностью последней ступенью потребителю. Массовые производительности всех ступеней равны.

Если ступень выполнена в нескольких рабочих камерах, то ее производительность будет равна сумме производительностей всех ее рабочих камер.

Индикаторные диаграммы трехступенчатого компрессора при теоретическом процессе изображены на рис. 3.2. Линия *0—1* соответствует процессу всасывания в первую ступень. Из-за отсутствия газодинамических сопротивлений давление газа в процессе всасывания постоянное, равное давлению перед всасывающим патрубком ступени $p_{1I} = p_н$. Линия *1—2* изображает изменение давления в процессе адиабатного сжатия; линия *2—3* соответствует процессу вытеснения газа из цилиндра при постоянном давлении p_{2I}. Так как мертвое пространство отсутствует, происходит мгновенное падение давления от p_{2I} до p_{1I}. Индикаторная работа первой ступени определяется в масштабе диаграммы площадью, ограниченной линиями *0—1—2—3—0*.

Газ, нагнетаемый первой ступенью, поступает в межступенчатую коммуникацию, соединяющую нагнетательный патрубок первой ступени с всасывающим патрубком второй. За время прохождения газа по межступенчатой коммуникации его температура понизится от T_{2I} до T_{III}, равной $T_н$.

Давление газа перед всасывающим патрубком второй ступени p_{III} равно давлению нагнетания первой p_{2I}, так как согласно сделанным допущениям сопротивления движению газа отсутствуют.

Точки индикаторных диаграмм начала процесса сжатия во всех ступенях лежат на одной изотерме $pV = mRT_н$, где m — масса газа, всасываемая за один оборот вала. Отрезок линии всасывания во вторую ступень *3—4* короче отрезка линии нагнетания первой — *2—3*, так как за время движения по коммуникации газ охладился и объем его стал меньше

$$V_{1\,II} = V_{2I}T_{1\,II}/T_{2\,I}, \qquad (3.1)$$

где $V_{1\,II}$ — объем всасываемого газа во вторую ступень; $V_{2\,I}$ — объем газа, нагнетаемого первой ступенью.

Далее происходит адиабатное сжатие газа на линии *4—5*, его нагнетание второй ступенью происходит при постоянном давлении p_{2II}. Замыкает диаграмму отрезок оси ординат *6—3*. Построение индикаторной диаграммы третьей последней ступени аналогично построению диаграмм предыдущих ступеней.

Индикаторная работа многоступенчатого компрессора $L_{и.к}$ равна сумме индикаторных работ ступеней

$$L_{и.к} = \sum_{i=1}^{i=z} L_i.$$

Индикаторная работа каждой ступени определяется по формулам

$$L_{и\,I} = k_0F_{0—1—2—3—0}; \quad L_{и\,II} = k_0F_{3—4—5—6—3};$$

$$L_{и\,III} = k_0F_{6—7—8—9—6}.$$

Индикаторная работа трехступенчатого компрессора при теоретическом процессе определяется площадью диаграммы, ограниченной линиями

$$L_{и.к} = k_0F_{0—1—2—4—5—7—8—9—0}.$$

Если бы сжатие газа происходило в одной ступени от начального до конечного давления, то индикаторная работа

$$L^*_{и.к} = k_0F_{0—1—10—9—0}.$$

Из рис. 3.2 видно, что $L^*_{и.к}$ больше, чем $L_{и.к}$. Разность работ пропорциональна площади диаграммы

$$L^*_{и.к} - L_{и.к} = k_0F_{2—4—5—7—8—10—2}.$$

Уменьшение индикаторной работы при сжатии газа в многоступенчатом компрессоре происходит вследствие охлаждения газа

в каждой межступенчатой коммуникации и уменьшения при этом объема сжимаемого газа. Теоретический процесс тем ближе к изотермному, чем больше ступеней сжатия. Если заданы параметры газа перед всасывающим патрубком компрессора $p_н$, $T_н$, давление после нагнетательного патрубка $p_к$ и количество ступеней сжатия z, то индикаторная работа многоступенчатого компрессора будет зависеть от распределения давлений между ступенями.

Так как точки начала сжатия во всех ступенях лежат на одной изотерме, то при теоретическом процессе $L_{и.к}$ в соответствии с уравнением (3.1) можно определить по формуле

$$L_{и.к} = \frac{k}{k-1} mRT_{1I}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_I^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{II}^{\frac{k-1}{k}} + \cdots + \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_z^{\frac{k-1}{k}} - z\right].$$

Определим промежуточные давления, минимизирующие индикаторную работу компрессора. Для этого возьмем частную производную от $L_{и.к}$ по p_{2I} и приравняем ее нулю. Получим

$$\frac{\partial L_{и.к}}{\partial p_{2I}} = \frac{k}{k-1} mRT_{1I}\left[\frac{k-1}{k} p_{2I}^{\frac{k-1}{k}-1} p_{1I}^{-\frac{k-1}{k}} - \frac{k-1}{k} p_{2I}^{-\frac{k-1}{k}-1} p_{2II}^{\frac{k-1}{k}}\right] = 0.$$

Решая полученное уравнение, найдем p_{2I}, при котором индикаторная работа имеет наименьшее значение

$$p_{2I}^2 = p_{1I} p_{2II}.$$

Преобразуем это выражение, разделив правую и левую части на $p_{2I} p_{1I}$,

$$p_{2I}/p_{1I} = (p_{2II}/p_{2I})/(p_{2II}/p_{1II}).$$

Отношение $p_{2I}/p_{1I} = \Pi_I$, а $p_{2II}/p_{1II} = \Pi_{II}$, следовательно,

$$\Pi_I = \Pi_{II}. \qquad (3.2)$$

Наименьшую индикаторную работу получаем в том случае, если отношения давлений в первой и второй ступенях равны.

Взяв частные производные по остальным промежуточным давлениям и приравняв их нулю, в конечном итоге получим:

$$\Pi_{II} = \Pi_{III}; \qquad (3.3)$$

$$\Pi_{z-1} = \Pi_z. \qquad (3.4)$$

Из уравнений (3.2), (3.3), (3.4) получим $\Pi_I = \Pi_{II} = \ldots = \Pi_z$. Таким образом, для обеспечения минимальной индикаторной работы многоступенчатого компрессора при теоретическом процессе необходимо иметь одинаковые отношения давлений газа по ступеням. Отношение давлений в любой из ступеней обозначим $\Pi_{ст}$.

Отношение конечного давления газа после нагнетательного патрубка последней ступени $p_к = p_{2z}$ к давлению перед всасывающим патрубком первой ступени $p_н = p_{1I}$ называют общим или

полным отношением давлений и обозначают Π_o: $\Pi_o = p_{2z}/p_{1I} = p_к/p_н$. Величину Π_o можно представить в виде

$$\Pi_o = p_{2z}/p_{1I} = (p_2/p_1)_z (p_2/p_1)_{z-1} \cdots (p_2/p_1)_I.$$

Таким образом, $\Pi_o = \Pi_{ст}^z$, откуда $\Pi_{ст} = \sqrt[z]{\Pi_o}$.

Индикаторная работа компрессора определяется уравнением

$$L_{и.\,к} = zL_{и.\,ст} = z\frac{k}{k-1} mRT_н \left[\Pi_o^{\frac{k-1}{zk}} - 1\right];$$

соответственно индикаторная мощность

$$N_{и.\,к} = z\frac{k}{k-1} \dot{m}RT_н \left[\Pi_o^{\frac{k-1}{zk}} - 1\right].$$

Оптимальное распределение давлений обеспечивает также равенство температур нагнетаемого газа по ступеням, так как при адиабатном процессе сжатия эта температура в i-й ступени определяется по формуле

$$T_{2i} = T_н \Pi_{ст}^{\frac{k-1}{k}}.$$

При теоретическом процессе объемы, описываемые поршнями, и отношения давлений связаны зависимостью

$$V_{hi} = V_{h\,I} p_{1\,I}/p_{1i}.$$

Компрессор при теоретическом процессе будет иметь наименьшие объемы цилиндров при заданных производительности и частоте вращения вала.

3.3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В РЕАЛЬНОМ МНОГОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

В реальном многоступенчатом компрессоре не выполняются допущения, сделанные для теоретического процесса. В каждой ступени имеется мертвое пространство. Реальный процесс сопровождается тепло- и массообменом. Зачастую газы, сжимаемые в ступенях, не подчиняются уравнению Менделеева — Клапейрона.

Проточная часть коммуникаций оказывает сопротивление движению газа. Поэтому давление газа p_{1i} перед всасывающим патрубком последующей ступени ниже давления $p_{2\,(i-1)}$ предыдущей. Не равны также температуры перед всасывающими патрубками всех ступеней компрессора. Температура газа, температура охлаждающей воды и их разность изменяются в течение года. Поверхности охлаждения холодильников со временем загрязняются, ухудшается коэффициент теплопередачи между газом и водой. Сжимаемые в компрессоре газы могут быть влажными. При их сжатии повышается парциальное давление водяного пара. После охлаждения в межступенчатом холодильнике пар-

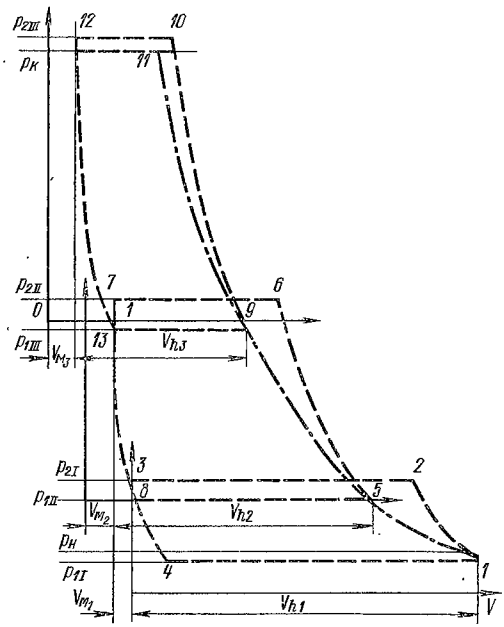


Рис. 3.3. Совмещенная схематизированная индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора при реальном процессе:

***1—2, 5—6, 9—10* — линии сжатия; *4—1, 8—5, 13—9* — линии всасывания; *2—3, 6—7, 10—12* — линии нагнетания; *3—4, 7—8, 12—13* — линии расширения**

циальное давление водяных паров может сделаться больше, чем давление насыщенных паров при данной температуре. Вследствие этого произойдет конденсация водяного пара. Конденсат, образующийся при этом, отделяется установленными в межступенчатой коммуникации масловлагоотделителями и удаляется из проточной части компрессора. Это приводит к уменьшению массы газа и водяного пара, поступающих в последующую ступень.

Совмещенные схематизированные индикаторные диаграммы трехступенчатого компрессора представлены на рис. 3.3.

Процесс всасывания газа в цилиндр первой ступени изображается линией *4—1*. Он происходит при давлении p_{1I}, меньшем чем давление перед всасывающим патрубком $p_н$ из-за сопротивлений главным образом клапанов линии всасывания ступени.

Процесс сжатия газа изображается линией *1—2*. Это эквивалентная политропа сжатия. Ее показатель n_c, как правило, меньше показателя адиабаты.

Процесс нагнетания изображается линией *2—3*. На диаграмме он изображен линией постоянного, среднеинтегрального за процесс давления нагнетания, которое больше давления после нагнетательного патрубка ступени.

Линия *3—4* изображает процесс расширения газа из мертвого пространства. Она представляет собой эквивалентную политропу расширения с показателем $n_р$. Значение его обычно меньше, чем n_c.

Площадь индикаторной диаграммы в масштабе k_0 соответствует индикаторной работе первой ступени

$$L_{и\,I} = k_0 F_{4\text{-}1\text{-}2\text{-}3\text{-}4}.$$

Линия всасывания второй ступени *8—5* лежит ниже линии нагнетания первой ступени. Давление p_{1II} на диаграмме также является среднеинтегральным давлением за процесс всасывания.

Линия всасывания *8—5* будет короче линии нагнетания первой ступени *2—3*, так как газ охлаждается в межступенчатом холодильнике. Меньшее влияние оказывает уменьшение массы газа из-за конденсации водяных паров и негерметичности коммуникаций.

Линия сжатия газа *5—6* является эквивалентной политропой сжатия $n_{\text{с II}}$. Величина $n_{\text{с II}}$ больше, чем $n_{\text{сI}}$, так как вследствие уменьшения поверхности цилиндра, контактирующей с газом, влияние теплообмена снижается.

Линия *6—7* отражает процесс нагнетания во второй ступени. На схематизированной диаграмме давление нагнетания $p_{2\,\text{II}}$ постоянно и равно среднеинтегральному значению за процесс (оно больше чем $p_{1\,\text{III}}$).

Линия *7—8* — эквивалентная политропа расширения с показателем $n_{\text{р II}}$, меньшим $n_{\text{с II}}$, но большим $n_{\text{рI}}$.

Индикаторная диаграмма второй ступени смещена относительно диаграммы первой в сторону меньших объемов. Это вызвано уменьшением объема второй ступени.

Индикаторная работа второй ступени пропорциональна площади индикаторной диаграммы

$$L_{\text{и II}} = k_0 F_{8\text{–}5\text{–}6\text{–}7\text{–}8}.$$

Индикаторная диаграмма третьей, конечной, ступени строится таким же путем, как и две первые, и индикаторная работа определяется из уравнения

$$L_{\text{иIII}} = k_0 F_{12\text{–}13\text{–}9\text{–}10\text{–}12}.$$

Индикаторная работа компрессора $L_{\text{и. к}}$ равна сумме индикаторных работ ступеней $L_{\text{и. к}} = \sum_{1}^{z} L_{\text{и}i}$.

Как видно из рис. 3.3, площади индикаторных диаграмм ступеней частично перекрывают друг друга. Вследствие потерь давления на преодоление сопротивлений клапанов и коммуникаций увеличивается общая индикаторная работа компрессора.

3.4. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ РЕАЛЬНОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Схема потоков газа в проточной части реального многоступенчатого компрессора изображена на рис. 3.4. Если при теоретическом процессе многоступенчатого компрессора вся масса газа, поступившая в первую ступень, подается последней ступенью потребителю, то в реальном процессе этого не происходит Как видно из схемы, возникают утечки газа $\bar{m}_{\text{у}}$ (через уплотнение поршней и штоков). Помимо этого в межступенчатых коммуникациях происходит конденсация водяного пара ($m_{\text{кон}}$).

Масса газа, подаваемая последней ступенью, будет меньше начальной на сумму масс утечек и конденсации.

Производительность многоступенчатого компрессора при реальном процессе можно определить по формуле

$$\bar{m}_{\text{к}} = \bar{m}_{\text{д I}} - \sum_{i=2}^{i=z} (\bar{m}_{\text{у}} + \bar{m}_{\text{кон}})_i,$$

где $\bar{m}_{\text{д I}}$ — действительная производительность первой ступени компрессора; $\bar{m}_{\text{у}i}$ — массовый расход газа через уплотнения ступени с номером i; $\bar{m}_{\text{кон}_i}$ — массовый расход жидкости, удаляемой в водомаслоотделителях ступени с номером i.

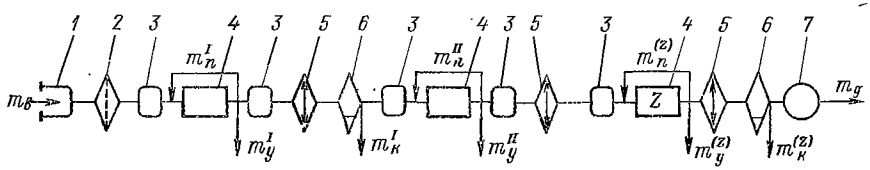


Рис. 3.4. Схема потоков массы газа в проточной части многоступенчатого компрессора:
1 — заборное устройство; *2* — газовый фильтр; *3* — буфер; *4* — ступень компрессора; *5* — холодильник; *6* — водомаслоотделитель; *7* — ресивер

Разделив все части уравнения на $\bar{m}_{\text{т}}$, получим

$$\lambda_{\text{к}} = \lambda_{\text{I}} - \sum_{i=2}^{i=z} (\nu_{\text{у}} + \nu_{\text{кон}})_i,$$

где $\lambda_{\text{к}} = \bar{m}_{\text{к}}/\bar{m}_{\text{т}}$ — коэффициент производительности многоступенчатого компрессора; $\nu_{\text{у}i} = \bar{m}_{\text{у}i}/\bar{m}_{\text{т}}$ — относительная величина утечки газа из ступени с номером i; $\nu_{\text{кон}} = \bar{m}_{\text{кон}}/\bar{m}_{\text{т}}$ — относительная величина конденсации водяного пара.

Коэффициент производительности первой ступени компрессора определяется по формуле $\lambda_{\text{I}} = \bar{m}_{\text{д I}}/\bar{m}_{\text{т}}$ или $\lambda_{\text{I}} = \lambda_{\text{т I}}(\lambda_{0\text{I}} - \mu_{\text{I}}) - (\nu^{*}_{\text{п I}} + \nu^{*}_{\text{у I}} + \nu_{\text{кон}})$.

В некоторых случаях по условиям технологического процесса сжатый до какого-то промежуточного давления газ идет на переработку (например, производится очистка воздуха от CO_2 в системах разделения воздуха на отдельные компоненты смеси). При анализе работы подобного компрессора допускается, что он состоит из двух компрессоров. Первая группа ступеней сжимает газ до давления отбора. За теоретическую производительность компрессора принимается ее величина для первой ступени сжатия. Вторая группа ступеней сжимает от давления отбора до конечного давления в сети. Теоретическая производительность в этом случае считается по ступени, всасывающей газ после отбора. Если первая ступень многоступенчатого компрессора выполнена в нескольких рабочих камерах или цилиндрах, то за производительность компрессора при теоретическом процессе принимают сумму теоретических производительностей отдельных камер.

3.5. ВЛИЯНИЕ ВЛАЖНОСТИ ГАЗА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Сжимаемые газы обычно содержат пары воды, температура конденсации которых выше, чем у чистых газов. Если перед всасывающим патрубком парциальное давление водяного пара $p_{в.п}$, то после нагнетания оно будет увеличено в Π раз. В процессе охлаждения газа в межступенчатом холодильнике парциальное давление водяного пара может сравняться с давлением насыщающих паров. Начиная с этого момента и до достижения газом температуры T_{III} будет происходить конденсация водяных паров.

В задании на проектирование компрессора указываются температура парогазовой смеси перед всасывающим патрубком T_{1I}, относительная влажность газа ψ и температура охлаждающей среды $T_{в.с}$. Парциальное давление насыщенного пара при температуре T_{1I} находится из таблиц водяного пара [6].

Массовый расход водяного пара, поступающего в компрессор, можно определить по формуле

$$\overline{m}_{в.п} = \rho_{в.п\,I}\overline{V}_{в.п\,I},$$

где $\rho_{в.п\,I}$ — плотность водяного пара перед всасывающим патрубком; $\overline{V}_{в.п\,I}$ — объемный расход всасываемого пара в первую ступень.

Величину $\rho_{в.п\,I}$ находим из уравнения

$$\rho_{в.п\,I} = \psi p_{н.п\,I\,(T_{1I})}/R_{в.п}T_{1I}, \qquad (3.5)$$

где $R_{в.п}$ — газовая постоянная водяного пара; $p_{н.п\,I\,(T_{1I})}$ — давление насыщающих паров при температуре всасывания в I ступени.

Если в межступенчатой коммуникации первой ступени происходит конденсация водяного пара, то массовый расход пара, поступающего во вторую ступень, $\overline{m}_{в.п\,II} < \overline{m}_{в.п\,I}$. Он определяется по формуле

$$\overline{m}_{в.п\,II} = \rho_{в.п\,II}\overline{V}_{в.п\,II}. \qquad (3.6)$$

Здесь $\rho_{в.п\,II} = \rho_{н.п\,II} = p_{н.п\,II\,(T_{1\,II})}/R_{в.п}T_{1\,II}$, где $p_{н.п\,II}$ — давление насыщающих паров при всасывании во вторую ступень.

Величину $\overline{V}_{в.п\,II}$ с достаточной для расчетов точностью можно определить по приближенной формуле

$$\overline{V}_{в.п\,II} = \overline{V}_{в.п\,I}T_{1\,II}/T_{1I}\Pi_I. \qquad (3.7)$$

Массовый расход конденсата

$$\overline{m}_{кон\,I} = \overline{m}_{в.п\,I} - \overline{m}_{в.п\,II}. \qquad (3.8)$$

Используя уравнения (3.5) и (3.6), после некоторых упрощений получим

$$\overline{m}_{кон\,I} \approx \overline{V}_{в.п\,I}\rho_{н.п\,I}\left(\psi - p_{н.п(T_{1\,II})}/p_{н.п\,(T_{1I})}\Pi_I\right). \qquad (3.9)$$

Относительная величина конденсата

$$v_{\text{кон I}} = \bar{m}_{\text{кон I}}/\bar{m}_{\text{в}} = \lambda_{\text{I}}\rho_{\text{н. п}\,(T_{\text{1 I}})}/\rho_{\text{н}}\left(\psi - p_{\text{н. п}\,(T_{\text{1 II}})}/p_{\text{н. п}\,(T_{\text{1 I}})}\Pi_{\text{I}}\right),$$

где $\rho_{\text{н}}$ — плотность всасываемого в ступень газа и водяного пара; λ_{I} — коэффициент производительности первой ступени.

В процессе выполнения расчета компрессора необходимо знать относительную величину конденсата перед всасыванием газа в данную ступень с номером i, которую можно определить по формуле

$$\sum_{i=1}^{i=s} v_{\text{кон}\,i} = \lambda_{\text{I}}\rho_{\text{н. п}\,(T_{\text{1 I}})}/\rho_{\text{н}}\left(\psi - p_{\text{н. п}(T_{\text{1 II}})}/p_{\text{н. п}\,(T_{\text{1 I}})}\Pi_{\text{I}}\Pi_{2}\right). \quad (3.10)$$

Так как ψ величина переменная, то оценивать влияние влажности можно только приближенно. Однако ошибка не будет больше 3 % от производительности компрессора. Выпадением влаги после третьей ступени можно пренебречь, так как оно слишком мало.

3.6. ИНДИКАТОРНАЯ РАБОТА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА С РЕАЛЬНЫМ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ

Индикаторная работа компрессора при реальном процессе $L_{\text{н. п}}$ соответствует сумме индикаторных работ ступеней $L_{\text{н. ст}}$. Величина $L_{\text{н. ст}}$ определяется из уравнения

$$L_{\text{н. ст}} = m_{\text{д}}l_{\text{н. ст}} = m_{\text{д}}RT_{\text{в}}\left[(1+a)A_{\text{с}} - a\Pi^{1/n_{\text{р}}}A_{\text{р}}\right]\frac{1-x_{\text{1 ср}}}{\lambda_{\text{ст}}},$$

где $m_{\text{д}}$ — масса газа, подаваемая ступенью в нагнетательный трубопровод; $\lambda_{\text{ст}}$ — коэффициент производительности ступени;

$$A_{\text{с}} = \frac{n_{\text{с}}}{n_{\text{с}}-1}\left[\Pi_{\text{ц}}^{\frac{n_{\text{с}}-1}{n_{\text{с}}}} - 1\right];\quad A_{\text{р}} = \frac{n_{\text{р}}}{n_{\text{р}}-1}\left[\Pi_{\text{ц}}^{\frac{n_{\text{р}}-1}{n_{\text{р}}}} - 1\right].$$

Температуры газа перед всасывающими патрубками ступеней в расчетах принимают одинаковыми.

В межступенчатых коммуникациях следует охлаждать газ до наиболее низкой температуры для уменьшения индикаторной работы в более безопасной эксплуатации. Наименьшая возможная температура достигается при противотоке газа и охлаждающей воды

$$T_{\text{1 min}} = 273 + t_{\text{в}},$$

где $t_{\text{в}}$ — температура охлаждающей воды на входе в межступенчатый холодильник.

При параллельном и перекрестном движении сред минимальная температура будет выше на величину нагрева воды в холодильнике Δt.

Минимальной температуры газа можно было бы достигнуть при бесконечно больших поверхностях и бесконечном большом времени охлаждения. Практически с целью снижения размеров холодильников и их массы планируют недоохлаждение газа по сравнению с T_{min} на величину $\Delta t_{но}$. Для стационарных компрессоров химических комбинатов с длительной круглосуточной работой недоохлаждением задаются от 3 до 8 К.

В транспортных компрессорах, в которых особенно важны масса и габаритные размеры, при жидкостном (водяном) охлаждении недоохлаждение $\Delta t_{но}$ увеличивают до 15 К.

В передвижных компрессорных установках очень часто применяется воздушное охлаждение холодильников и цилиндров компрессора. В этих машинах $\Delta t_{но}$ достигает 25 К.

Температура газа перед всасывающим патрубком всех ступеней, кроме первой (для I ступени T_1 указывается в задании на проектирование), определяется по формуле

$$T_1 = T_{min} + \Delta t_{но}.$$

Величина средней за процесс всасывания относительной потери давления $\varkappa_{1i\,ср}$ снижается с увеличением номера ступени. Это происходит вследствие уменьшения скоростей газа и повышения давления в коммуникациях. На основании обработки данных, полученных при испытании поршневых компрессоров, была получена формула для нахождения $\varkappa_{1i\,ср}$ в зависимости от $\varkappa_{1I\,ср}$

$$\varkappa_{1i\,ср} = 0{,}8^{i-1}\varkappa_{1\,I\,ср}. \qquad (3.11)$$

Для определения среднего относительного увеличения давления в цилиндре от сопротивлений в линии нагнетания и клапанах допустимо применение аналогичной формулы

$$\varkappa_{2i\,ср} = 0{,}8^{i-1}\varkappa_{2\,I\,ср}. \qquad (3.12)$$

С ростом номера ступени i уменьшаются ее размеры и, следовательно, уменьшается влияние теплообмена газа со стенками и массообмена через неплотности клапанов. Эквивалентные показатели политроп увеличиваются в соответствии с эмпирической формулой

$$n_{с.э\,i} = n_{с.э\,I} + 0{,}015\,(i-1)\,k. \qquad (3.13)$$

Показатель политропы сжатия первой ступени изменяется в диапазоне от $0{,}92k$ до k. Если $n_{с.э}$ достиг в промежуточной ступени величины k, то во всех остальных ступенях с большими номерами его следует принимать равным k.

Относительное мертвое пространство a возрастает с увеличением номера ступени i, так как с уменьшением объемов ступени очень трудно получить малое значение относительного мертвого пространства.

Изменение a от номера ступени можно определить уравнением

$$a_i = a_I + 0{,}025\,(i-1).$$

С увеличением a_t величина $n_{рэ}$ приближается к $n_{сэ}$. Эта зависимость описывается формулой

$$n_{рэ} = \alpha_2 n_{сэ},$$

где α_2 — коэффициент, который изменяется от 0,92 до 1 и возрастает с номером ступени.

В случае равенства показателей политроп $n_{сэ} = n_{рэ}$ или при малой их разнице величину $L_{ис}$ можно определять уравнением (2.29).

Уравнение состояния реального газа при небольших давлениях не дает заметных отклонений от уравнения состояния идеального газа. Однако с ростом давлений начинает сказываться влияние собственного объема молекул и сил межмолекулярного взаимодействия.

Чаще всего реальность газа учитывают вводом коэффициента сжимаемости ξ в уравнение состояния реального газа

$$pv = \xi RT \qquad (3.14)$$

или используют уравнение Дюпре—Гирина

$$p(v - b) = RT, \qquad (3.15)$$

где b — несжимаемый объем газа, занимаемый молекулами, м³/кг.

При одинаковых давлениях и температурах удельный объем реального газа v больше идеального $v_{ид}$ на величину объема несжимаемого газа

$$b = v - v_{ид}.$$

Из уравнений (3.14), (3.15) находим

$$\xi = p(v_{ид} + b)/RT = 1 + b/v_{ид}.$$

Введем новую переменную β — показатель отклонения в сжимаемости

$$\beta = b/p_0 v_0 = b/RT_0 = b/273R,$$

где $p_0 = 101{,}3$ кН/м² и $T_0 = 273$ К — параметры газа при нормальных физических условиях.

Из предыдущего уравнения находим

$$b = 273R\beta. \qquad (3.16)$$

Заменив в уравнении Дюпре—Гирина величину b ее выражением из (3.16) и решив его относительно v, получим

$$v = R\,[(T/p) + 273\beta]. \qquad (3.17)$$

Удельная работа сжатия и перемещения газа в компрессоре определяется уравнением

$$l = \int_{p_н}^{p_к} v\,dp.$$

Заменим v выражением из уравнения (3.17)

$$l = \int_{p_н}^{p_к} R\,[(T/p) + 273\beta]\,dp. \qquad (3.18)$$

Определим удельную работу сжатия и перемещения газа в политропном процессе с постоянным показателем политропы для реального газа, интегрируя уравнение (3.18).

Объемный показатель адиабаты обозначают k_v и определяют из уравнения

$$k_v = -\frac{v}{p}\frac{dp}{dv} \approx -\frac{v}{p}\frac{\Delta p}{\Delta v}.$$

Изменение объема на малую величину Δv приводит в реальном газе к повышению давления Δp. Оно может оказаться как больше, так и меньше приращения давления, которое произошло бы в реальном газе при таком же изменении объема.

Показатель адиабаты, связывающий давление и объем реального газа k_v, не соответствует показателю адиабаты, связывающему давление и температуру при этом процессе. На малом участке адиабатного процесса зависимость между давлением p и температурой T определяется уравнением

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}.$$

Экспериментально определенные величины k_v и k_T приведены ниже:

Давление, МПа	0,1	30	60	80	100
Объемный показатель адиабаты k_v	1,41	2,39	3,3	3,8	3,9
Температурный показатель адиабаты k_T	1,41	1,416	1,345	1,34	1,346

Температурный показатель адиабаты k_T слабо зависит от давления. Для одной ступени компрессора его можно принять постоянным.

Показатели политроп n_v и n_T ведут себя аналогично, и, следовательно, для одной ступени величину n_T можно принять постоянной.

Из уравнения (3.18) можно представить $l_{пол}$ как сумму двух интегралов

$$l_{пол} = R\int_1^2 \frac{T}{p}\,dp + 273R\int_1^2 \beta\,dp.$$

В первом подынтегральном выражении необходимо подставить из уравнения процесса

$$T = T\,(p/p_1)^{\frac{n_T-1}{n_T}}.$$

В результате этой подстановки получим

$$R\int_{1}^{2}\frac{T}{p}\,dp = R\int_{p_1}^{p_2} T_1\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n_T-1}{n_T}}\frac{dp}{p} = \frac{RT_1}{p_1^{\frac{n_T-1}{n_T}}}\int_{p_1}^{p_2} p^{-1/n_T}\,dp.$$

Значительно труднее найти в общем виде решение второго интеграла, так как нет аналитических зависимостей величины β от давления p при постоянных показателях политроп n_T у различных газов и их смесей.

Результаты экспериментальных исследований приводятся в виде графических зависимостей величины β от давления p при различных постоянных температурах. В других случаях ограничиваются таблицами величин β при различных p и T.

Второй интеграл можно вычислить численными методами для конкретного случая, используя параболическую формулу Симпсона,

$$\int_{p_1}^{p_2}\beta\,dp = \frac{1}{6}(\beta_1 + 4\beta^* + \beta_2)(p_2 - p_1) = \Delta B_{\text{пол}},$$

где β — находится из экспериментальных графических зависимостей или табличных данных; β_1 — определяется при давлении p_1 и температуре T_1, соответствующих началу процесса сжатия газа в рабочей камере; β_2 — вычисляется для давления p_2 и температуры $T_2 = T_1\,(p_2/p_1)^{\frac{n_T-1}{n_T}}$; β^* — находится для давления $p^* = (p_1 + p_2)/2$ и температуры $T^* = T_1\,[(p_1 + p_2)/2p_1]^{\frac{n_T-1}{n_T}}$; $\Delta B_{\text{пол}}$ — показатель избытка работы в политропном процессе сжатия реального газа с показателем политропы n_T от давления p_1 до давления p_2.

Подставив результаты интегрирования в выражение для удельной политропной работы, получим

$$l_{\text{пол}} = R\left\{T_1\frac{n_T}{n_T-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} - 1\right] + 273\Delta B_{\text{пол}}\right\}.$$

Работа сжатия и перемещения массы реального газа m при политропном процессе определяется уравнением:

$$L_{\text{пол}} = ml_{\text{пол}} = mR\left\{T_1\frac{n_T}{n_T-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} - 1\right] + 273\,\Delta B_{\text{пол}}\right\}.$$

Мощность, затрачиваемая на сжатие и перемещение массового расхода $\bar{m}$, определяется по формуле:

$$N_{\text{пол}} = \bar{m}R\left\{T_1\frac{n_T}{n_T-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n_T-1}{n_T}}-1\right]+273\,\Delta B_{\text{пол}}\right\}.$$

При определении работы $L_{\text{пол}}$ и мощности $N_{\text{пол}}$ реального компрессора необходимо за начальное давление газа принимать $p_1 = p_{1\text{ц}} = p_{\text{н}}(1-\varkappa_{1\text{ср}})$, а за конечное $p_2 = p_{2\text{ц}} = p_{\text{н}}(1+\varkappa_{2\text{ср}})$. Для частного случая политропного процесса — адиабатного — величины $L_{\text{ад}}$, $N_{\text{ад}}$, $l_{\text{ад}}$ определяются уравнениями:

$$L_{\text{ад}} = ml_{\text{ад}};$$
$$N_{\text{ад}} = \bar{m}l_{\text{ад}}.$$

Здесь

$$l_{\text{ад}} = R\left\{T_1\frac{k_T}{k_T-1}\left[\left(\frac{p_{2\text{ц}}}{p_{1\text{ц}}}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}-1\right]+273\,\Delta B_{\text{ад}}\right\},$$

где $\Delta B_{\text{ад}} = \frac{1}{6}(\beta_1+4\beta^*+\beta_2)(p_{2\text{ц}}-p_{1\text{ц}})$.

Величина β_1 находится при давлении $p_{1\text{ц}}$ и температуре $T_{1\text{ц}}\left(\frac{k_T-1}{k_T}\right)$, β_2 — при $p_{2\text{ц}}$ и $T_{2\text{ц}}$, β^* — при $(p_1+p_2)/2$ и $T^* = T_1[(p_1+p_2)/2p_1]^{\frac{k_T-1}{k_T}}$.

Работа сжатия и перемещения реального газа при изотермном процессе находится из уравнения

$$L_{\text{из}} = ml_{\text{из}} = mR\left\{T_1\ln\frac{p_{2\text{ц}}}{p_{1\text{ц}}}+273\,\Delta B_{\text{из}}\right\}.$$

Здесь

$$\Delta B_{\text{из}} = \frac{1}{6}(\beta_1+4\beta^*+\beta_2)(p_{2\text{ц}}-p_{1\text{ц}}),$$

где β_1 находится при $p_{1\text{ц}} = \text{const}$, β_2 — при $p_{2\text{ц}} = \text{const}$ и β^* — при $(p_{1\text{ц}}+p_{2\text{ц}})/2$.

3.7. ВЫБОР ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ СЖАТИЯ ГАЗА В МНОГОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

Опыт компрессоростроения показывает, что область наибольшего КПД ступени компрессора и наименьшей удельной индикаторной работы соответствует отношению давлений в ней от 3 до 5. Если каждая ступень компрессора имеет высокий КПД, то он должен быть высок и у всей машины. Для определения ориентировочного числа ступеней z необходимо выбрать $\Pi_{\text{ст}}$ в зоне максимального КПД, руководствуясь следующим.

1. Компрессорные машины, предназначенные для длительной непрерывной работы, имеют менее напряженный режим, поэтому для них принимают $\Pi_{\text{ст}}$ ближе к трем и выбирают меньшие частоты вращения коленчатого вала.

2. Для транспортных и других компрессоров с кратковременной работой с целью уменьшения массы и габаритных размеров установки следует выбирать $\Pi_{ст}$ ближе к пяти и более высокую (до 25 и даже 50 $с^{-1}$) частоту вращения коленчатого вала.

3. В компрессорах, сжимающих легкие газы (например, водород, гелий и другие), сопротивления движению газа в проточной части ступеней и межступенчатых коммуникациях малы. Поэтому для уменьшения удельной индикаторной работы можно увеличить число ступеней. Меньшие отношения давлений в ступенях снижают температуры газа и стенок поверхностей цилиндров, делают работу компрессора более безопасной и надежной.

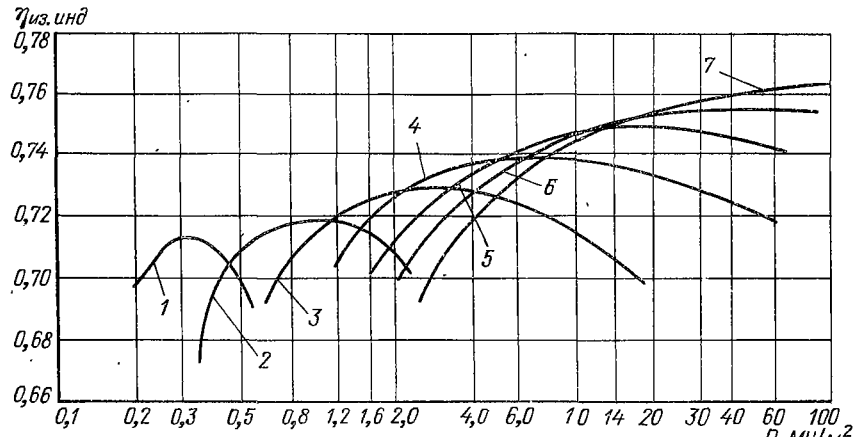


Рис. 3.5. Зависимость индикаторного изотермного КПД компрессора от конечного давления и числа ступеней: 1, 2, ... 7 — число ступеней в компрессоре

4. Компрессоры для многоатомных газов имеют более низкий показатель адиабаты, чем у одно- и двухатомных газов, и поэтому невысокую температуру нагнетаемого газа. Для подобных компрессоров допустимо выбирать более высокие отношения давлений в ступенях. Число ступеней z находится из уравнения и может иметь дробное значение, которое округляется,

$$z = \ln \Pi_0 / \ln \Pi_{ст}.$$

Общее отношение давлений в компрессоре Π_0 указывается в задании на проектирование. Затем на основании предварительного термодинамического расчета находят размеры рабочих камер, габариты и затраты мощности на привод для z_{min} и z_{max}. Выбор варианта зависит от назначения машины.

Меньшие отношения давлений в ступенях уменьшают силы, действующие на механизм движения, делают его более легким, а эксплуатацию ступеней безопасной и надежной.

При выборе числа ступеней z часто используют статистические данные по уже выполненным компрессорам. Отношения давлений

в компрессоре Π_0 в зависимости от числа ступеней приведены ниже:

Число ступеней z	1	2	3	4
Отношение давлений, Π_0	7	6—50	14—150	36—400

Число ступеней z . . .	5	6	7
Отношение давлений Π_0	150—1000	200—1100	450—1100

Здесь не учтены еще авиационные поршневые компрессоры, у которых диапазон Π_0 при одинаковых z был бы еще больше. То, что диапазоны Π_0 для различных z перекрываются, указывает на различные условия работы компрессоров.

Зависимость изотермного индикаторного коэффициента полезного действия компрессоров от Π_0 и числа ступеней представлены на рис. 3.5. Кривые построены для следующих условий: $T_{1I} = 293$ К; $T_{1III} = T_{1\,IV} = \ldots = T_{1z} = 303$ К; $\varkappa_{1I} = 0{,}05$; $\varkappa_{2I} = 0{,}1$; $\varkappa_{1i} = \varkappa_{1I} 0{,}8^{i-1}$; $\varkappa_{2i} = 0{,}8^{i-1}\varkappa_{2I}$; $v_{\text{в}} = 0{,}01$ в каждой ступени; $v_{\text{п}} = 0{,}02$ в каждой ступени. Показатель политропы сжатия $n_{\text{с}}$ в первой ступени равен 1,35, а во всех последующих определяется из уравнения (3.13). Показатель политропы расширения принимается равным показателю политропы сжатия. Отношения давлений по ступеням принимаются равными и определяются с помощью уравнения $\Pi_{\text{ст}} = \sqrt[z]{\Pi_0}$.

Область между точками пересечения кривой изотермного индикаторного КПД $\eta_{\text{и. из}}$ компрессора с z ступенями с такими же кривыми, но со ступенями $(z-1)$ и $(z+1)$ является рациональной с точки зрения энергетических затрат на индикаторную работу. При проектировании компрессоров необходимо учесть, что каждая ступень не только усложняет конструкцию машины, но и добавляет затраты работы на преодоление трения в механизме движения.

Однако в то же время увеличение z приводит к уменьшению поршневой силы в рядах, делает механизм движения легким и удобным при эксплуатации.

Все эти противоречивые явления делают выбор числа ступеней сжатия сложным и важным моментом в проектировании компрессора.

3.8. О РАЦИОНАЛЬНОМ РАСПРЕДЕЛЕНИИ ДАВЛЕНИЙ ГАЗА ПО СТУПЕНЯМ СЖАТИЯ В РЕАЛЬНОМ ПРОЦЕССЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Под рациональным распределением отношений давлений по ступеням сжатия чаще всего понимают такое, при котором обеспечивается наименьшая работа на сжатие и перемещение газа. Распределение давлений, обеспечивающее минимум индикаторной работы при теоретическом процессе, не обеспечивает его при действительном процессе.

Точное нахождение минимума функции многих переменных едва ли целесообразно, да его может и не быть. Расчетные уравнения для его определения оказываются очень сложными и возможны только приближенные методы их решения.

Можно найти минимум индикаторной работы только для какого-то частного случая, так как в процессе эксплуатации изменяются внешние условия. При анализе упрощенных уравнений достаточно только найти область, внутри которой индикаторная работа наименьшая.

Сделаем следующие допущения для реального процесса многоступенчатого компрессора: 1) газ подчиняется законам идеального газа; 2) массы утечек $m_у$, перетечек $m_п$, конденсации $m_{кон}$, показатели политроп, относительные потери давления в клапанах $\varkappa_1$ и $\varkappa_2$ не зависят от величины давления, а изменяются скачком от ступени к ступени в соответствии с их порядковыми номерами; 3) показатели политроп процессов сжатия и расширения равны.

Индикаторная работа многоступенчатого компрессора $L_{и.к}$ равна сумме индикаторных работ отдельных ступеней. Индикаторная работа ступени $L_{и.ст}$ при равенстве $n_р = n_с$ определится уравнением

$$L_{и.ст\,i} = \frac{m_i R T_{вi} n_i}{k T_i (n_i - 1)} \left[\left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}} \right)_i^{\frac{n_i - 1}{n_i}} - 1 \right]. \qquad (3.19)$$

Здесь m_i — масса газа в ступени, на сжатие и перемещение которой затрачивается работа (она не включает в себя массу, оставшуюся не вытолкнутой из мертвого пространства; при равенстве $n_с = n_р$ работа на сжатие массы, не вытолкнутой из мертвого пространства, равна работе, отдаваемой ею двигателю при расширении);

$$m_i = m_н + (m_п^* + m_у^*)_i + \sum_{j=i+1}^{j=z} (m_у + m_{кон})_j.$$

где $m_н$ — масса газа, подаваемая потребителю последней ступенью z за один оборот вала; $m_у$, $m_{кон}$ — массы внешних утечек из ступени и конденсации в межступенчатой коммуникации за один оборот.

Величина $\nu_у$ для каждой исправной ступени колеблется от 0,5 до 2 %. Показатель политропы в зависимости от номера ступени определяется уравнением (3.13). Величины средних давлений в цилиндре при всасывании $p_{1ц} = p_1 (1 - \varkappa_{1\,ср})$, а при нагнетании $p_{2ц} = p_2 (1 - \varkappa_{2\,ср}^*)$. Относительные потери давления при всасывании $\varkappa_1$ изменяются по ступеням в соответствии с уравнением (3.11). Относительная потеря давления на нагнетании с учетом потерь давления в межступенчатой коммуникации $\varkappa_2^*$ определяется уравнением

$$\varkappa_{2i}^* = \varkappa_{2i} + (0{,}02 \div 0{,}03). \qquad (3.20)$$

Изменение $\lambda_т$ по ступеням описывается уравнением

$$\lambda_{тi} = \lambda_{т\,I} + 0{,}02\,(i - 1),$$

где $\lambda_{тi}$ всегда меньше единицы.

Отношение давлений в ступени можно представить в виде

$$\frac{p_{2щi}}{p_{1щi}} = \frac{p_{1\,i+1}\,(1 + \varepsilon^*_{2i})}{p_{1i}\,(1 - \varepsilon_{1i})} = \frac{p_{1\,i+1}}{p_{1i}}\,k_i.$$

С учетом принятых обозначений уравнение (3.19) можно записать

$$L_{т.\,сж\,i} = \frac{m_i R T_{н\,i}}{\lambda_{т\,i}\sigma_i}\left[\left(\frac{p_{1\,i+1}}{p_{1i}}\right)^{\sigma_i} k_i^{\sigma_i} - 1\right],$$

где $\sigma_i = (n_i - 1)/n_i$.

Для нахождения оптимальных отношений давлений по ступеням необходимо решить уравнение

$$\frac{\partial L_{т.\,к}}{\partial p_{1\,II}} = \frac{\partial L_{т.\,к}}{\partial p_{1\,III}} = \frac{\partial L_{т.\,к}}{\partial p_{1\,IV}} = \ldots = \frac{\partial L_{т.\,к}}{\partial p_{1z}} = 0.$$

При принятых допущениях предыдущее уравнение можно представить в следующем виде:

$$\frac{\partial L_{т.\,к}}{\partial p_{1\,II}} = \frac{m_I R T_{н\,I}\sigma_I p_{1\,II}^{\sigma_I - 1} k^{\sigma_I}}{\lambda_{т\,I}\sigma_I p_{1I}^{\sigma_I}} - \frac{m_{II} R T_{н\,II}\sigma_{II}}{\lambda_{т\,II}\sigma_{II}} \frac{p_{1\,III}^{\sigma_{II}} k_{II}^{\sigma_{II}}}{p_{1\,II}^{\sigma_{II}-1}} = 0. \quad (3.21)$$

После несложных преобразований уравнение (3.21) примет вид

$$\frac{m_I T_{н\,I} k_I^{\sigma_I} \lambda_{т\,II} p_{1\,II}^{\sigma_I + \sigma_{II}}}{m_{II} T_{н\,II} \lambda_{тI} k_{II}^{\sigma_{II}}} = p_{1\,III}^{\sigma_{II}} p_{1I}^{\sigma_I}. \quad (3.22)$$

Обозначим $p_{1\,II}/p_{1\,I} = \Pi_I^*$; $p_{1\,III}/p_{1\,II} = \Pi_{II}^*$ и подставим в (3.22). Полученное уравнение решим относительно

$$\Pi_{II}^* = \left(\frac{m_I T_{н\,I}\lambda_{т\,II}}{m_{II} T_{н\,II}\lambda_{тI}}\right)^{1/\sigma_{II}} \frac{k_I^{\sigma_I/\sigma_{II}}}{k_{II}} \Pi_I^{*\,\sigma_I/\sigma_{II}}. \quad (3.23)$$

Если взять производные по остальным промежуточным давлениям $p_{1\,III}$, p_{1i}, p_{1z}, то получим:

$$\Pi_{III}^* = \left(\frac{m_{II} T_{н\,II}\lambda_{т\,III}}{m_{III} T_{н\,III}\lambda_{т\,II}}\right)^{\lambda/\sigma_{III}} \frac{k_{II}}{k_{III}}^{\sigma_{II}/\sigma_{III}} \Pi_{II}^{*\,\sigma_{II}/\sigma_{III}};$$

$$\Pi_{i+1}^* = \left(\frac{m_i T_{н\,i}\lambda_{т\,i+1}}{m_{i+1} T_{н\,i+1}\lambda_{тi}}\right)^{1/\sigma_{i+1}} \frac{k_i}{k_{i+1}}^{\sigma_i/\sigma_{i+1}} \Pi_i^{*\sigma_i/\sigma_{i+1}};$$

$$\Pi_z^* = \left(\frac{m_{z-1} T_{н\,z-1}\lambda_{тz}}{m_z T_{нz}\lambda_{т\,z-1}}\right)^{1/\sigma_z} \frac{k_{z-1}}{k_z} \Pi_{z-1}^{*\sigma_{z-1}/\sigma_z}.$$

Под отношением давлений в последней ступени следует понимать $\Pi_z^* = p_{кz}/p_{нz}$, где $p_{кz}$ — давление после конечного холодильника. Выразим на основании уравнений (3.21), (3.22)

отношение давлений в ступенях через отношение давлений в первой ступени

$$\Pi_i^* = \left(\frac{m_I T_{вI} \lambda_{TI}}{m_i T_{вi} \lambda_{Ti}}\right)^{1/\sigma_i} \frac{k_I}{k_i} \sigma_I/\sigma_i \Pi_I^{*\sigma_I/\sigma_i}. \quad (3.24)$$

Общее отношение давлений в компрессоре $\Pi_0 = p_к/p_н = p_{кz}/p_{вI}$. Это уравнение можно представить в следующем виде:

$$\Pi_0 = \frac{p_{2z}}{p_{1z}} \frac{p_{2z-1}}{p_{1z-1}} \ldots \frac{p_{2I}}{p_{1I}} = \Pi_i^* \Pi_{II}^* \ldots \Pi_z^*. \quad (3.25)$$

Произведем логарифмирование уравнения (3.25)

$$\ln \Pi_0 = \sum_{i=1}^{i=z} \ln \Pi_i^*. \quad (3.26)$$

Заменив отношение давлений в уравнении (3.25) их выражениями из (3.24), получим

$$\ln \Pi_0 = \ln \Pi_i^* + \sum_{i=2}^{i=z} \ln \left(\frac{m_I T_{вI} \lambda_{TI}}{m_i T_{вi} \lambda_{TI}}\right)^{1/\sigma_i} \frac{k_i^{\sigma_I/\sigma_i}}{k_i} \Pi_I^{*\sigma_I/\sigma_i}. \quad (3.27)$$

Решив уравнение (3.27) относительно Π_i^*, получим

$$\ln \Pi_i^* = \frac{\ln \Pi_0 - \sum_{i=2}^{i=z} \ln (m_I T_{вI} \lambda_{Ti})/m_i T_{вi} \lambda_{TI})^{1/\sigma_i} \frac{k_I}{k_i} \sigma_I/\sigma_i}{\sum_1^z \sigma_I/\sigma_i}. \quad (3.28)$$

Определив Π_i^*, находим из уравнения (3.24) все остальные отношения давлений по ступеням. Уравнение (3.28) можно решать графически, подбором или на ЭВМ. После решения необходимо проверить, удовлетворяют ли найденные Π_i^* уравнению (3.25) или (3.26).

В процессе проектирования часто изменяются размеры цилиндров (округляются до принятых в отрасли), относительные мертвые пространства, ход поршня и другие размеры. Вследствие этого изменяется m_i, а следовательно, согласно (3.24), (3.28) и оптимальные Π_i^*. Поэтому при любых изменениях размеров необходимо находить новые значения Π_i^*.

3.9. ОТНОШЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ ПО СТУПЕНЯМ И ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Условие устойчивой работы двух последовательно соединенных ступеней определяется уравнением

$$m_i = m_{в\,(i+1)}, \quad (3.29)$$

где m_i — масса газа, подаваемая за оборот предыдущей ступенью к всасывающему патрубку; $m_{в\,i+1}$ — масса газа, всасываемая последующей ступенью.

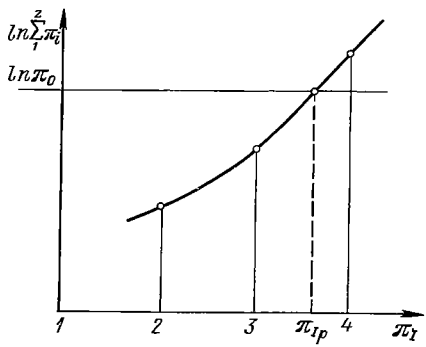


Рис. 3.6. Графический метод определения отношений давлений по ступеням компрессора при реальном процессе

В развернутом виде это уравнение будет иметь вид

$$\rho_{вi} V_{hi} \lambda_i = \rho_{в\,i+1} V_{hi+1} (\lambda_{i+1} + \nu_{у\,i+1}).$$

Перенесем величины, зависящие от отношения давлений Π_i, в левую часть уравнения, а от Π_{i+1}, — в правую, в результате получим

$$\frac{V_{hi}}{V_{h\,i+1}} \frac{T_{в\,i+1}}{T_{вi}} \frac{p_i}{p_{i+1}} \lambda_i = (\lambda_T (\lambda_0 - \mu) - \nu_{н}^{*} + \nu_{у.\,р.\,в})_{i+1}.$$

Отношение давлений в ступени Π_i определяется по формуле

$$\Pi_i = \frac{p_{2i}}{p_{1i}} = \frac{p_{1\,i+1} + \Delta p}{p_{1i}} = \frac{p_{1\,i+1}}{p_{1i}} \left(1 + \frac{\Delta p}{p_{1\,i+1}}\right) = \Pi_i^{*} (1 + \delta). \quad (3.30)$$

Уравнение (3.30) можно преобразовать к виду

$$A_i \Phi_{1i} (\Pi_i^{*}) = \Phi_{2i+1} (\Pi_{i+1}^{*}),$$

где $A_i = (V_{hi}/V_{hi+1})\,(T_{в\,i+1}/T_{вi})$; $\Phi_{1i}\,(\Pi_i^{*}) = \lambda_i/\Pi^{*}$, тогда

$$\Phi_{2\,i+1} (\Pi_{i+1}) = [\lambda_T (\lambda_0 - \mu) - \nu_{н}^{*} + \nu_{у.\,р.\,в}]_{i+1}. \quad (3.31)$$

Утечки за процессы расширения и всасывания составляют от утечек за весь цикл для первой ступени 0,1, для второй — 0,25, а для всех остальных ступеней близки к 0,5. Так как утечки малы, то некоторая неточность в определении $\nu_{у.\,р.\,в}$ не окажет большого влияния на точность расчета.

Для всех последовательно соединенных ступеней можно написать уравнения устойчивой работы типа (3.29). Связь между отношениями давлений Π_i^{*} и Π_{i+1}^{*} достаточно просто и наглядно определять графически. На графике по оси абсцисс откладывается Π_i^{*}, а по ординате — $A_1\Phi_1\,(\Pi_1^{*})$. Задаваясь значениями Π_1^{*}, находим $A_1\Phi_1\,(\Pi_1^{*})$ и соединяем точки плавной кривой.

Задаваясь различными значениями Π_{1I}^{*}, находим $\Phi_2\,(\Pi_{1I}^{*})$. Кривая $\Phi_2\,(\Pi_{1I}^{*})$ строится на том же графике и в том же масштабе. Точки пересечения кривых с линиями постоянной ординаты дают Π_1^{*} и Π_{1I}^{*} при устойчивом режиме.

После этого определяем зависимость между Π_{1I}^{*} и Π_{1II}^{*} и т. д. Общее отношение давлений в многоступенчатом компрессоре Π_0^{*} можно определить из уравнения

$$\ln \Pi_0^{*} = \sum_1^z \ln \Pi_{ст}^{*}. \quad (3.32)$$

По этому уравнению строим график $\ln \Pi_0^{*} - \Pi_1^{*}$ (рис. 3.6). Он показывает, какое будет общее отношение давлений в компрес-

соре Π_0 при заданном Π_I^*, а также отношения давлений в промежуточных ступенях. Зная отношения давлений в ступенях, легко построить зависимость производительности и затрат мощности при различных Π_0. Эти уравнения можно решать подбором и с помощью ЭВМ.

3.10. ОЦЕНКА СОВЕРШЕНСТВА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Совершенство многоступенчатого компрессора, так же как и одноступенчатого, оценивается условным изотермным КПД

$$\eta_{из} = L_{из}/L_д = N_{из}/N_д. \qquad (3.33)$$

За эталонную работу (мощность) принимают изотермную работу $L_{из}$ (мощность $N_{из}$) сжатия и перемещения массы газа $m_д$ ($\bar{m}_д$) от давления $p_н$ до $p_к$. Если в одиоступенчатом компрессоре эталонная изотерма соответствовала температуре газа перед всасывающим патрубком $T_н$, то для многоступенчатого компрессора это вызвало бы целый ряд трудностей.

Температура $T_н$, как правило, не равна температуре охлаждающей воды $273 + t_в$. Газ с температурой $T_н$ можно охладить до температуры как выше, так и ниже $T_н$. Все зависит от температуры газа в компрессоре и температуры воды в холодильнике. Поэтому решили за эталонную изотерму принять ступенчатую изотерму, т. е. представить изотермную работу компрессора в виде суммы изотермной работы первой ступени, вычисленной при температуре $T_н$, и изотермной работы всех остальных ступеней, вычисленной при температуре $T_в = 273 + t_в$. В первой ступени отношение давлений $\Pi_I \approx e$ (Неперово число). Значения эталонной изотермной работы и мощности определяются уравнениями

$$L_{из} = m_д R T_н [1 + (T_в/T_н)(\ln \Pi_0 - 1)];$$
$$N_{из} = \bar{m}_д R T_н [1 + (T_в/T_н)(\ln \Pi_0 - 1)].$$

Для сухого реального газа величина $N_{из}$ равна

$$N_{из} = (\bar{m}_д R T_н/\xi_н)\left[1 + (T_в/T_н)(\ln \Pi_0 - 1)\frac{273}{T_н}(\Delta B_{из\,1} + \Delta B_{из\,2})\right].$$

Первая составляющая избытка изотермной работы реального газа $\Delta B_{из\,1}$ находится численным интегрированием по формуле Симпсона

$$\Delta B_{из\,1} = (1/6)[\beta_1 + 4\beta^* + \beta_2](e - 1)p_н,$$

где β_1, β^* и β_2 определяются из таблиц или графиков при одинаковой для всех температуре $T_к$ и давлениях $p_н$, $p_н(1 + e)/2$ и $p_н e$ соответственно. Вторая составляющая избытка изотермной работы реального газа $\Delta B_{из\,2}$ находится по такой же формуле, но β_1, β^* и β_2 определяются при одинаковой для всех температуре $T_в$ и давлениях $p_н e$, $(p_н + p_н e)/2$ и $p_н$ соответственно.

3.11. УПРОЩЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Проточная часть многоступенчатого компрессора состоит из проточной части отдельных ступеней и соединяющих их межступенчатых коммуникаций. Для простоты модели допустим, что проточная часть ступени состоит из трех емкостей, соединенных каналами, потоки газа через которые управляются автоматическими клапанами. Две емкости в проточной части

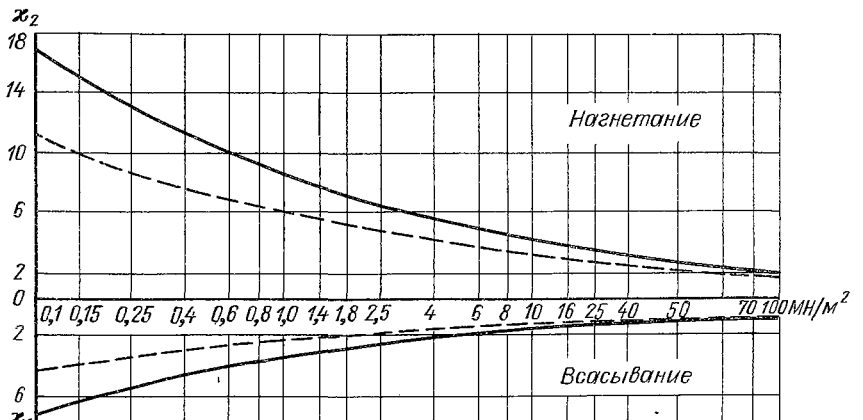


Рис. 3.7. Изменение относительных потерь давления в клапанах линии всасывания x_1 и нагнетания x_2 от давления:

——— — в существующих машинах; — — — — в прогнозируемых машинах

ступени имеют постоянный объем (камеры всасывающих и нагнетательных клапанов) и одна (цилиндр) — переменный.

Камера всасывания первой ступени соединена каналами с емкостью, из которой газ выкачивается, а камера нагнетания последней ступени компрессора соединена каналом с емкостью, в которую газ нагнетается. Допустим, что эти емкости очень велики и параметры газа в них постоянны. При установившемся режиме работы компрессора параметры газа в межступенчатых коммуникациях, осредненные за время цикла компрессора, тоже являются постоянными.

В упрощенной математической модели многоступенчатого компрессора давления в коммуникациях задаются на основании опыта эксплуатации близких по параметрам и конструкции компрессоров.

Относительная величина потери давления в межступенчатой коммуникации от первой до второй ступени x_{21} является наибольшей в сравнении с потерями в других коммуникациях из-за сравнительно низкого давления и более высоких скоростей газа в ней.

При расчете $\varkappa_{2I}$ учитывается сопротивление линии нагнетания ступени

$$\varkappa_{2I} = (p_{2\text{н}\,I} - p_{1\,\text{п}})/p_{1\,\text{п}}.$$

В выполненных конструкциях компрессоров относительные потери давления при $p_{1I} = 0{,}1 \div 0{,}4$ МПа колеблются от 0,14 до 0,1. В последующих ступенях они снижаются примерно на 20 % на каждой последующей ступени в соответствии с уравнением (3.12).

Зависимость $\varkappa_2$ и $\varkappa_1$ от давления протекающего газа, которая определяется по данным [33], представлена на рис. 3.7.

Расчет рабочего процесса в многоступенчатом компрессоре с помощью математической модели можно производить после предварительного термодинамического расчета, в результате которого определены размеры цилиндров ступеней, выбраны конструкции уплотнений поршня, зазоры между подвижными деталями, число и конструкции клапанов и т. д. На основании экспериментальных исследований известны уравнения для определения температур деталей проточной части и осредненные по поверхности коэффициенты теплоотдачи (см. гл. 2).

Задаваясь начальными условиями, на основании предварительного термодинамического расчета производится расчет рабочих процессов в каждой отдельной ступени, используя уравнения, указанные в гл. 2.

В результате расчетов процессов определяется масса всасываемого $m_{\text{в}i}$ и нагнетаемого газа $m_{\text{н}i}$ в каждой ступени.

Устойчивая работа двух последовательно работающих ступеней достигается при равенстве массы газа, подаваемой предыдущей ступенью $m_{\text{н}i}$ массе всасываемого газа последующей $m_{\text{в}\,(i+1)}$. В расчетах не требуют строгого равенства и ограничиваются достижением следующего неравенства:

$$(m_{\text{н}i} - m_{\text{в}\,(i+1)})/m_{\text{н}i} \leqslant \varepsilon_i, \qquad (3.34)$$

где ε_i — выбранная точность расчета.

Рассчитав рабочие процессы в ступенях на основании предварительно найденных отношений давлений, вычисляют массу газа, нагнетаемого предыдущей ступенью $m_{\text{н}i}$ и всасываемого в цилиндр последующей ступени $m_{\text{в}\,(i+1)}$. Если уравнение (3.34) не удовлетворяется, то в зависимости от знака разности производится корректировка среднего давления перед всасывающим патрубком $i + 1$-й ступени. После этого производится расчет новой итерации. При перемене знака разности в (3.34) производится обратная корректировка на половину шага и расчет заканчивается при удовлетворении этого неравенства.

Недостаток подобного метода рачета состоит в том, что не учитывается влияние самой проектируемой межступенчатой коммуникации, так как она еще не выбрана. Однако расчет по подобной модели дает результаты, достаточно близкие с данными экспе-

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

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

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

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

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 $\lambda_э$. Последний определяется из условия равенства на участке Δx потерь давления на гидравлическое трение потерям на местные сопротивления. Величина $\lambda_э$ определяется по формуле

$$\lambda_э = \zeta D/\Delta x,$$

где D — гидравлический диаметр.

3. Уравнение энергии

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

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

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

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

Значение α определяется из критериальных уравнений типа

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

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

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

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

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:

для $\frac{dx}{dt} = c + a$;

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} + (c+a)\frac{\partial p}{\partial x} + \rho a\left[\frac{\partial c}{\partial \tau} + (c+a)\frac{\partial c}{\partial x}\right] = $$

$$= (q + c\Phi)\rho(k-1) - \rho a\Phi - \rho a^2 \frac{cdA}{Adx};$$

для $\frac{da}{dt} = c - a$;

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} + (c-a)\frac{\partial p}{\partial x} - \rho a\left[\frac{\partial c}{\partial \tau} + (c+a)\frac{\partial c}{\partial x}\right] =$$

$$= (q + c\Phi)\rho(k-1) + \rho a\Phi - \rho a^2 \frac{cdA}{Adx};$$

для $\frac{dx}{dt} = c$;

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

где $\rho = p/RT$.

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

$$\sum_{i=1}^{i=n} a^{ij}\left(c_t^j + H^j c_x^j\right) = B^j,$$

то она аппроксимируется следующей разностной схемой:

при $H_{k,l}^j \leqslant 0$

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

при $H_{k,l}^j \geqslant 0$

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

где $i = 1, 2, 3, \ldots, n$, а $j = 1, 2, 3, \ldots, m$; 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

$$\frac{p_{k,\,l+1}-p_{k,\,l}}{\Delta\tau}+(c_{k,\,l}+a_{k,\,l})\frac{p_{k,\,l}-p_{k-1,\,l}}{\Delta x}+$$

$$+\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}\left[\frac{c_{k,\,l+1}-c_{k,\,l}}{\Delta\tau}+(c_{k,\,l}+a_{k,\,l})\frac{c_{k,\,l}-c_{k-1,\,l}}{\Delta x}\right]=$$

$$=[q+c_{k,\,l}\Phi_{k,\,l}]\,\rho_{k,\,l}(k-1)-\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}\Phi_{k,\,l}-$$

$$-\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}^2\frac{c_{k,\,l}}{A_{k,\,l}}\frac{A_{k,\,l}-A_{k,\,l+1}}{\Delta x};$$

$$\frac{p_{k,\,l+1}-p_{k,\,l}}{\Delta\tau}+(c_{k,\,l}-a_{k,\,l})\frac{p_{k+1,\,l}-p_{k,\,l}}{\Delta x}-$$

$$-\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}\left[\frac{c_{k,\,l+1}-c_{k,\,l}}{\Delta\tau}+(c_{k,\,l}-a_{k,\,l})\frac{c_{k+1,\,l}-c_{k,\,l}}{\Delta x}\right]=$$

$$=(k-1)\,\rho_{k,\,l}[q+c_{k,\,l}\Phi_{k,\,l}]-\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}\Phi_{k,\,l}-$$

$$-\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}^2\frac{c_{k,\,l}}{A_{k,\,l}}\frac{A_{k-1,\,l}-A_{k,\,l}}{\Delta x}. \qquad (3.39)$$

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

при $c_{k,\,l}\geqslant 0$

$$\frac{p_{k,\,l+1}-p_{k,\,l}}{\Delta\tau}+c_{k,\,l}\frac{p_{k,\,e}-p_{k-1,\,l}}{\Delta x}-a_{k,\,l}^2\left(\frac{\rho_{k,\,l+1}-\rho_{k,\,l}}{\Delta\tau}+\right.$$

$$\left.+c_{k,\,l}\frac{\rho_{k,\,l}-\rho_{k-1,\,l}}{\Delta x}\right)=(q_{k,\,l}+c_{k,\,l}\Phi_{k,\,l})\,\rho_{k,\,l}(k-1); \qquad (3.40)$$

при $c_{k,\,l}<0$

$$\frac{p_{k,\,l+1}-p_{k,\,l}}{\Delta\tau}+c_{k,\,l}\frac{p_{k+1,\,l}-p_{k,\,l}}{\Delta x}-a_{k,\,l}^2\left(\frac{\rho_{k,\,l+1}-\rho_{k,\,l}}{\Delta\tau}+\right.$$

$$\left.+c_{k,\,l}\frac{\rho_{k+1,\,l}-\rho_{k,\,l}}{\Delta x}\right)=(q_{k,\,l}+c_{k,\,l}\Phi_{k,\,l})\,\rho_{k,\,l}(k-1). \qquad (3.41)$$

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

$$p_{k,\,l+1}=p_{k,\,l}-\frac{c_{k,\,l}+a_{k,\,l}}{2}[p_{k,\,l}-p_{k-1,\,l}+\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}(c_{k,\,l}-$$

$$-c_{k-1,\,l})]\frac{\Delta t}{\Delta x}-\frac{c_{k,\,l}-a_{k,\,l}}{2}[p_{k+1,\,l}-p_{k,\,l}-\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}(c_{k+1,\,l}-c_{k,\,l})]\times$$

$$\times\frac{\Delta t}{\Delta x}+(q_{k,\,l}+c_{k,\,l}\Phi_{k,\,l})\,\rho_{k,\,l}(k-1)\,\Delta t-$$

$$-\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}^2\frac{c_{k,\,l}}{A_{k,\,l}}\frac{\Delta A_{k,\,l}}{\Delta x}\Delta t; \qquad (3.42)$$

$$c_{k,\,l+1}=c_{k,\,l}-\frac{c_{k,\,l}+a_{k,\,l}}{2}\left(\frac{p_{k,\,l}-p_{k-1,\,l}}{\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}}+c_{k,\,l}-c_{k-1,\,l}\right)\frac{\Delta t}{\Delta x}+$$

$$+\frac{c_{k,\,l}-a_{k,\,l}}{2}\left(\frac{p_{k+1,\,l}-p_{k,\,l}}{\rho_{k,\,l}a_{k,\,l}}-c_{k+1,\,l}+c_{k,\,l}\right)\frac{\Delta t}{\Delta x}-\Phi_{k,\,l}\Delta t. \qquad (3.43)$$

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

при $c_{k,\,l} \geqslant 0$

$$\rho_{k,\,l+1} = \rho_{k,\,l} + c_{k,\,l}\left(\frac{p_{k,\,l} - p_{k-1,\,l}}{2} - \rho_{k,\,l} + \rho_{k-1,\,l}\right)\frac{\Delta t}{\Delta x} + \\ + \frac{p_{k,\,l+1} - p_{k,\,l}}{a^2_{k,\,l}} - \frac{q_{k,\,l} - c_{k,\,l}\Phi_{k,\,l}}{c^2_{k,\,l}}\rho_{k,\,l}(k-1)\,\Delta t; \qquad (3.44)$$

при $c_{k,\,l} < 0$

$$\rho_{k,\,l+1} = \rho_{k,\,l} + c_{k,\,l}\left(\frac{p_{k+1,\,l} - p_{k,\,l}}{a^2_{k,\,l}} - \rho_{k+1,\,l} + \rho_{k,\,l}\right)\frac{\Delta t}{\Delta x} + \\ + \frac{p_{k,\,l+1} - p_{k,\,l}}{a^2_{k,\,l}} - \frac{(q_{k,\,l} + c_{k,\,l}\Phi_{k,\,l})}{c^2_{k,\,l}}\rho_{k,\,l}(k-1)\,\Delta t. \qquad (3.45)$$

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

В расчетные уравнения входит величина скорости звука. Ее значение при условии изоэнтропного 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

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

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

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

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

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

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

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

$$0{,}8 \leqslant mn/f \leqslant 1{,}2.$$

Если отстраиваться 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.

ГЛАВА 4

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 характеристикн, вследствие чего помимо нспользования 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. Онн занимают меньшую площадь, но при большей производительности значительно высоки и сложны в обслуживании. Цилиндры вертикальных крейцкопфных ком-

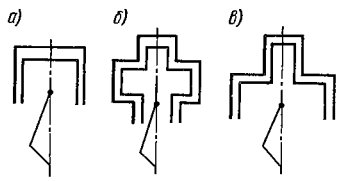


Рис. 4.1. Схемы компрессоров с поршнями: *а* **— тронковым;** *б, в* **— дифференциальным**

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 противолежащих 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 противолежащих 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-

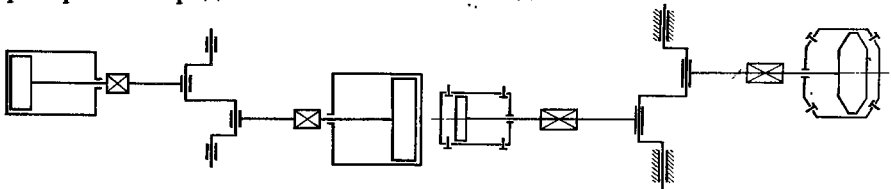


Рис. 4.2. Схема оппозитного компрессора

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

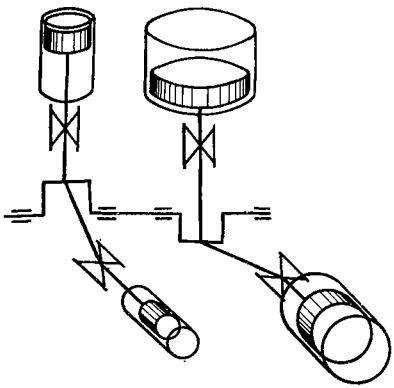


Рис. 4.4. Схема углового компрессора с двухколенным валом

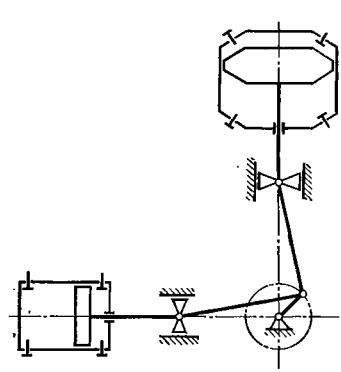


Рис. 4.5. Схема вертикально-горизонтального компрессора

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 крейцкопфного 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 сдвоенном исполнении с двухколенным валом. Вертикально-горизонтальный крейцкопфный компрессор с двухколенным валом изображен схематично на рис. 4.4. Угловые компрессоры малой производительности выполняются бескрейцкопфными, средней — с крейцкопфом.

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 распределеиии 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 промышленностях 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.

ГЛАВА 5

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

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

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

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

Подставляя (5.2) в (5.1), получим

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

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

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

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

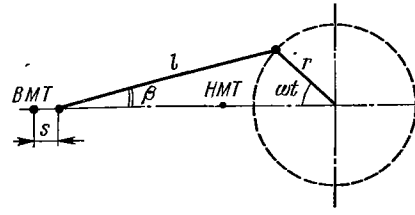


Рис. 5.1. Схема кривошипного механизма

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.

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

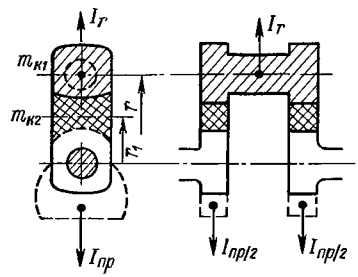


Рис. 5.2. Схема колена вала

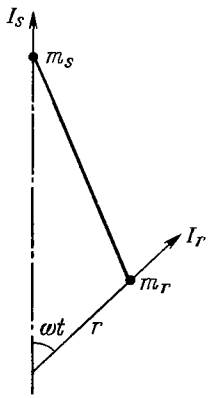


Рис. 5.3. К расчету сил инерции

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

$$m_к = m_{к_1} + m_{к_2} r_1 / r.$$

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

$$m_s = m_п + m_{шт} + m_{кр} + m_{шs}.$$

Для неуравновешенной массы вращающихся частей будем иметь

$$m_r = m_к + m_{шr}.$$

Рассмотрим схему кривошипно-шатунного механизма с массами m_s и m_r, сосредоточенными соответственно в центре поршневого (крейцкопфного) 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.

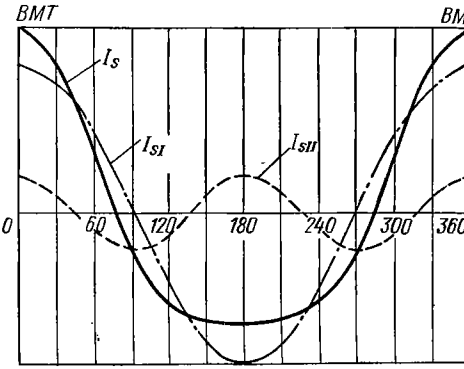


Рис. 5.4. Диаграммы сил инерции возвратно-поступательно движущихся частей:
——·—— — первого порядка;
– – – – — второго порядка;
———— — суммарная сила

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_s и I_{sII}

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

где

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

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.

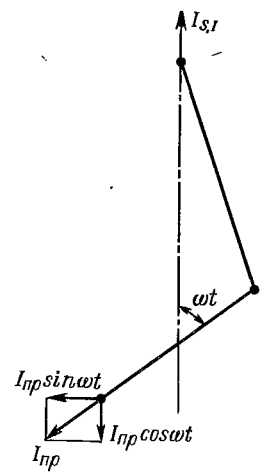


Рис. 5.5. Схема силы инерции, развиваемой противовесом, и ее составляющие

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:

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

Для массы одного противовеса получим

$$m_{пр}/2 = 1/2mr/r_{пр}.$$

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, устаиовленных на валу, как это показано на рисунке. Масса противовесов находится из условия

$$m_{\text{пр}} = m_r l/l_1,$$

где l/l_1 — отношение плеч моментов.

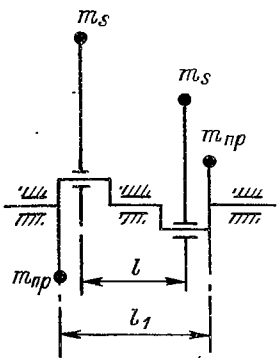


Рис. 5.6. Схема уравновешивания вертикального двухрядного компрессора

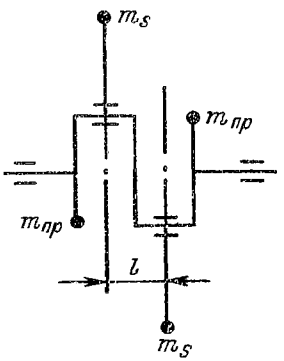


Рис. 5.7. Схема уравновешивания оппозитного компрессора

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 уравновешивание 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

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

а при равенстве масс в рядах

$$\sum I_{s\,II} = 2\lambda m_s r\omega^2 \cos 2\omega t. \qquad (5.4)$$

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

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

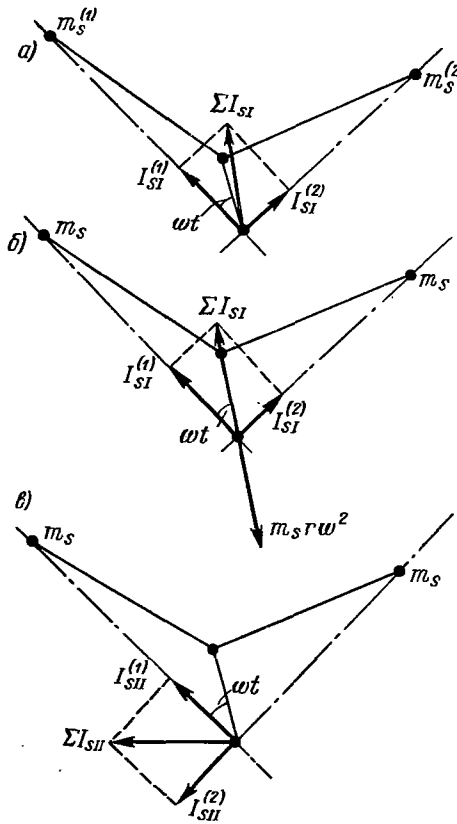


Рис. 5.8. Схема уравновешивания углового компрессора: *а* — $m_s^{(1)} \neq m_s^{(2)}$; *б*, *в* — $m_s^{(1)} = m_s^{(2)} = m_s$

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.

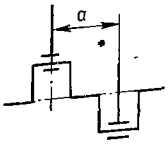
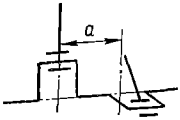
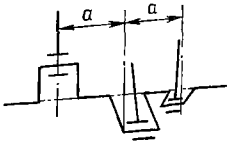
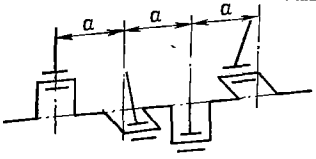
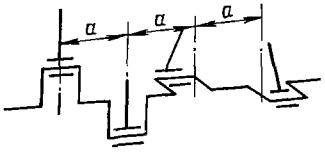
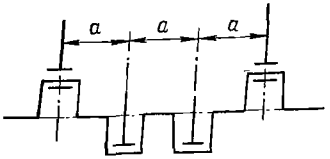
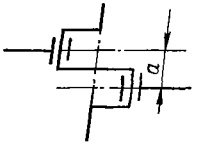
Уравновешивание сил инерции двухрядного оппозитного компрессора. В двухрядном оппозитном компрессоре (рис. 5.7) цилиндры расположены по обе стороны вала. Развал цилиндров и смещение колен составляют каждый по 180°. Положение поршней всегда симметрично относительно оси вала, а движение происходит по встречным 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:

$$M_{s\,\max} = lm_s r\omega^2 (1 + \lambda).$$

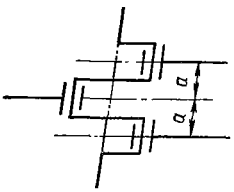
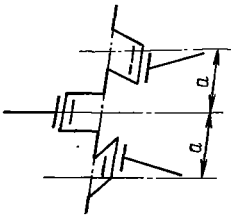
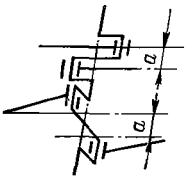
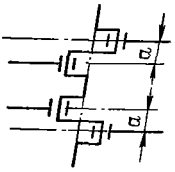
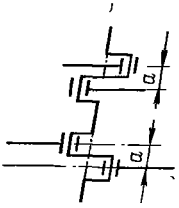
Расстояние между осями в оппозитных компрессорах значительно меньше, чем в компрессорах с расположением цилиндров по одну сторону вала. В последнем случае расстояние между осями рядов лимитируется размерами двух соседних цилиндров. В оппозитном компрессоре это расстояние определяется, как правило, конструкцией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

Уравновешивание углового двухрядного компрессора. Рассмотрим уравновешивание углового компрессора с углом развала цилиндров 90°. Оба шатуна компрессора соединены с общим коленом (рис. 5.8, *а*). Силы инерции I_r уравновешиваются 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	$m_s r\omega^2 a$	$m_s r\omega^2\lambda a$

Продолжение табл. 5.1

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*)

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

(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

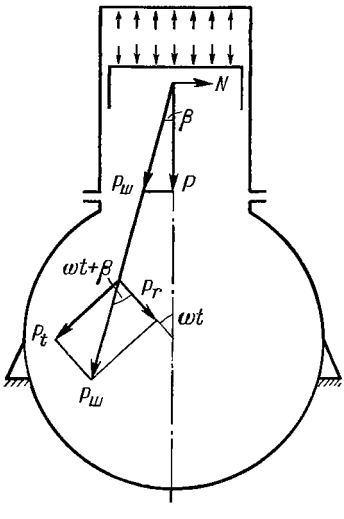


Рис. 5.9. Схема действия сил в компрессоре

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 вращения 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 $P_г = pF_п$, где p — давление газа; $F_п$ — площадь поршня. Равная по величине и противоположно направленная сила действует на торец цилиндра и отрывает цилиндр от картера. Сила $P_г$ 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 $P_г$ приложены также силы инерции I_s 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 ($P_ш = P/\cos\beta$) и нормально к оси ряда $N = P \operatorname{tg}\beta$. Перенесем начало вектора силы $P_ш$ 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

$$M = P_t r = Pr \sin(\omega t + \beta)/\cos\beta. \qquad (5.5)$$

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

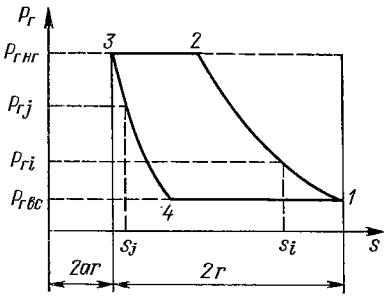


Рис. 5.10. Схематизированная индикаторная диаграмма:
1—2 — сжатие; *2—3* — нагнетание; *3—4* — расширение из мертвого пространства; *4—1* — всасывание

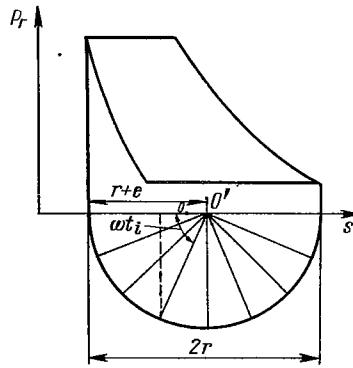


Рис. 5.11. Графический метод учета поправки на конечную длину шатуна

(за исключением идентичных рядов). Затем находится суммарный противодействующий момент. Схематизированные индикаторные диаграммы строятся в координатах $P_г$, 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:

$$P_{г.\,вс} = p_н(1 - \varkappa_1)F_п;\ P_{г.\,нг} = p_н(1 + \varkappa_2)F_п.$$

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

$$P_{ri} = P_{r1}S_1^{n_c}/S_i^{n_c}. \qquad (5.6)$$

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

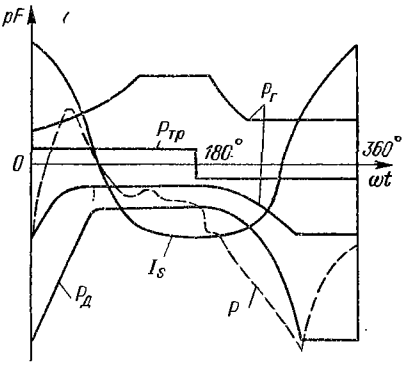


Рис. 5.12. Силовые диаграммы

до пересечения с линией $P_{г.\,вт}$. Линию расширения строят аналогично, пользуясь соотношением $P_{гi} = P_{гз}S_з^n p/S_i^n p$, до пересечения с линией $P_{г.\,вс} = \text{const}$.

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]:

$$p_{гi} = \frac{\xi_i}{\xi_1}\frac{T_i}{T_1}\frac{S_1}{S_i}, \qquad (5.7)$$

где ξ_1 — коэффициент сжимаемости при давлении и температуре, соответствующим точке *1* диаграммы; ξ_i — тот же коэффициент при давлении p_i и температуре T_i, равной температуре при политропном сжатии до давления p_i (она приближенно 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 $0'$, 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 0 в $0'$ 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 0′ 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

$$P_{\text{тр в}} = (0{,}6 - 0{,}7)\,[N_{\text{и}}(1 - \eta_{\text{мех}})/2Sn\eta_{\text{мех}}], \qquad (5.8)$$

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

Если в ряду компрессора имеется уравнительная полость, то сила давления со стороны уравнительной 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, оказавшуюся 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

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

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

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

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 $\sum M$ 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:

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

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.

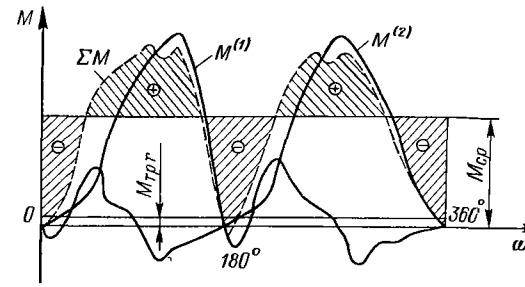


Рис. 5.14. График зависимости противодействующего момента от угла поворота вала

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 $(\omega_{max} + \omega_{min})/2 = \omega_{ср}$ называют средней скоростью вращения вала, а величину $(\omega_{max} - \omega_{min})/\omega_{ср}$ — степенью неравномерности вращения. Последняя не должна превышать некоторых допустимых значений.

Абсолютное значение изменения энергии маховика в течение оборота вала

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

Из этого уравнения находим

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

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 поршиевых компрессоров предусматривается изменение производительности без измеиения скорости вращения вала (например, дросселированием на всасывании, присоединиеиием дополнительиых 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 совместиой оценкой диаграмм.

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

ГЛАВА 6

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 $p_к$, 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 одинаковые производительность и конечное давление.

Конструктивные параметры компрессора связаны с его производительностью соотношением

$$\bar{V} = \lambda F_{\text{п}} sn \approx A c_{\text{ср}} D^2, \qquad (6.1)$$

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 $n = 3 \div 10$ с$^{-1}$ и средней скоростью поршня $c_{\text{ср}} = 2{,}5 \div 4{,}5$ м/с); среднеоборотные ($n = 10 \div 20$ с$^{-1}$ и $c_{\text{ср}} = 3 \div 5$ м/с); высокооборотные ($n = 20 \div 50$ с$^{-1}$ и $c_{\text{ср}} = 3{,}5 \div 6$ м/с).

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

$$\bar{V} = \lambda sn\pi D_{\text{I}}^2/4 \approx A D_{\text{I}}^2 S = A\psi_{\text{I}} D_{\text{I}}^3,$$

где $A = \text{const}$; $\psi_{\text{I}} = S/D_{\text{I}}$ — конструктивиый коэффициент.

При прочих равных условиях увеличение ψ_{I} приводит к уменьшеию диаметра цилиидра 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 иедостатки — снижение площадей для размещения газораспределительных органов и увеличение средней скорости поршня, что отрицательно сказывается на экономичности и надежности работы компрессора. Поэтому в завнсимости 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

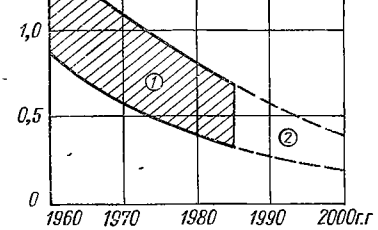


Рис. 6.1. Диаграмма снижения удельной металлоемкости компрессоров общего назначения с производительностью $\bar{V} = 0{,}15 \div 2{,}0$ м³/с:

1 — существующих компрессоров; 2 — прогнозируемых компрессоров

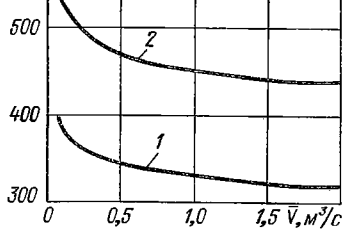


Рис. 6.2. Предельные значения удельной мощности компрессоров общего назначения (ГОСТ 23680—79):

1 — $p_к = 0{,}9$ МПа; 2 — $p_к = 1{,}3$ 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·м$^{-3}$·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 полиая 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 $\overline{N}$, под которой следует понимать отношение мощности на валу компрессора к его производительности:

$$\overline{N} = N_в/\overline{V}.$$

По ГОСТ 23680—79* для компрессоров общего назначения удельиая мощиость не должна превышать значений, приведенных на рис. 6.2. Величиной $\overline{N}$ 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 выполиять 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 концевой 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.

Моноблочиое 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, изготовляемых 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.

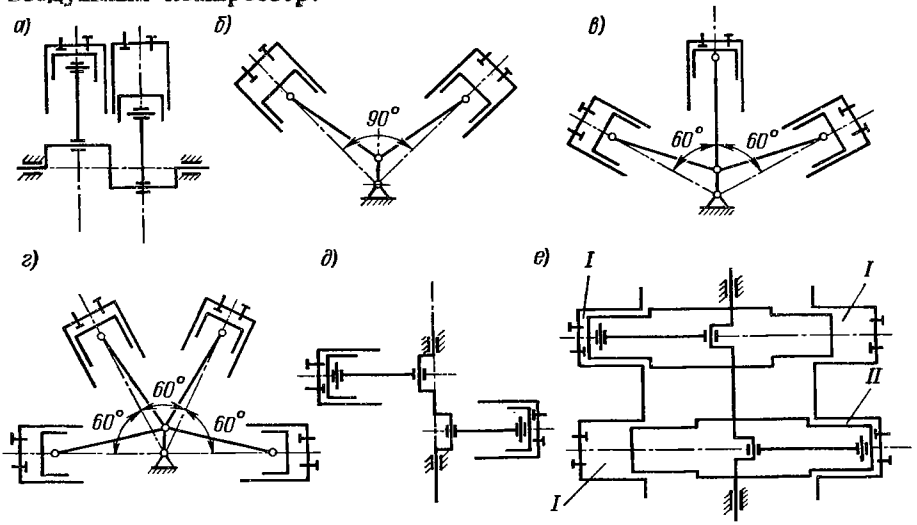


Рис. 6.3. Схемы исполнения компрессоров, унифицированных по цилиндрам: *а* — вертикальный с числом цилиндров 2; *б* — У-образный с числом цилиндров 2, 4, 6; *в* — Ш-образный с числом цилиндров 3 и 6; *г* — Х-образный с числом цилиндров 4 и 8; *д* — оппозитный с числом цилиндров 2, 4, 6, 8; *е* — оппозитный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

Таблица 6.1

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, $кВт \cdot м^{-3} \cdot мин$	7,53	7,15	6,68
Масса компрессора, кг	145	220	330
Удельная металлоемкость, $кг \cdot м^{-3} \cdot мин$	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 $м^3$/мин. Из табл. 6.1 видно, что унификация проведена только по цилиндрам, но не использованы возможности создания машин с различной частотой вращения колеичатого 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-

Таблица 6.2

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, $кВт \cdot м^{-3} \cdot мин$	6,4	6,5	6,2	6,3
Масса компрессора, кг	170	170	260	260
Удельная металлоемкость, $кг \cdot м^{-3} \cdot мин$	97	68	74	50

вошипно-шатунный механизм [5]. В состав базы входят: картер (станина), коленчатый вал, подшипники, шатуны, крейцкопфы, элементы системы смазки кривошипио-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 иазначению, производительности и конечному давлению (рис. 6.4, 6.5).

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

База считается загруженной полностью, если ее иомииальиая нагрузка $P_{ном}$ равна по величине иоминальной 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 подвижиых и неподвижных элементов.

В поршневом компрессоростроении унификация строится по базам и цилиидрам. Большинство заводов наряду с машинами общего иазиачения, выпускаемыми серийно, производит различные компрессоры специального назначения (газовые, без смазки и т. д.). В этих условиях унификация по базам и цилиндрам является основиым иаправлением, 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-

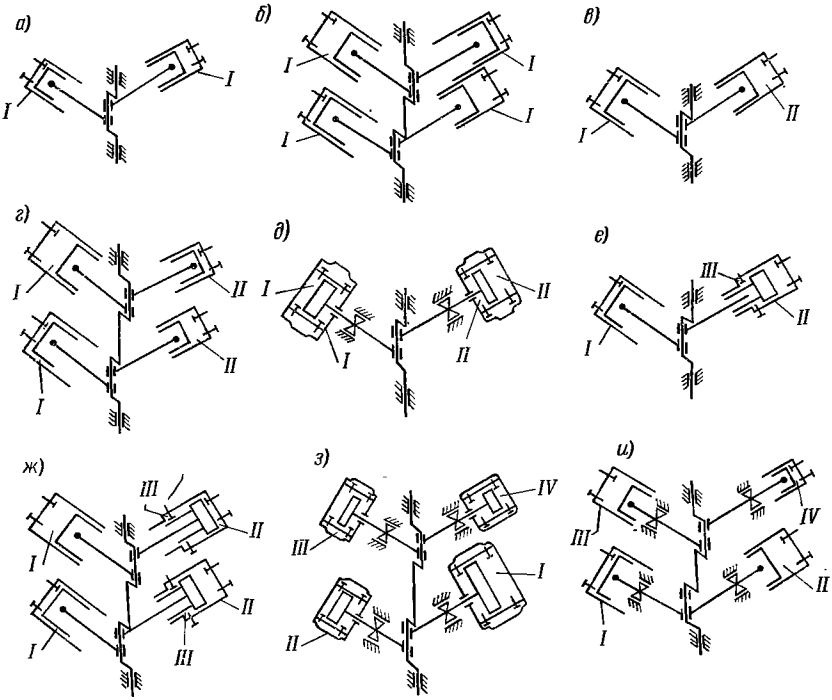


Рис. 6.4. Схемы исполнения компрессоров на унифицированной У-образной базе: *а* — двухрядная одноступенчатая; *б* — четырехрядная одноступенчатая; *в* — двухрядная двухступенчатая; *г* — четырехрядная двухступенчатая; *д* — двухрядная двухступенчатая крейцкопфная; *е* — двухрядная трехступенчатая с дифференциальным поршнем; *ж* — четырехрядная двухступенчатая с дифференциальными поршнями; *з*, *и* — четырехрядная четырехступенчатая крейцкопфная (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 конструкции и технологии изготовления наиболее трудоемкого изделия — базы,

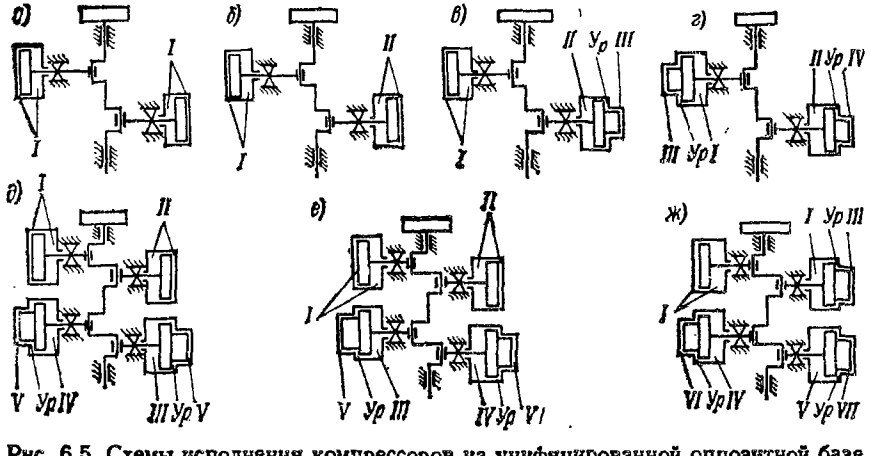


Рис. 6.5. Схемы исполнения компрессоров на унифицированной оппозитной базе *а* — двухрядная одноступенчатая; *б* — двухрядная двухступенчатая; *в* — двухрядная трехступенчатая; *г* — двухрядная четырехступенчатая; *д*, *е* — четырехрядная пятиступенчатая; *ж* — четырехрядная семиступенчатая (I, II ,...,) 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		

Продолжение табл. 6.3

Параметр компрессора	Схема исполнения (рис. 6.5)				
	д	*е*	*ж*		
Число ступеней	5	6	7		
Число рядов	4				
Частота вращения, $с^{-1}$	12,5	16,7			
Ход поршня, м	0,1				
Диаметры цилиндров, м:					
I	0,33	0,33	0,33	Находятся в стадии перспективной разработки	
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	4ВМ2,5-7/160	4ВМ2,5-12/250	4ВМ2,5-10/400	4ВМ2,5-5/630	4ВМ2,5-4/800
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	

Продолжение табл. 6.4

Параметр компрессора	Схема исполнения (рис. 6.4)			
	е	*ж*	*з*	*и*
Число ступеней	3	3	4	4
Чнсло 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
Сжнмаемый 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

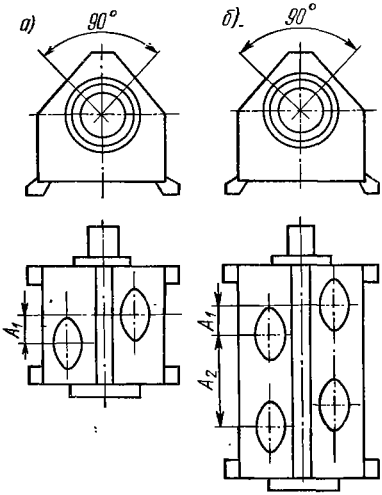


Рис. 6.6. Базы У-образные: *а* — двухрядная; *б* — четырехрядная

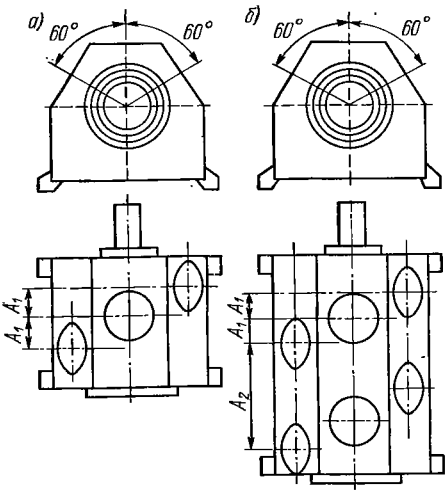


Рис. 6.7. Базы Ш-образные: *а* — трехрядная; *б* — шестирядная

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

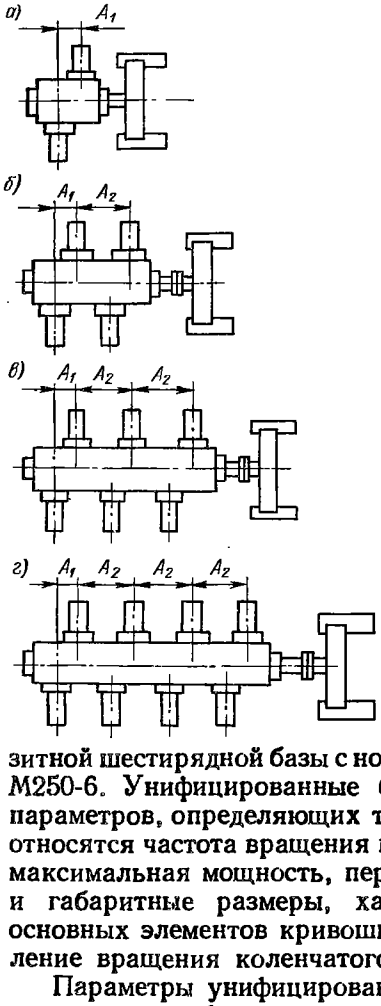


Рис. 6.8. Базы оппозитные: *а* — двухрядная; *б* — четырехрядная; *в* — шестирядная; *г* — восьмирядная

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 обозначе-

Таблица 6.5

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	5,0	2 4	65	25	1500	29	— 225
У10-2 У10-4	10,0	2 4	75	25	1500	42	— 250
У16-2 У16-4	16,0	2 4	80	25	1500	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	5,0	3 6	65	25	1500	29	— 170
Ш10-3 Ш10-6	10,0	3 6	75	25	1500	42	— 225
Ш16-3 Ш16-6	16,0	3 6	80	25	1500	50	— 240

ние базы добавляется буква «к» (например, М160-4к). При расчетах на прочность за номинальную нагрузку базы $P_{ном}$ 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:

$$P_p \leqslant K_1 P_{ном};\ |I_s|_{max} \leqslant K_2 P_{ном};\ |P_\Sigma|_{max} \leqslant K_3 P_{ном},$$

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
М25-2	25	2	100	12,5—16,7	750—1000	95	780
М25-4		4		16,7—25,0	1000—1500		
М40-2	40	2	150	12,5	750	155	—
М40-4		4		12,5	750		1120
М40-6		6		16,7	1000		1120
М63-2	63	2	180	10,0	600	185	—
М63-4		4		12,5	750		1280
М63-6		6		12,5	750		1280
М100-2	100	2	220	8,3	500	220	—
М100-4		4		10,0	600		1380
М100-6		6		10,0	600		1380
М160-2	160	2	320	6,3	375	300	—
М160-4к		4		6,3	375		1450
М160-4		4		6,3	375		1850
М160-6к		6		6,3	375		1450
М160-6		6		8,3	500		1850
М160-8к		8		8,3	500		1450
М160-8		8		8,3	500		1850
М250-4к	250	4	400	5,0	300	360	1650
М250-4		4		5,0	300		2150
М250-6к		6		5,0	300		1650
М250-6		6		6,3	375		2150
М250-8к		8		6,3	375		1650
М250-8		8		6,3	375		2150
М400-4к	400	4	450	4,2	250	450	1800
М400-4		4		4,2	250		2400
М400-6к		6		4,2	250		1800
М400-6		6		5,0	300		2400
М400-8к		8		5,0	300		1800
М400-8		8		5,0	300		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.

Таблица 6.8

База	Коэффициент		
	K_1	K_2	K_3
У- и Ш-образная Оппозитная при номинальной поршневой 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-

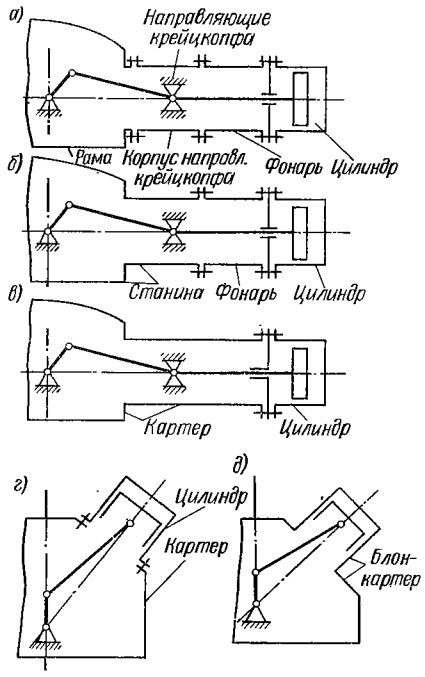


Рис. 6.9. Схемы исполнения корпусных деталей компрессора с базовым элементом: *а* — рама; *б* — станина; *в*, *г* — картер; *д* — блок-картер

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 изготовляют 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, демонтажа, транспортировки при высоком уровне ремонтопригодности; 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 $H = (1{,}5 \div 2{,}5)\,d$.

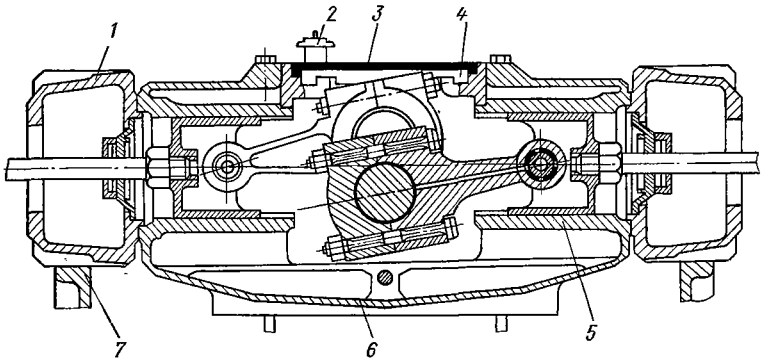


Рис. 6.10. Типичная конструкция двухрядной оппозитной базы:

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

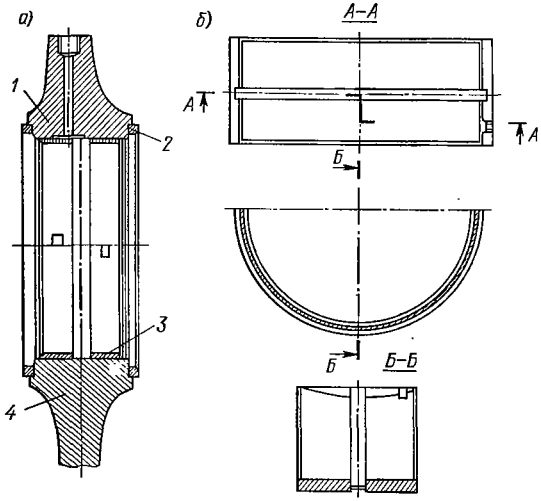


Рис. 6.11. Конструкция опорного подшипника с тонкостенным вкладышем: *а* — корпус подшипника; *б* — вкладыш;

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 крейцкопфа *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 крейцкопфа посредством общей торцевой стенки и продольных ребер жесткости. Для увеличения общей жесткости станины в ее верхней части установлены распорные брусья *4*

со сквозной анкерной стяжкой. Чтобы обеспечить допуски на неперпендикулярность и несоосность сопрягаемых узлов, привалочные плоскости станины и расточка направляющих крейцкопфа обрабатываются на станке с одной установки после затяжки анкерных стяжек.

В верхней части станины предусмотрено окно для монтажа элементов механизма движения. Сверху окно закрывается герметичной крышкой *3*, на которой монтируется сапун *2*, предназначенный для поддержания давления внутри станины равным примерно атмосферному. Переходной деталью, служащей для присоединения цилиндров к станине, является фонарь *1*, в боковых стенках которого выполнены окна для обслуживания элементов системы смазки и монтажа подвижных и неподвижных элементов компрессора. Для уменьшения изгибных напряжений на фланце станины под фонарем предусмотрена скользящая опора *7*.

У компрессоров с У-образной базой основным элементом является картер (чугунная отливка туннельного типа). На торцевых поверхностях его выполнены отверстия, в которых располагаются подшипниковые узлы; на боковых поверхностях предусмотрены окна для монтажа элементов механизма движения. Соединение картера с цилиндрами осуществляется по направляющим в расточках привалочных поверхностей. Нижняя часть картера служит емкостью для масла системы циркуляционной смазки компрессора. Соединение картера с фланцевым двигателем осуществляется посредством промежуточного корпуса.

Коренные подшипники служат для восприятия нагрузок от переменных поршневых сил. Подшипники, на которые опирается коленчатый вал, называются коренными. В соединениях шатуна с коленчатым валом и пальцем крейцкопфа или поршня устанавливаются подшипники, называемые шатунными. Для многоколенных валов, как правило, применяют подшипники скольжения, воспринимающие бо́льшие по величине нагрузки. В отличие от подшипников скольжения со статической нагрузкой, подшипники поршневых компрессоров воспринимают переменную во времени по величине и направлению нагрузку, в результате чего ось шейки вала в процессе работы описывает замкнутую циклическую кривую.

Характерная для современных компрессоров конструкция коренного подшипника скольжения показана на рис. 6.11. Она состоит из корпуса *4*, крышки *1* и разъемного тонкостенного вкладыша *3*. Если подшипник воспринимает дополнительно и осевые усилия, то по торцам устанавливаются разъемные кольца-накладки *2*, покрытые слоем баббита. Корпус, как правило, отливается совместно со станиной. Крышка служит не только для закрепления вкладышей, но и вместе с корпусом придает им правильную цилиндрическую форму. Для этого крышка выполняется жесткой и во избежание смещений фиксируется относительно станины.

Вкладыш состоит из двух одинаковых элементов — полуцилиндров. Наибольшее распространение получили тонкостенные вкладыши, толщина которых равна $(0{,}02 \div 0{,}05)\ d$, где d — диаметр шейки вала. Такие вкладыши не имеют прокладок в плоскости разъема, обрабатываются с высокой точностью и контролируются в калибрах. В свободном состоянии внутренняя и наружная поверхности вкладышей не являются цилиндрическими, а в собранном — внешняя поверхность вкладышей точно повторяет цилиндрическую поверхность корпуса, подшипника, что обеспечивает правильную форму зазора, необходимого для обра-

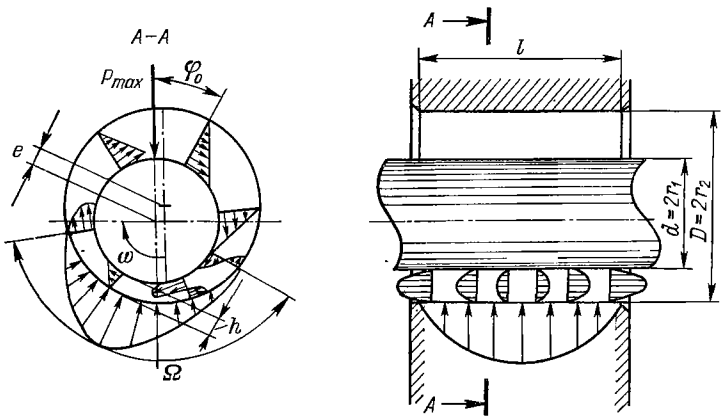


Рис. 6.12. Принципиальная схема работы коренного подшипника

зования масляного клина. В плоскости разъема корпуса и крышек предусмотрены выемки, в которые в процессе монтажа подшипника входят фиксаторы вкладышей, что препятствует осевым смещениям и проворачиванию вкладышей в процессе работы. Вкладыши выполняются двухслойными или трехслойными. В двухслойных вкладышах на бронзовую основу наносится слой баббита толщиной 0,3—0,8 мм; в трехслойных — основа стальная, на которую наносятся последовательно слои бронзы и баббита Б2, отличающегося малой склонностью к выкрашиванию и высокими антифрикционными свойствами. При повышенных масляных зазорах находят применение сталеалюминиевые вкладыши. Для стальных каленых или азотированных валов вкладыши выполняются стальными с заливкой свинцовистовой бронзой (толщина заливки 2—2,5 мм).

Благодаря правильной геометрической форме изиос тонкостенных вкладышей весьма мал и срок их службы достигает 30—50 тыс. ч. К достоинствам тонкостенных вкладышей следует также отнести простоту сборки, взаимозаменяемость, низкую стоимость, малую массу.

Несущая способность подшипников скольжения обусловлена гидродинамическим эффектом, возникающим при вращении шейки

вала с эксцентриситетом e относительно оси расточки вкладышей (рис. 6.12). При вращении вала масло увлекается в сужающийся зазор. Скорость частиц масла, прилегающих к валу, равна окружной скорости вала, а скорость частиц, прилегающих к стенке, равна нулю. В первом приближении распределение скоростей масла в зазоре можно принять линейным. В сужающемся зазоре масло стремится растечься по направлениям, параллельным и перпендикулярным направлению движения. Препятствующие движению масла силы вязкости могут быть преодолены только за счет увеличения давления масла в зазоре. Максимальные значения давления масла соответствуют зоне наибольшего сближения шейки с внутренней поверхностью вкладыша при минимальном зазоре h. Повышение давления в зазоре приводит к подъему вала, увеличению проходных сечений и скорости истечения масла в зазоре, последнее, в свою очередь, приводит к снижению давления масле в несущем слое. В результате устанавливается динамическое равновесие, характеризуемое равенством между количеством масла, вытекающего из сужающегося зазора и вносимого в него.

Несущая поверхность масляного слоя составляет $(0{,}25 \div 0{,}4)\,\pi dl$. В остальной части зазора давление практически равно давлению в системе циркуляционной смазки на входе в подшипник. Смазку к подшипнику подводят с ненагруженной его стороны. На рабочую поверхность масло поступает по круговой канавке снаружи вкладыша и радиальным отверстиям. Для поддержания в допустимых пределах температуры масла в подшипнике и предотвращения разрыва масляной пленки при неточном сопряжении частей вкладыша предусматривается круговая канавка на внутренней поверхности полувкладышей. Чтобы увеличить несущую способность подшипника в условиях прогиба вала предусматривают гиперболическую расточку внутренней поверхности вкладыша, при которой его диаметр в средней части выполняют на $0{,}0005d$ меньше, чем по краям.

Расчет подшипника скольжения проводится при следующих допущениях: поверхности шейки вала и вкладыша имеют правильную цилиндрическую форму, течение масла в зазоре рассматривается ламинарным изотермическим для вязкой несжимаемой жидкости. Количественные характеристики процесса при ламинарном течении и распределение гидродинамических давлений в смазочном слое описываются уравнением Рейнольдса

$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\varphi}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial y}\right)=6\mu u\frac{dh}{d\varphi}, \qquad (6.2)$$

где $p\,(\varphi, y)$ — гидродинамическое давление; $h\,(\varphi)$ — толщина смазочного слоя; μ — коэффициент динамической вязкости масла; $u=\omega r$ — окружная скорость шейки вала.

Расчетная схема и обозначения приведены на рис. 6.12. В соответствии с ней примем: d, l — диаметр и длина вкладыша; $\lambda = l/d$ — относительная длина вкладыша; r_1, r_2 — радиусы шейки

вала и вкладыша; $\delta = r_2 - r_1$ — радиальный зазор; $\Delta = 2\delta$ — диаметральный зазор; $\psi = \Delta/d = \delta/r$ — относительный зазор; e — эксцентриситет осей вала и вкладыша; $\chi = e/\delta$ — относительный эксцентриситет; Ω — угол охвата несущей поверхности подшипника; P — внешняя нагрузка.

Положение равновесия между гидродинамическим давлением в смазочном слое и приложенной внешней нагрузкой характеризуется углом приложения нагрузки φ_0, который зависит от типоразмера подшипника (Ω, λ) и величины относительного эксцентриситета χ. При интегрировании уравнения Рейнольдса (6.2) получаем статические характеристики для фиксированного положения вала.

Коэффициент нагруженности

$$\zeta = P\psi^2/ld\mu\omega = q\psi^2/M\omega,$$

где q — условная удельная нагрузка на подшипник (по рекомендациям [33] для коренных подшипников максимальные удельные нагрузки $q_{max} = 5 \div 6{,}5$ МПа при заливке вкладышей баббитом и $q_{max} = 11$ МПа при заливке свинцовистой бронзой); $\mu = 4{,}8 \times \times [0{,}1\ (T_м - 273)]^{-3}$ — коэффициент динамической вязкости масел, применяемых в системах циркуляционной смазки современных компрессоров (зависит от температуры масла $T_м$), Н·с·м$^{-2}$.

Коэффициент сопротивления вращению

$$\xi = f\zeta/\psi,$$

где f — коэффициент трения.

Расход смазки $Q_i = 0{,}5\psi\omega l\, d^2 q_i$, где q_i — безразмерный коэффициент расхода смазки в нагруженной зоне подшипника [32].

Суммарный расход смазки Q состоит из торцевых расходов в нагруженной Q_1 и ненагруженной Q_2 зонах, а также расхода Q_3 через осевые смазочные канавки, если они предусмотрены в конструкции подшипника.

Для обеспечения режима жидкостного трения необходимо, чтобы минимальная толщина масляного слоя h_{min} превышала не менее чем на 10 % критическую толщину $h_{кр}$, при которой возможен режим полусухого трения. Критическая толщина масляного слоя обусловлена величинами шероховатости поверхностей шейки вала R_{z_1} и вкладыша R_{z_2} и прогибом шейки вала в подшипнике y_0; она определяется в соответствии с уравнением

$$h_{кр} = R_{z_1} + R_{z_2} + y_0.$$

Здесь $y_0 = 1{,}6 y_{max} l/L$, где y_{max} — максимальный прогиб вала; L — расстояние между центрами опор вала.

Средняя температура смазочного слоя $t_м$ определяется из уравнения теплового баланса в подшипнике. При этом считают, что количество теплоты, эквивалентное работе трения A_F, должно быть равно количеству теплоты, отводимого с маслом A_Q и в окружающую среду A_D, т. е. $A_F = A_Q + A_D$.

Раскрывая данное выражение, получим

$$fPu = 0{,}5qld^2\psi\omega c_м\rho_м(t_м - t_0) + k\pi dl(t_м - t_в), \qquad (6.3)$$

где $c_м$, $\rho_м$ — теплоемкость и плотность масла; t_0 — температура масла на входе в подшипник; $t_в$ — температура окружающей подшипник среды; k — коэффициент теплопередачи.

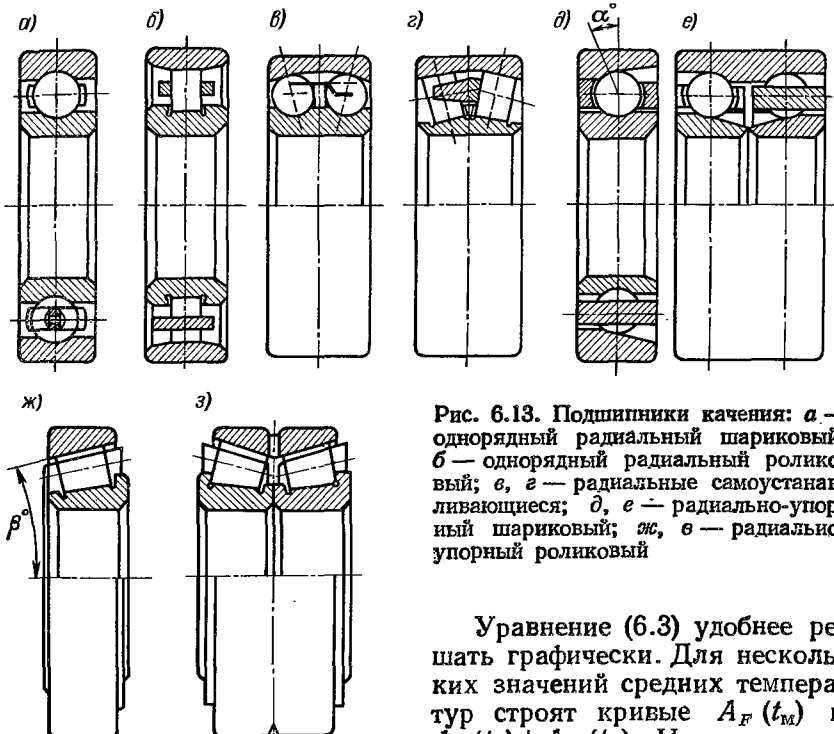


Рис. 6.13. Подшипники качения: *а* — однорядный радиальный шариковый; *б* — однорядный радиальный роликовый; *в*, *г* — радиальные самоустанавливающиеся; *д*, *е* — радиально-упорный шариковый; *ж*, *з* — радиально-упорный роликовый

Уравнение (6.3) удобнее решать графически. Для нескольких значений средних температур строят кривые $A_F(t_м)$ и $A_Q(t_м)+A_D(t_м)$. Искомая температура $t_м$ определяется как точка пересечения построенных кривых. Для проверочного расчета подшипника в качестве исходных данных задают его геометрические размеры d, Δ, R_z, l, L, Ω, а также режим нагрузки (P, ω) и сорт применяемого масла (μ). Целью расчета является установление режима трения в подшипнике путем сравнения толщины смазочного слоя h_{min} и $h_{кр}$. По исходным данным определяют коэффициент нагруженности ζ и соответствующий ему эксцентриситет e для нескольких предполагаемых значений температур $t_м$. При полученных значениях χ определяют потери на трение и расход смазки, на основании которых, используя уравнение теплового баланса (6.3), находят действительный относительный эксцентриситет χ, а затем и остальные характеристики. Подробно расчет подшипника скольжения приведен в [32].

Подшипники качения различного исполнения применяются в основном в компрессорах малой и средней производительности, преимущественно с одно- или двухколенными валами.

Однорядные радиальные шарикоподшипники (рис. 6.13, *а*) предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок и являются наиболее распространенными и надежными в компрессорах малой производительности. При повышенных радиальных зазорах между шариками и желобами колец подшипников они могут воспринимать частично и осевые усилия. Для восприятия повышенных радиальных нагрузок при ограниченных габаритных размерах гнезд применяют однорядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 6.13, *б*).

В практике эксплуатации возможны случаи перекоса или смещения осей расточек в корпусных деталях вследствие неточности изготовления, силовых и тепловых деформаций вала, низкого качества монтажа и т. д. В этих случаях целесообразно применять радиальные самоустанавливающиеся шарико- и роликоподшипники (рис. 6.13, *в* и *г*), которые обладают способностью нормально функционировать при значительных перекосах осей внутренних и наружных колец. Двухрядные сферические роликоподшипники одновременно с большими радиальными нагрузками воспринимают и осевые усилия, а также ограничивают в пределах осевого зазора в подшипнике перемещение вала вдоль оси. Они эффективнее по воспринимаемому усилию, чем шарикоподшипники, но вследствие повышенных механических потерь уступают им в допустимой скорости вращения.

В компрессоростроении наибольшее распространение получили радиально-упорные однорядные и двухрядные шарикоподшипники и роликоподшипники (рис. 6.13, *д*, *е*, *ж*, *з*), которые воспринимают одновременно радиальную и осевую нагрузки. Осевая нагрузка, воспринимаемая однорядным радиально-упорным шарикоподшипником, зависит от угла контакта α. При $\alpha = 12°$ подшипники являются переходными от радиальных к радиально-упорным и применяются для восприятия в основном радиальной нагрузки. Значительным осевым нагрузкам соответствует угол контакта $\alpha = 36°$; при этом с повышением осевой грузоподъемности радиальная снижается.

Радиально-упорные конические подшипники (рис. 6.13, *ж*) воспринимают более высокие нагрузки. Их осевая грузоподъемность зависит от угла конусности дорожки качения наружного кольца β. С увеличением β осевая грузоподъемность увеличивается, а радиальная — уменьшается. У большинства типоразмеров конических подшипников угол $\beta = 12 \div 16°$, в отдельных случаях при больших осевых усилиях β может лежать в пределах 28—30 °.

Однорядные конические подшипники помимо радиальной воспринимают и осевую нагрузку и фиксируют вал в осевом направлении. Они применяются в жестких двухопорных валах по

одному в каждой опоре при расстоянии между опорами не более 500 мм, так как при больших значениях L возникает опасность заклинивания роликов, если их рабочий осевой зазор будет меньше деформации вала от нагрева. При длинных валах конические подшипники устанавливаются на одной из опор попарно в положении, противоположном друг другу, фиксируя в данной точке коленчатый вал. На противоположной опоре в этом случае применяют радиальный подшипник, не воспринимающий осевых нагрузок, вследствие чего тепловое расширение вала не сопровождается термическими напряжениями.

В основе расчета подшипников качения лежит зависимость между долговечностью подшипника h, частотой вращения n, приведенной нагрузкой $P_{пр}$ и коэффициентом работоспособности C

$$h = n^{-1}(C/P_{пр})^{3,33}.$$

При совместном действии радиальных R и осевых A сил

$$P_{пр} = R + mA,$$

где m — коэффициент приведения осевой нагрузки к условной радиальной.

В практических расчетах приведенная нагрузка определяется с учетом коэффициентов: k_δ, учитывающим динамичность приложения нагрузки к подшипнику, и $k_к$, учитывающим особенности кинематики движения элементов подшипника ($k_к = 1$ при внутреннем вращающемся кольце и $k_к = 1{,}1 \div 1{,}35$ — при наружном вращающемся кольце). В этом случае

$$P_{пр} = (k_к R + mA)\, k_\delta,$$

а коэффициент работоспособности

$$C = 0{,}342 R'_{ср} k_\delta (nh)^{0,3},$$

где $R'_{ср}$ — средняя радиальная нагрузка на подшипник, Н; $k_\delta = 1{,}3 \div 1{,}5$; n — частота вращения, $с^{-1}$; h — требуемая долговечность, ч.

Значения C для различных типов подшипников оговорены в соответствующих стандартах, долговечность работы подшипников принимают в зависимости от назначения компрессора в пределах от 2 до 50 тыс. ч. Для определения средней радиальной нагрузки $R'_{ср}$ строят диаграмму изменения реакции подшипника по углу поворота и, разделив диаграмму по длине на z участков, находят для каждого из них среднее значение R_1, R_2, ..., R_z, а по ним и $R'_{ср}$ как

$$R'_{ср} = \sqrt[3,33]{(R_1^{3,33} + R_2^{3,33} + \ldots + R_z^{3,33})/z}.$$

При расчете реакций кроме переменных поршневых сил и сил инерции учитывают влияние противовесов, массы маховиков, а при ременной передаче — и натяжение ремня.

Валы поршневых компрессоров выполняются коленчатыми или кривошипными. Наибольшее распространение получили коленчатые валы. Они применяются для всех типов компрессоров различной мощности и имеют две и более опор в зависимости от длины вала и числа присоединенных к нему шатунов. Кривошипные валы находят ограниченное применение. Они проще по конструкции и имеют только две опоры. Это облегчает их монтаж и снижает чувствительность вала к перекосам.

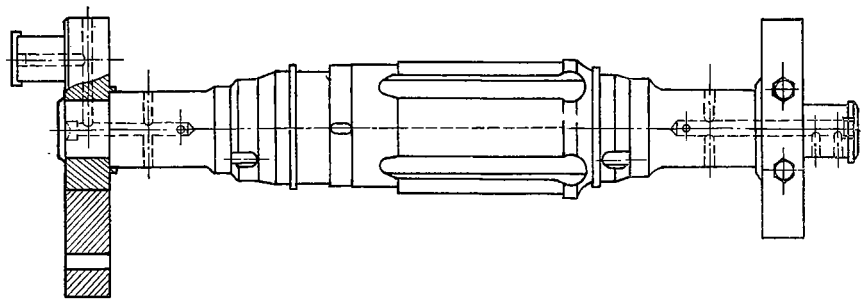


Рис. 6.14. Конструкция составного кривошипного вала

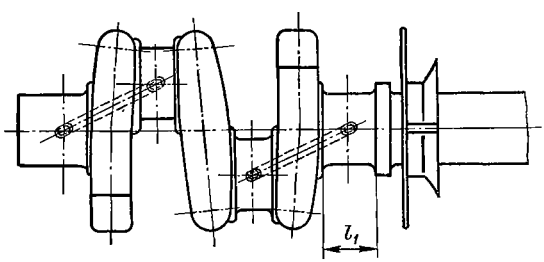


Рис. 6.15. Конструкция литого вала

Кривошипный вал (рис. 6.14) состоит из коренного вала и насаженных на его концевые шейки методом горячей посадки двух кривошипов. Средняя часть коренного вала с пазами для тангенциальных шпонок служит для монтажа ротора электродвигателя. Противовесы крепятся на щеках кривошипов. На машинах малой мощности кривошипные валы чаще всего выполняются с консольным кривошипом с целью упрощения конструкции и монтажа механизма движения.

Коленчатые валы изготавливают из поковок, штампованных заготовок или методом литья. Литые коленчатые валы получают из высокопрочного чугуна. Преимущества литых валов, благодаря которым они находят все большее применение, состоят в простоте получения любых конструктивных форм вала, высоких антифрикционных свойствах сверхпрочного чугуна, сокращении затрат металла и меньшей трудоемкости изготовления. Кроме того, литые валы более надежны в эксплуатации, поскольку сверхпрочный чугун, не уступая стали по прочности, менее чувствителен к дефектам на рабочих поверхностях и обладает высо-

кой циклической вязкостью, что снижает напряжения в условиях существования динамических нагрузок.

В качестве примера на рис. 6.15 показан литой коленчатый вал двухрядной оппозитной базы с номинальной поршневой силой 40 кН. Вал имеет два колена, смещенные друг относительно друга на 180°. Он отливается из высокопрочного чугуна марки ВЧ60-2 с перлитной структурой. Перед заливкой в форму вставляются металлические трубки, служащие для подвода смазки к шатунным шейкам от коренных подшипников. Противовесы отливаются заодно с коленчатым валом. Вал устанавливается в корпусе компрессора на двух подшипниках скольжения. Для фиксации вала в осевом направлении коренная шейка со стороны двигателя выполняется длиной l_1, равной длине подшипника.

В подшипнике с другой стороны вал имеет возможность осевого перемещения для компенсации теплового расширения вала. В случае, если конец вала несет ротор консольного электродвигателя, число опор со стороны двигателя может быть удвоено. При изготовлении коленчатых валов из поковок применяют качественные конструкционные стали марок 35, 40, 45 и низколегированные стали марок 40Х, 40ХН и 30ХМА. Поковки валов до обработки подвергаются ультразвуковой дефектоскопии на предмет выявления возможных внутренних дефектов.

Коленчатый вал шестирядного Ш-образного компрессора, выполненный из поковки, показан на рис. 6.16. На каждой мотылевой шейке устанавливается по три шатуна. Вал имеет две опоры со сдвоенными роликовыми подшипниками, один из которых (правый) фиксирует вал в осевом направлении. Подшипники устанавливаются в специальных кольцах, которые крепятся в корпусе компрессора путем разжима отрезанных от них сегментов специальными болтами.

Пример выполнения одноколенного стального вала двухрядного У-образного компрессора показан на рис. 6.17. Вал *7* имеет одно колено *5*, на котором расположены два шатуна компрессора. Он установлен на двух конических подшипниках *3*, с фиксацией в осевом направлении со стороны привода. Левый подшипник смонтирован в переходном корпусе *4*, внешний диаметр которого выбирается из условия обеспечения возможности осевого монтажа коленчатого вала. Переходный корпус прижат вправо плоской пружинной шайбой *2* и зафиксирован от проворота штифтом *1*, установленным между переходным корпусом и картером *6*. Противовесы *8* выполнены отдельно от вала и крепятся к нему с помощью болтов.

Форма коленчатых валов отличается наличием переходов от одного диаметра к другому, каналов для подвода смазки, что способствует появлению большого числа концентраторов напряжений. Анализ поломок показывает, что чаще всего они имеют усталостный характер с началом образования трещин в галтелях сопряжений шеек и щек, а также у выходных отверстий для

смазки. На практике для уменьшения напряжений в местах переходов выполняют галтели большого радиуса, а поверхности вала в местах выхода смазочных отверстий тщательно полируются. Прочность вала намного повышается при нагартовке галтелей накаткой или наклепом. Поверхности шеек и галтелей поли-

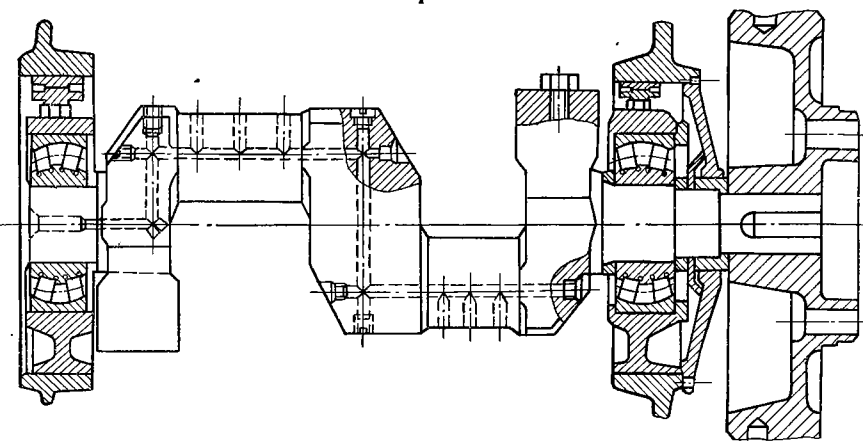


Рис. 6.16. Конструкция двухопорного коленчатого вала многорядного компрессора

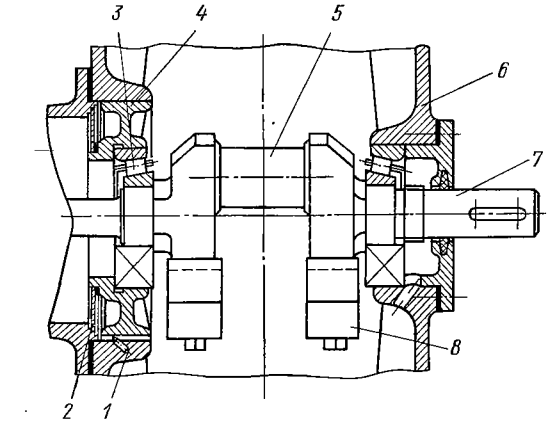


Рис. 6.17. Двухопорный коленчатый вал на конических подшипниках:

1 — штифт; *2* — мембрана; *3* — подшипник; *4* — корпус подшипника; *5* — шейка шатунная; *6* — картер; *7* — вал коленчатый; *8* — противовес

руются. Для повышения усталостной прочности и износостойкости широкое применение находят азотирование и закалка шеек валов.

Расчет прочности валов производят: по статическим нагрузкам с определением условных сравнительных напряжений и с учетом динамического характера нагрузок.

В общем случае коленчатый вал следует рассматривать как динамическую систему, нагруженную поперечными, продольными и тангенциальными силами, вызывающими при работе компрессора появление изгибных и крутильных колебаний вала.

Изгибные колебания возникают под действием переменных по величине и во времени поперечных (суммарных поршневых) сил,

передаваемых на вал через шатуны; в случае применения консольного электродвигателя и при наличии эксцентриситета между осями ротора и статора возникают дополнительные изгибные напряжения вследствие одностороннего магнитного притяжения ротора электродвигателя к статору. Из-за излома оси коленчатого вала изгибные колебания могут сопровождаться появлением продольных колебаний в местах сочленения щек и шеек вала. Однако в поршневых компрессорах продольными колебаниями можно пренебречь, так как из-за большой толщины и перекрытия шеек вал имеет в большинстве случаев весьма высокую жесткость на изгиб щеки.

Крутильные колебания возникают под действием переменных крутящих возмущающих моментов, приложенных к каждому колену вала. При совпадении частот свободных колебаний (возникающих только под действием сил упругости) с частотами возмущающих моментов возникают резонансные колебания; в этом случае амплитуды колебаний значительно возрастают. Работа компрессора на режимах, близких к резонансу крутильных колебаний, недопустима, так как влечет за собой поломку коленчатого вала и вызывает нарушения в работе электропривода компрессора.

Расчеты на крутильные колебания производят только для многоколенных валов. Их анализ показывает, что если число рядов равно двум, то напряжениями от крутильных колебаний можно пренебречь, а при числе рядов 2—4 максимальные напряжения от крутильных колебаний не превышают допустимых значений.

По результатам расчета, как правило, трудно делать выводы о влиянии крутильных колебаний на напряжения рассчитываемого коленчатого вала. Это вызвано тем обстоятельством, что резонансные гармоники имеют обычно высокий порядок (более шести, а для этих гармоник сложно определить с достаточной точностью возмущающие моменты и силы демпфирования). Кроме того, незначительная неточность в определении частоты собственных колебаний вала (например, из-за неточности определения моментов инерции колеблющихся масс или податливостей валопровода) резко отражается на картине колебаний, так что благоприятный по расчету в отношении крутильных колебаний вал в действительности может работать в условиях резонанса. Вследствие этого расчет вала на крутильные колебания обязательно должен дополняться тензометрированием или торсиографированием на натурном образце. Наиболее простым способом отстройки от резонанса является установка противовесов на коротких щеках вала, момент инерции которых определяется расчетным путем.

Прочность коленчатого вала определяется его конструкцией, технологией изготовлений и монтажа и зависит от условий эксплуатации. С целью повышения надежности валов предусматривают:

1) обеспечение минимального неравенства суммарных поршневых сил по рядам (при неравенстве сил увеличивается динамическая составляющая изгибных напряжений, а реакции отдельных подшипников многоопорных валов могут достигать чрезмерно больших значений, что приводит к нарушению режима жидкостного трения в подшипнике);

2) снижение неравномерности вращения вала компрессора;

3) обеспечение постоянства положения оси вала за счет применения подшипниковых узлов с минимальным износом и эксплуатации компрессора в соответствии с действующей инструкцией;

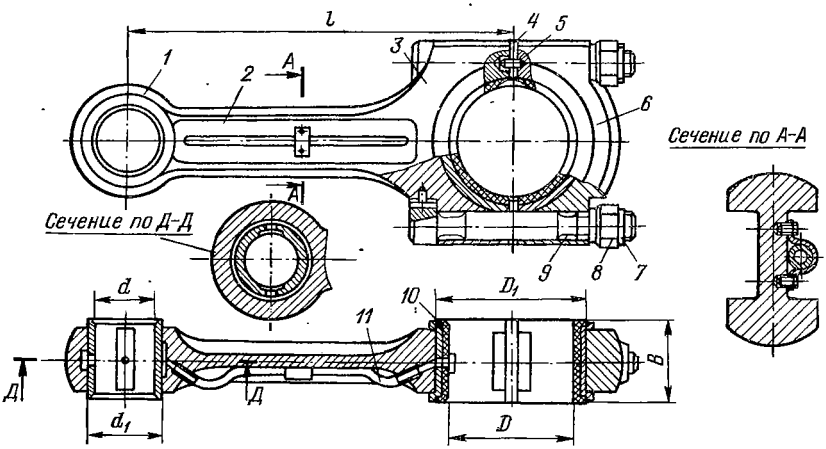


Рис. 6.18. Конструкция шатуна с толстостенными вкладышами:
1 — головка верхняя; *2* — стержень; *3* — головка нижняя; *4* — набор прокладок; *5* — штифт; *6* — крышка; *7* — шплинт; *8* — гайка; *9* — болт шатунный; *10* — вкладыш; *11* — трубка

4) при монтаже валов с консольным креплением ротора электродвигателя обеспечивают воздушный зазор между ротором и статором (вверху меньше, чем внизу) с эксцентриситетом $e = 0{,}2 \div 0{,}4$ мм, что способствует компенсации консольной нагрузки за счет обратного электромагнитного воздействия между ротором и статором. При больших массах ротора следует первый опорный подшипник максимально приближать к ротору, а между первым и вторым подшипниками предусматривать участок вала с повышенной податливостью, что способствует разделению функций ближних к ротору подшипников. При незначительных массах консольного ротора сдвоенный подшипник со стороны электродвигателя заменяют одинарным.

Шатуны. Для преобразования вращательного движения коленчатого вала в возвратно-поступательное движение поршня (крейцкопфа) в поршневых компрессорах служит шатун. В зависимости от конструкции и назначения компрессора применяют различные типы шатунов. Наиболее распространенные из них представлены на рис. 6.18—6.21.

Шатун (рис. 6.18) состоит из нижней *3* и верхней *1* головок, соединенных между собой стержнем *2*. Нижняя (кривошипная) головка в большинстве случаев выполняется разъемной и служит для соединения шатуна с мотылевой (шатунной) шейкой коленчатого вала. Съемная крышка *6* крепится шатунными болтами *9*. В расточке нижней головки размещается вкладыш *10*, выполняемый из стали или чугуна. Поверхность вкладыша, контактирующая с мотылевой шейкой вала, покрывается слоем баббита. Необходимый зазор между мотылевой шейкой вала и вкладышем достигается за счет набора прокладок *4*, фиксируемых штифтом *5*. За последнее время в кривошипных головках широкое применение находят тонкостенные вкладыши, конструктивно подобные аналогичным вкладышам коренных подшипников (рис. 6.19). В ряде конструкций компрессоров с тронковыми и дифференциальными поршнями по условиям монтажа и демонтажа шатун в сборе с поршнем должен проходить через цилиндр, что накладывает ограничения на размеры кривошипной головки шатуна. Этому условию соответствует отношение диаметра мотылевой шейки к диаметру цилиндра в пределах $d/D = 0{,}55 \div 0{,}65$. В тех случаях, когда $d > (0{,}55 \div 0{,}65)\,D$, применяют конструкции шатунов с косым разъемом кривошипной головки (рис. 6.20), что при тонкостенных вкладышах позволяет увеличить диаметр шейки вала до 0,8 от диаметра цилиндра. Направление вращения компрессора, имеющего шатуны с косым разъемом нижней головки, должно быть таким, чтобы вектор максимальных нагрузок не совпадал с плоскостью разъема. Для разгрузки шатунных болтов от

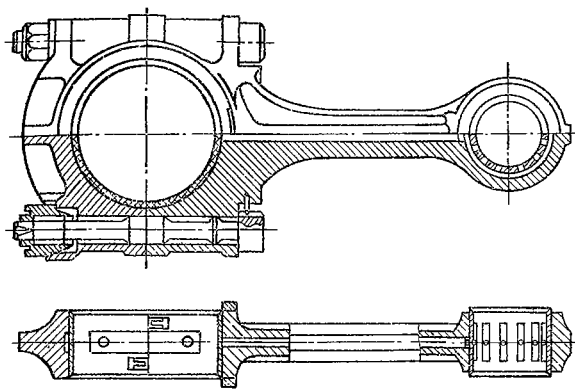


Рис. 6.19. Конструкция шатуна с тонкостенными вкладышами

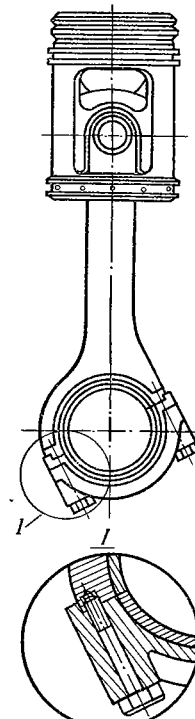


Рис. 6.20. Конструкция шатуна с косым разъемом нижней головки

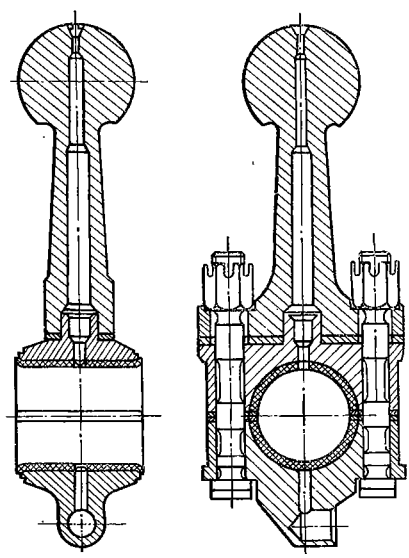


Рис. 6.21. Конструкция шатуна для компрессоров специального назначения

поперечных сил профиль поверхности разъема нижней головки выполняют шлицевым, а на крышке для ее фиксации предусматривают выступы.

Верхняя головка шатунов в большинстве случаев выполняется неразъемной и служит для соединения шатуна с поршнем или крейцкопфом. Для снижения механического трения в условиях высоких радиальных нагрузок в верхнюю головку шатуна запрессовывается бронзовая втулка. На рабочей поверхности втулки выполняют продольные или винтовые канавки, обеспечивающие распределение смазочного масла по всей поверхности поршневого пальца. Если сила, воспринимаемая шатуном, не изменяет своего направления за цикл, то доступ масла к нагруженной стороне шатунных подшипников затруднен, что приводит к увеличению износа трущихся элементов. Во избежание этого в верхней головке шатуна в ряде случаев применяют игольчатые подшипники. В конструкциях У-образных и вертикальных компрессоров применяют шатуны, у которых верхняя головка выполнена в виде вилки. Вильчатый шатун более сложен в изготовлений, но в сочетании с соответствующим ему крейцкопфом открытого типа позволяет приблизить шток к пальцу крейцкопфа и уменьшить осевые размеры компрессора. К недостаткам вильчатых шатунов следует отнести повышенную массу верхней головки и возможность деформации, что приводит к нарушению работы подшипникового узла в верхней головке шатуна. При выполнении нескольких ступеней компрессора в одном ряду с дифференциальным поршнем в целях компенсации технологических неточностей верхняя головка шатуна может иметь сферическую форму (рис. 6.21). В нижней головке в этом случае предусматривают дополнительный разъем, позволяющий регулировать мертвое пространство в смежных ступенях за счет изменения толщины специальной регулировочной пластины, установленной между стержнем шатуна и нижней головкой. Центровка разъемной головки со стержнем шатуна осуществляется с помощью центрирующих выступа и выточки.

На компрессорах специального назначения применяют комбинированные шатунные группы, состоящие из основного и одного или нескольких прицепных шатунов (рис. 6.22). Основной шатун

выполнен из двух частей: стержня шатуна с верхней головкой *1* и нижней головки *3*, жестко связанных между собой пальцами *2* и *6*. В верхней головке шатунов на плотной посадке установлены бронзовые втулки *5*. В расточке разъемной нижней головки основного шатуна установлены два тонкостенных вкладыша *7* и *8*, залитые баббитом Б83 и удерживаемые в головке за счет натяга штифта *10*. Натяг определяется толщиной пакета прокладок *12*, номинальный размер которого равен 1 мм. Съемная крышка *9* закреплена при помощи четырех шпилек, которые стопорятся замковыми шайбами. Прицепные шатуны *4* связаны с нижней головкой шатуна через пальцы *6*.

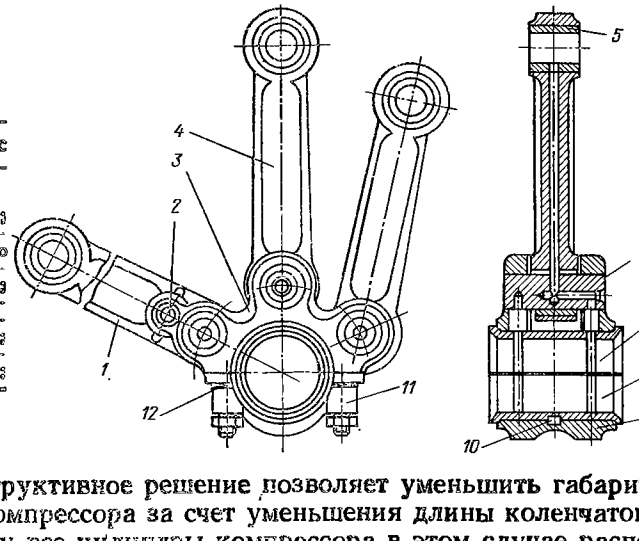


Рис. 6.22. Конструкция узла с прицепными шатунами:
1 — шатун основной; *2*, *6* — пальцы; *3* — головка основного шатуна нижняя; *4* — шатун прицепной; *5* — втулка; *7*, *8* — вкладыши; *9* — крышка съемная; *10* — штифт; *11* — головка нижняя; *12* — набор прокладок

Такое конструктивное решение позволяет уменьшить габаритные размеры компрессора за счет уменьшения длины коленчатого вала, поскольку все цилиндры компрессора в этом случае расположены в одной плоскости. Вследствие этого моменты от сил инерции, действующих в различных рядах, равны нулю. Положительным является и снижение удельных нагрузок в подшипниковых узлах. Вместе с тем конструкция отличается повышенной сложностью и необходимостью создания на заводе-изготовителе специальной технологической линии.

Шатуны изготовляются из стали методом свободной ковки или штамповки. Свободная ковка применяется при изготовлении шатунов небольших размеров при малой серийности, когда не обеспечивается окупаемость высокой стоимости изготовления штампов. Свободная ковка обеспечивает сохранение волокнистой структуры металла, которая не нарушается при последующей механической обработке. При крупносерийном производстве целесообразней изготовление шатунов в специальных штампах, особенно при изготовлении шатунов больших размеров.

Стержень шатуна в большинстве случаев имеет двутавровое сечение, обладающее высоким сопротивлением изгибу. Для по-

дачи смазки от нижней головки к верхней в стержне шатуна предусматривают центральное сверление (см. рис. 6.19); иногда по технологическим соображениям и в целях облегчения его конструкции при сохранении жесткости и прочности, подачу смазки от нижней головки к верхней осуществляют с помощью металлической трубки, закрепленной на стержне шатуна (см. рис. 6.20).

В крупных крейцкопфных компрессорах смазка к верхней головке шатуна может быть подведена и от направляющих крейцкопфа; в машинах малой и средней производительности с тронковыми поршнями в верхней головке шатуна предусматривают отверстие, по которому частицы масла поступают на смазку поршневого пальца.

В компрессорах кратковременного действия иногда применяют инерционную систему подачи смазки к кривошипной шейке вала. Для этого в крышке шатуна выполняется специальное приемное устройство или монтируется трубка, которая своим нижним скошенным концом при вращении вала проходит через масляную ванну картера (см. рис. 6.21). Под действием инерционных сил масло по отверстию в трубке поступает на шатунный подшипник нижней головки.

Шатуны и крышки изготавливаются чаще всего из углеродистой стали марки 40 или из легированной стали марки 40Х по ГОСТ 4543—71*.

Стержень шатуна рассчитывают на прочность по наибольшей из сил, вызывающих сжатие и продольный изгиб, допуская нагрузки до 100 МПа. Суммарное напряжение от сжатия и продольного изгиба определяется по формулам Навье—Ренкина в плоскости качания

$$\sigma_1 = P_{\text{шс}} (f^{-1} + cL^2/I_x);$$

и в плоскости, перпендикулярной плоскости качания

$$\sigma_2 = P_{\text{шс}} (f^{-1} + cl^2/4I_y).$$

Здесь $P_{\text{шс}}$ — усилие, действующее вдоль оси шатуна при сжатии; f — среднее сечение шатуна, м^2; L — длина шатуна, м; I_x, I_y — моменты инерции среднего сечения стержня относительно осей: перпендикулярной плоскости качания и лежащей в плоскости качания шатуна, кг·м^2; $l = L - [(d_1 + d_2)/2]$ — длина стержня шатуна, м, где d_1, d_2 — диаметры отверстий верхней и нижней головок, м.

Коэффициент c определяется зависимостью

$$c = \sigma_l/\pi^2 E,$$

где σ_l, E — предел и модуль упругости материала шатуна.

Растягивающее напряжение для стержня шатуна определяется по формуле

$$\sigma_p = P_{\text{шр}}/f;$$

среднее напряжение цикла —

$$\sigma_m = (\sigma_p - \sigma^*)\,2;$$

амплитуда цикла —

$$\sigma_a = (\sigma_p + \sigma^*)\,2,$$

где $P_{шр}$ — усилие, действующее вдоль оси шатуна при растяжении; σ^* — наибольшее из напряжений σ_1 и σ_2.

Запас прочности определяется по формуле

$$n = \frac{(\sigma_{-1})_p}{\sigma_a/\varepsilon_\sigma \varepsilon'_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m},$$

где $(\sigma_{-1})_p$ — предел выносливости материала при растяжении—сжатии; $\varepsilon_\sigma = 1{,}0 \div 0{,}6$ — масштабный фактор (меньшее значение выбирается для крупных шатунов); $\varepsilon'_\sigma = 0{,}8 \div 0{,}6$ — технологический фактор (большее значение выбирается по мере улучшения качества обработки поверхности); ψ_σ — коэффициент, зависящий от характеристики материала (для сталей $\psi_\sigma = 0{,}05 \div 0{,}2$). Рекомендуемые значения $n = 1{,}5 \div 2{,}0$.

У современных компрессоров длина шатуна $l = (4 \div 5)\,r$, где r — радиус кривошипа. В ряде случаев, когда шатун сочленяется с тронковым или дифференциальным поршнем малого диаметра, из условия проворачивания механизма движения идут на увеличение длины шатуна до $l = (6 \div 7)\,r$. С уменьшением значений l сокращается размер компрессора вдоль оси цилиндров, но одновременно увеличивается нормальная сила на башмак крейцкопфа или боковую поверхность поршня. Выбирая конструкцию и материал шатуна следует учитывать важность снижения его массы в сочетании с достижением необходимых прочности и жесткости, а также обеспечения допустимых удельных давлений в подшипниковых узлах верхней и нижней головок. Удельные давления, допускаемые в верхней головке шатуна, равны 15÷20 МПа, а в нижней — от 11 МПа (при толстостенных вкладышах) и до 15 МПа (при тонкостенных вкладышах). Зная максимальную поршневую силу, действующую в ряду, и допустимые удельные давления с учетом прочности стержня, выбираем серийный шатун (табл. 6.9). При изготовлении специальных компрессоров можно предусматривать конструкцию шатуна индивидуального изготовления. Непараллельность осей вкладыша и втулки в шатуне допускается не более 0,02 мм на длине в 100 мм; перекос осей расточек в верхней и нижней головках не должен превышать 0,05 мм на длине 100 мм; должна быть обеспечена предельно возможная перпендикулярность опорных поверхностей под головку и гайку шатунных болтов к оси отверстий под болты. Для шатунов с косым разъемом нижней головки при изготовлении оговариваются допустимое смещение оси отверстия нижней головки относительно средней плоскости теоретического профиля шлицев (не более 0,5 мм) и обеспечение контакта по всей длине всех шлицев крышки и шатуна шириной не менее 1 мм. Для до-

Таблица 6.9

Номер рисунка	Размеры шатуна, мм							Масса шатуна M, кг
	l	D	D_1	d	d_1	B	b	
6.18; 6.19	115	45	48,5	20	21	21	21	—
	180	45	—	28	30	40	36	1,9
	185	66	70	28	30	29	36	—
	202	52	—	22	—	32	29	1,0
	204	38		22		42	17	0,8
	215	65	71	35	40	42	38	—
	220	90	100	40	50	50	50	
	250	60	—	40	—	50	55	4,1
	260	80	85	45	53	45	45	—
	270	114	120	50	60	50	50	
	280	65	—	35	—	49	45	3,6
	300	65		45		50	50	3,5
	320	133	140	60	71	70	56	—
	330	90	100	45	53	50	50	
	340	—	—	—	—	—	—	
	375	153	160	90	105	70	70	
	380	100	—	45	—	50	50	7,7
	400	125		75		66	66	13,0
	500	180	195	90	105	80	80	—
	730	260	278	120	140	125	125	
	920	320	340	150	170	160	160	
	1050	360	385	180	200	175	175	

Продолженне табл. 6.9

Номер рисуика	Размеры шатуна, мм							Масса шатуна M, кг
	l	D	D_1	d	d_1	B	b	
6.20	80	24	—	16	—	12	19	0,1
	102	45		20		21	21	0,4
	115	45		20		21	21	0,4
	142	60		22		23	23	0,6
	160	66	69,5	32	35	23	29	1,0
	163	60	—	25	—	28	35	0,7
	170	60	63,5	25	29	30	30	—
	175	40	—	14	—	16	25	0,3
	185	65		28		29	36	1,6
	200	62	65,5	28		22	22	3,0
	215	65	—	35		42	38	2,5
	250	75		42		50	42	4,0
	265	85		50		42	48	4,3
	275	95		50		48	48	4,5

стижения жидкостного трения диаметральный зазор во вкладыше кривошипной головки шатуна с учетом допуска на изготовление должен находиться в пределах $(0{,}0007 \div 0{,}0012)\,d$ и во втулке крейцкопфной головки $(0{,}001 \div 0{,}0018)\,d$, где d — внутренний диаметр соответственно вкладыша и втулки.

Шатунные болты служат для крепления съемной крышки к стержню шатуна и являются наиболее ответственными деталями механизма движения. Их разрыв может привести к наиболее тяжелым авариям вплоть до полного выхода компрессора из строя. Наряду с этим шатунные болты выполняют функции призонных болтов, обеспечивая соосность расточек в крышке и нижней головке шатуна при их сборке. В силу указанного, применяются две основные разновидности шатунных болтов: с одной удлиненной призонной поверхностью или с двумя и более укороченными направляющими поверхностями (см. рис. 6.18—6.21). Первый из указанных типов болтов применяют при наличии толстостенных

вкладышей, а второй — при тонкостенных вкладышах. На головках шатунных болтов предусматривают прорезь, в которую входит штифт, предотвращающий проворот шатунных болтов при сборке. Для предотвращения самопроизвольного отворачивания гайка *8* стопорится шплинтом *7* (см. рис. 6.18) или выполняется со специальной закраиной, отгибаемой в пазы болта (см. рис. 6.19).

Шатунный болт в процессе работы воспринимает: статическую нагрузку растяжения и скручивания от предварительного натяга; усилие растяжения от поршневой силы, действующей вдоль оси шатуна; и переменную нагрузку растяжения от сил инерции поступательно и вращательно движущихся масс механизма движения. Предварительное определение сечения болта $f_б$ по внутреннему диаметру резьбы производят, рассчитывая его на растяжение под действием максимальной суммарной поршневой силы на рабочем режиме $P_{\Sigma\,max}$ или максимальной силы инерции

$$I_{max} = r\omega^2 [m_s (1 + \lambda) + m_\omega - m_{кр}],$$

где m_s, m_ω и $m_{кр}$ — соответственно масса возвратно движущихся частей, приведенная к шейке вала масса шатуна, равная $m_\omega = (0{,}7 \div 0{,}8)\, m_{ш}$, и масса крышки шатуна.

При $I_{max} > P_{\Sigma\,max}$ и числе шатунных болтов z

$$f_б = I_{max}/z\, [\sigma]_p,$$

где $[\sigma]_p = 60 \div 80$ — допустимое напряжение растяжения, МПа.

При косом разъеме нижней головки сила, растягивающая болты, определяется как проекция силы, действующей вдоль оси шатуна на направление нормали к плоскости разъема.

Сила затяжки шатунного болта $T_{зат}$ в процессе монтажа должна контролироваться, обеспечивать плотность стыка в месте разъема головки, не вызывать пластической деформации болта и не превышать $(2{,}5 \div 3{,}0)\, P$. Окончательно расчет шатунных болтов на усталостную прочность проводится с учетом имеющихся концентраторов напряжений, допуская запас прочности $n = 2{,}5 \div 4{,}0$.

Конструктивно диаметр шатунного болта лежит в пределах $(0{,}18 \div 0{,}25)\, D$, где D — диаметр шейки коленчатого вала. При этом расстояние между осями болтов составляет $(1{,}2 \div 1{,}3)\, D$. Для повышения усталостной прочности болта его стержень утончают на большей части длины, доводя его минимальный диаметр до 0,85 от внутреннего диаметра резьбы. Переходы утоненной части к центрирующим пояскам и к резьбе выполняют радиусом не менее $0{,}5d$, а к головке — $(0{,}15 \div 0{,}2)\, d$, где d — внешний диаметр резьбы. Изготовление резьбы производят методом накатки после термической обработки и предварительной нарезки. Для повышения прочности резьбовой части болта применяют мелкие резьбы, а впадины резьбы скругляют радиусом $r = 0{,}144s$, где s — шаг резьбы. Значительно повышает усталостную прочность болта применение ступенчатых гаек, работающих на растя-

жение, у которых опорная поверхность расположена выше входа болта в гайку (см. рис. 6.19).

Шатунные болты изготавливаются из высокопрочных сталей (поковки КП80 и выше по ГОСТ 8479—70*) следующих марок: 38ХА, 40Х, 40ХН и для напряженных болтов высокого сечения — 20ХН3А.

Крейцкопфы применяют при сжатии газов в ступенях двойного действия, а также в компрессорах с тронковыми поршнями малого диаметра.

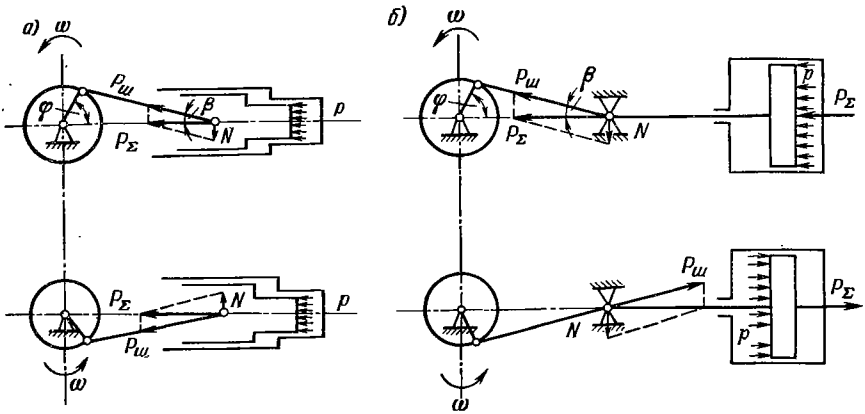
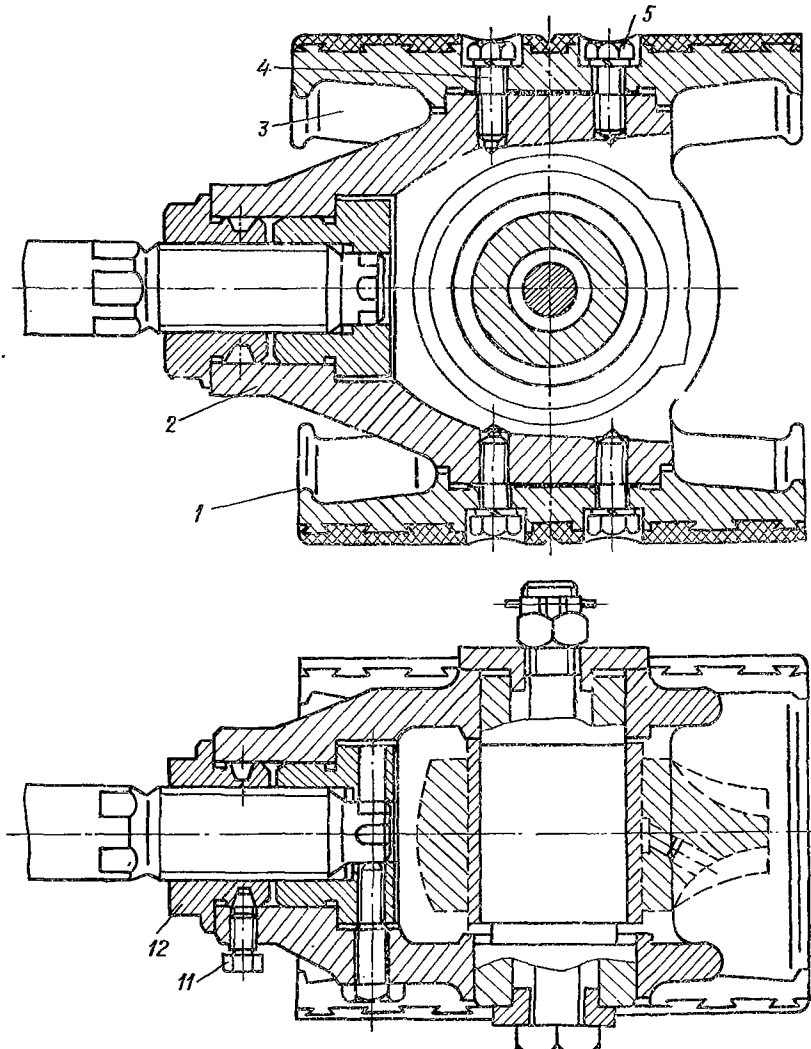


Рис. 6.23. Схема сил, действующих на механизм движения: *а* — $\tilde{p}_Σ = \text{const}$ по направлению; *б* — $\tilde{p}_Σ \neq \text{const}$ по направлению

Различают два основных типа крейцкопфа: закрытый и открытый (закрытый тип характеризуется расположением верхней головки шатуна внутри корпуса крейцкопфа; крейцкопфы открытого типа применяют в сочетании с вильчатым шатуном, головка которого охватывает крейцкопф снаружи). Для крупных компрессоров чаще всего применяют крейцкопфы со съемными башмаками. Такое решение позволяет осуществлять более точную регулировку зазоров между башмаками и направляющими крейцкопфа за счет набора прокладок. На малых и средних компрессорах, а в последнее время и на крупных машинах, в целях уменьшения подвижных масс, обеспечения простоты конструкции и точности изготовления крейцкопфы выполняются в виде единой отливки.

В зависимости от конструктивного выполнения цилиндропоршневых групп суммарная поршневая сила $P_Σ$, воспринимаемая крейцкопфом, имеет следующие особенности:

1) не меняет своего направления в течение поворота коленчатого вала (рис. 6.23, *а*); такой случай наиболее характерен для компрессоров с тронковыми и дифференциальными поршнями одностороннего действия, когда суммарная поршневая сила постоянно сжимает шатун; крейцкопф выполнен заодно с поршнем



и воспринимает нормальную составляющую $N = P_{\Sigma}\mathrm{tg}\beta$ попеременно верхним или нижним башмаком;

2) в течение цикла меняет свое направление (рис. 6.23, *б*); такой случай характерен при расположении в ряду компрессора ступени с дисковым поршнем или ряда ступеней с дифференциальными поршнями (при этом нормальная составляющая N при прямом и обратном ходе направлена так, что крейцкопф прижат постоянно к одной из параллелей, т. е. один из башмаков крейцкопфа в рабочем режиме не несет нагрузки, однако, учитывая возмож-

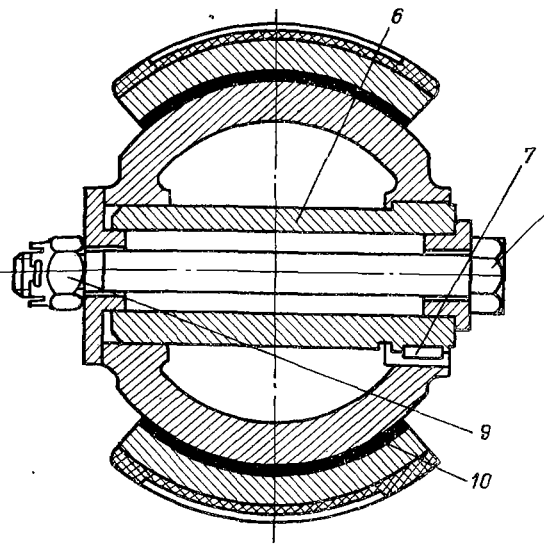


Рис. 6.24. Конструкция закрытого крейцкопфа со съемными башмаками:
1, 3 — башмаки; *2* — корпус; *4* — болт; *5* — шайба; *6* — палец; *7* — шпонка; *8* — болт; *9* — гайка; *10* — прокладки; *11, 12* — гайки.

ность периодической работы компрессоров на холостом ходу, а также применение базовых узлов при проектировании других компрессоров верхний и нижний башмаки крейцкопфа выполняют геометрически идентично).

Наибольшие боковые нагрузки на параллелях крейцкопфа возникают в том случае, когда суммарная поршневая сила имеет максимум при угле φ, соответствующем примерно середине хода поршня, т. е.

$$N_{max} = P_{\Sigma max} \operatorname{tg} \beta_{max} = P_{\Sigma\, max}\, r/l.$$

Одна из конструкций крейцкопфа закрытого типа со съемными башмаками представлена на рис. 6.24. Башмаки *1* и *3* залиты баббитом и имеют по концам клиновидные скосы с уклоном 1 : 50 для создания масляного клина. Крепление башмаков к корпусу крейцкопфа *2* осуществляется болтами *4*, зафиксированными от отвинчивания пружинными шайбами *5*. При монтаже эти болты заливаются баббитом. Палец крейцкопфа *6*, имеющий по концам конусные заточки, устанавливается в соответствующих гнездах корпуса крейцкопфа и фиксируется от вращения шпонкой *7*, а от осевого перемещения болтом *8* и гайкой *9*. В корпусе крейцкопфа и пальце выполняют сверления, по которым смазка может подаваться к направляющим крейцкопфа. Для регулировки радиального зазора между крейцкопфом и параллелями при сборке и в случае износа башмаков предусмотрены прокладки *10*. Соединение крейцкопфа со штоком осуществляется с помощью двух гаек *11* и *12*.

Для изготовления крейцкопфов со съемными башмаками применяют следующие основные материалы: чугун марки СЧ20 ГОСТ 1412—79 и сталь 25Л-Ш ГОСТ 977—75* (корпус крейцкопфа); чугун марки СЧ18 с заливкой трущейся поверхности баббитом марки Б16 по ГОСТ 1320—74* или алюминиевый сплав марки АК5М7 ГОСТ 2685—75*; сталь 20 и 45 ГОСТ 1050—74** (палец крейцкопфа).

Поверхность пальцев закаливают и шлифуют. Во избежание закалки сердцевины пальца при термообработке содержание углерода допускают не более 0,18 %. С целью снижения массы крейцкопфа размеры пальца стремятся получить минимальными, что приводит к повышению удельных давлений на пальце.

Цельные крейцкопфы отливают из чугуна, стали или алюминиевых сплавов. На рис. 6.25 представлена характерная кон-

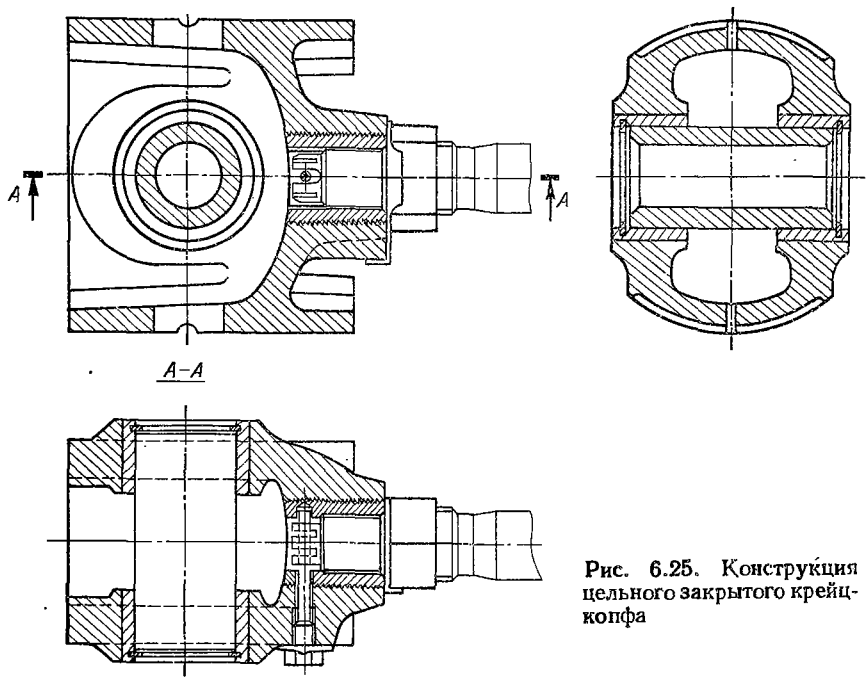


Рис. 6.25. Конструкция цельного закрытого крейцкопфа

струкция цельного крейцкопфа закрытого типа, корпус которого выполнен из алюминиевого сплава АК5М7 ГОСТ 2685—75*. В местах наибольших напряжений на смятие запрессованы бронзовые втулки; соединение со штоком осуществляется через стальную резьбовую втулку, залитую алюминиевым сплавом. Такая конструкция отличается малой металлоемкостью, точностью изготовления и применяется в машинах с высокими скоростями вращения вала.

Соединение крейцкопфа со штоком осуществляется по напряженной посадке, удобной для монтажа и демонтажа, допускающим регулировку зазора между поршнем и крышками цилиндра и устранение перекоса осей штока и крейцкопфа.

Различные варианты соединения крейцкопфа со штоком показаны на рис. 6.26. Для малых и средних компрессоров чаще всего применяются соединения с помощью резьбовых втулок. На крупных компрессорах зачастую применяется муфтовое соединение

крейцкопфа со штоком. Муфта, состоящая из двух половин, охватывает бурты на хвостовике крейцкопфа и на гайке штока. Вращением гайки шток подается до упора его торца в дистанционную шайбу, установленную в гнезде крейцкопфа, и служащую для регулировки зазоров между поршнем и крышками цилиндров. В собранном состоянии муфта фиксируется относительно штока с помощью штифта и винта. Для короткоходных машин с малыми размерами окон в направляющих крейцкопфа применяют резьбовое соединение фланцевого типа. Преимуществом такого

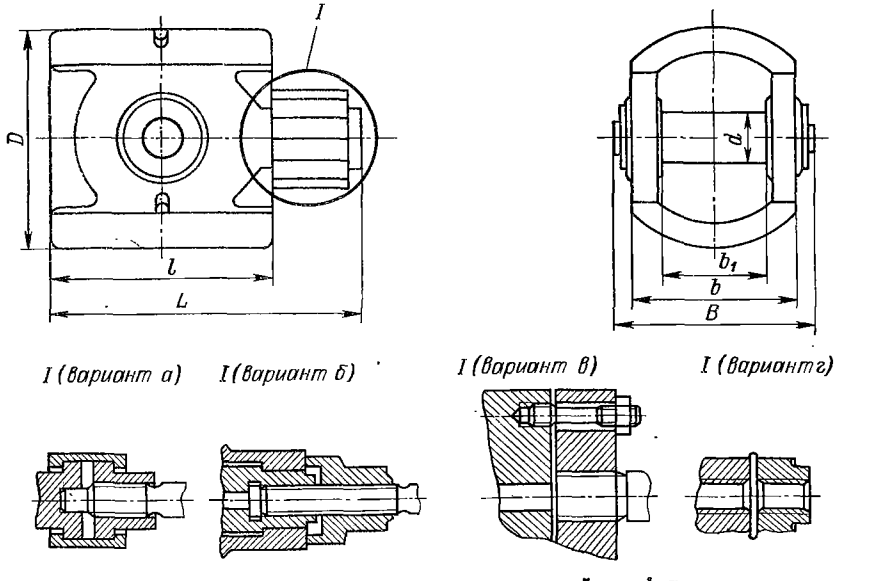


Рис. 6.26. Основные конструктивные параметры крейцкопфов

соединения является регулировка прилегания крейцкопфа к параллелям за счет радиального смещения оси штока и изменения затяга шпилек.

Выбор геометрических параметров крейцкопфов проводят на основе известных из опыта максимальных удельных нагрузок, которые определяются соотношением

$$k_{max} = P_{\Sigma\,max}/lb.$$

Для опорных поверхностей крейцкопфа допускают удельное давление $k_{max} = 0{,}6 \div 0{,}8$ МПа. Максимальное удельное давление на палец крейцкопфа не должно превышать $k_{max} = 15 \div 20$ МПа при соотношениях диаметра и длины пальца $l/D = 0{,}9 \div 0{,}8$.

В случае применения в конструкции компрессора унифицированных узлов геометрические параметры крейцкопфа выбираются по номинальной поршневой силе наиболее нагруженного ряда компрессора в соответствии с данными табл. 6.10.

Таблица 6.10

Обозначение крейцкопфа	Номинальная поршневая сила, кН	Размеры, мм								Масса, кг (предельное отклонение +2 −5 %)
		D (номинальный)	d (номинальный)	$d_ш$ (резьба штока)	L (не более)	l	B (не более)	b	b_1	
К-16	16	150	40	М30×1,5	175	120	130	110	40	4,7
К-25	25	160	50	М36×2	205	135	150	115	55	8,7
К-40	40	205	60	М48×2	285	200	190	160	86	20,0
К-63	63	220	75	М48×2	300	200	210	160	86	25,4
К-100	100	270	90	М58×4	340	270	225	170	106	42,6
К-160	160	400	120	М76×4	530	400	365	260	135	158,0
К-250	250	480	150	М95×4	735	480	465	300	170	345,0
К-400	400	560	180	М125×6	845	550	535	350	210	540,0

6.5. ШТОКИ

Штоком называют деталь, применяемую для соединения поршня с крейцкопфом. Типичные конструкции применяемых штоков приведены на рис. 6.27.

В современных конструкциях компрессоров применяют в основном односторонние штоки, которые представляют собой цилиндрическую деталь с участками различного сечения по длине. На переднем конце штока (со стороны крейцкопфа) выполнена резьба, с помощью которой он закрепляется в резьбовом отверстии крейцкопфа. Для фиксации поршня на штоках предусматривают упорный цилиндрический бурт и специальную гайку, навинчиваемую на задний конец штока (со стороны поршня) до упора в торцевую поверхность поршня. Переход от бурта к штоку выполняют по плавному радиусу с заглублением в тело бурта и штока. Для обеспечения герметичности применяют глухую гайку с притиркой ее торцевой поверхности по поршню, либо уплотняют посредством угловой прокладки в сопряжении гайка—шток—поршень. Особое внимание необходимо уделять фиксации гайки, самоотвинчивание которой может привести к серьезной аварии. Гайка, навинченная на шток, фиксируется на поршне только при условии, что поршень в свою очередь зафиксирован на штоке, так как в противном случае возможно самоотвинчивание гайки с одновременным проворачиванием поршня. Если поршень не зафиксирован, то самоотвинчивание гайки предотвращают стопорением ее на штоке. Для этого на штоке предусматривают паз, в который отгибают закраину гайки, выступающую над ее торцевой поверхностью.

Посадка поршня на шток осуществляется свободно или с натягом. В последнем случае для обеспечения герметичности в соединении производят притирку поршня и бурта штока. Отсут-

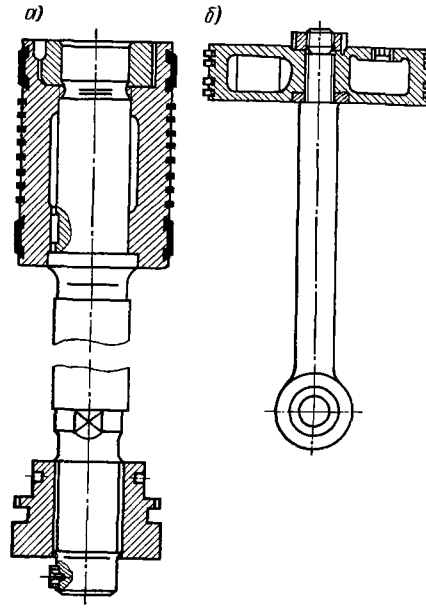


Рис. 6.27. Конструкции штоков: *а* — с резьбовым соединением штока с крейцкопфом; *б* — с шарнирным соединением штока с крейцкопфом

ствие герметичности по штоку при дисковом поршне может привести к перетечкам газа из передней полости в заднюю и наоборот, а при наличии у поршня разрезной ступицы внутренняя полость поршня может играть роль дополнительного мертвого пространства ступени. Последнее особенно важно на ступенях высокого давления.

Крепление поршня на штоке должно быть напряженным в целях исключения возникновения осевого зазора и возможности ударов между упорным буртом или гайкой штока и поршнем под действием нагрузок, при которых шток растянут, а поршень сжат. Образованию зазора способствует различие температурных деформаций штока и поршня. Площадь упорной поверхности бурта выбирают исходя из давления газа на поршень. Для поршней, выполненных из чугуна, значение допускаемого удельного давления не более 40 МПа, а для стальных поршней — не более 100 МПа. При выполнении поршней из алюминиевых сплавов в соединениях со штоком со стороны упорного бурта и крепежной гайки с целью снижения удельных давлений применяют промежуточные стальные кольца. Резьбу на штоке для уменьшения концентрации напряжения выполняют мелкой и со скругленными впадинами. Для увеличения прочности штока резьба выполняется путем накатки после термической обработки. По условиям работы сальника шток изготавливают с поверхностным упрочнением, а затем шлифуют и полируют. Для повышения поверхностной твердости и износоустойчивости производят азотирование.

В отдельных конструкциях компрессоров для сокращения осевого размера и компенсации технологических погрешностей применяют штоки, у которых передний конец выполнен в виде вилки, соединяющейся при монтаже непосредственно с пальцем крейцкопфа. Однако в этом случае требуется увеличение площади сечения пальца, поскольку при одинаковом усилии и большей его длине возрастают изгибные напряжения.

В крупных горизонтальных компрессорах иногда применяют сквозные штоки. В этом случае поршень подвешивается на шток,

один из концов которого соединяется с крейцкопфом, а другой — с подвижной опорой в крышке цилиндра компрессора. Такое исполнение ведет к значительному увеличению осевого размера компрессора, но предотвращает трение поршня по поверхности цилиндра. Расчет одностороннего стержня ведут на продольный изгиб, считая его шарнирно закрепленным по концам и полагая длину штоков, равной расстоянию от оси пальца крейцкопфа до средней части поршня. В качестве расчетного усилия принимают критическую силу $P_{кр}$, действующую по оси штока, при которой прямолинейная форма стержня становится неустойчивой. Выбор критической силы зависит от гибкости штока, которая определяется по формуле

$$\chi = 4L_{пр}/d,$$

где d, $L_{пр}$ — диаметр и приведенная длина штока.

Для одностороннего штока $L_{пр}$ равна длине штока L; для сквозных штоков $L_{пр} = (0{,}8 \div 1{,}2)\, L$, где меньшие значения соответствуют минимальным значениям χ.

В выполненных конструкциях принимают $\chi = 60 \div 100$, что соответствует критическим напряжениям $\sigma_{кр} = 340 \div 200$ МПа. Для предварительного определения диаметра штока обычно используют статистические данные, на основании которых площадь штока составляет примерно 4—5 % от площади поршня. При больших гибкостях штока ($\chi > 80$) для нахождения критической силы $P_{кр}$ применяют формулу Эйлера

$$P_{кр} = \pi^2 EI/L_{пр}^2.$$

При гибкостях $60 < \chi < 80$ пользуются эмпирической зависимостью. Задавая диаметр штока в метрах, находят

$$P_{кр} = 1{,}2\,(286 - \chi)\, d^2.$$

При $\chi < 60$ критическая сила определяется напряжением, соответствующим пределу текучести материала штока.

Запасы прочности при расчетах на устойчивость принимают в пределах 8—12. Помимо указанного, расчету на прочность подлежат сечения: штока в месте перехода к опорному бурту, резьбы крепления поршня на штоке, резьбы крепления штока к крейцкопфу.

Расчет проводится также на выносливость в условиях знакопеременной нагрузки, аналогично расчету шатунного болта.

Штоки изготовляют из сталей 35, 40, 38ХА. Иногда применяются легированные стали с более высокими механическими свойствами. Штоки, подлежащие азотированию, изготовляют из сталей 35ХМЮА, 38ХМЮА или 35ХЮА.

6.6. ПОРШНИ

Применяемые в поршневых компрессорах поршни могут быть разделены на три группы: тронковые, дисковые и дифференциальные [24].

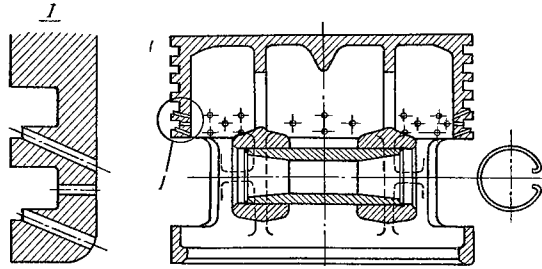


Рис. 6.28. Схема тронкового поршня

Тронковые поршни (рис. 6.28) применяются в ступенях одностороннего действия и соединяются с шатуном посредством поршневого пальца. В бескрейцкопфных компрессорах они воспринимают нормальные усилия, выполняя роль крейцкопфа, причем максимальное значение нормальной составляющей N_{max} соответствует примерно началу нагнетания. Расчетное удельное давление на боковую поверхность поршня определяется по формуле

$$k_{max} = N_{max}/DH',$$

где D — диаметр поршня; H' — высота поршня за вычетом суммарной высоты канавок под кольца. Допускается $k_{max} = (0{,}15 \div 0{,}35)$ МПа, где большие значения принимаются для высокооборотных компрессоров. Полную высоту поршня H выбирают в пределах $(0{,}8 \div 1{,}5)\,D$.

Поршни, изображенные на рис. 6.28, применяют в основном на первой и второй ступенях компрессора. В последующих ступенях внутренний диаметр тронкового поршня уменьшается настолько, что не позволяет проворачиваться шатуну, а удельные давления на боковую поверхность поршня становятся недопустимо велики. Поэтому в ступенях более высокого давления применяют дифференциальные ступенчатые поршни, в которых расширенная часть служит либо крейцкопфом, либо поршнем первой или второй ступени. Для равномерности износа поршня ось пальца располагают так, чтобы она проходила через центр тяжести опорной поверхности.

Тронковые поршни первой и второй ступеней обычно выполняют с двумя уплотняющими кольцами, обращенными к плоскости сжатия, и двумя маслосъемными кольцами, предназначенными для удаления излишков масла, попадающего из картера при смазке разбрызгиванием. Избыток масла на поверхности цилиндра вызывает его перерасход, образование нагара на клапанах и в трубопроводах, отложение продуктов разложения масла в ресивере, что может явиться причиной взрывов в пневматических установках.

Маслосъемные кольца предпочтительнее размещать между уплотняющими кольцами и поршневым пальцем. При этом достигается лучшая смазка опорной поверхности поршня и более полный съем избытка масла. Перед маслосъемными кольцами на поршне делают кольцевые проточки с несколькими радиальными сверлениями по окружности для стока масла внутрь поршня.

Такие же сверления для стока масла делают в канавке нижнего маслосъемного кольца.

В качестве материала для изготовления тронковых поршней применяют чугун СЧ25 или СЧ30 и специальные алюминиевые сплавы. Для алюминиевых поршней характерны меньшая масса и меньший коэффициент трения, однако они уступают чугунным по износостойкости. Все поршни подвергают старению. При расчете на прочность днище поршня рассчитывают как сплошную круглую плиту, защемленную по периметру. Условное расчетное напряжение изгиба, возникающее по контуру заделки, определяется по формуле

$$\sigma_{из} = 0{,}68 p_1 r^2/s^2, \qquad (6.4)$$

где p_1 — максимальное давление в цилиндре, МПа; r — радиус заделки днища поршня, м; s — толщина днища, м.

Для чугунных поршней допустимое напряжение лежит в пределах от 30 до 35 МПа. Если поршень имеет ребра, то можно допускать напряжение до 100 МПа. Для поршней из алюминиевого сплава с ребрами $\sigma_{из} = 50$ МПа, а без ребер — 15 МПа. Диаметральный зазор δ между чугунным поршнем и цилиндром в холодном состоянии может быть принят округленно $\delta = (0{,}8 \div 1{,}2)\, D/1000$. Для алюминиевых поршней требуется зазор удвоенной величины.

Чистота обработки внешней поверхности тронкового поршня должна быть не ниже $Ra0{,}63$. Для лучшей приработки алюминиевых поршней применяют их графитирование.

Размеры поршневого пальца определяют исходя из допускаемого удельного давления k_{max} на проекцию рабочей поверхности пальца от наибольшей поршневой силы p_{max} (k_{max} не должно превышать 20 МПа)

$$k_{max} = p_{max}/dl,$$

где d — диаметр пальца, м; l — длина шатунного подшипника, выбираемая в пределах $(1{,}1 \div 1{,}4)\, d$, м.

Палец выполняют полым с внутренним диаметром $d_0 = (0{,}6 \div 0{,}7)\, d$. Напряжение в пальце от изгиба рассчитывают как для балки со свободно опертыми концами и с равномерно распределенной нагрузкой по длине шатунного подшипника.

Допустимые напряжения для углеродистой стали до 90 МПа, для легированной стали — до 150 МПа. Напряжение на срез должно быть меньше 50 МПа. Материалами для изготовления пальцев служат стали 45, 40Х, 30, 15Х и 15ХМА с последующей обработкой.

Наиболее целесообразно устройство пальца «плавающим», т. е. не закрепленным в бобышках поршня и имеющим возможность в них проворачиваться (для этого в бобышках чугунного поршня устанавливают бронзовые втулки). При таком исполнении есть возможность осуществить обильную смазку, которая подводится к бобышкам по сверлениям от маслосъемных колец.

Дисковые поршни (рис. 6.29) применяются только у крейцкопфных машин. Литые чугунные поршни делают полыми, а днища связывают между собой ребрами. Во избежание возникновения литейных напряжений и усадочных раковин ребра не доходят до внутренней цилиндрической поверхности, образующей стенки поршня. В торцовых стенках поршня имеются специальные отверстия для удаления формовочной земли, которые закрывают пробками.

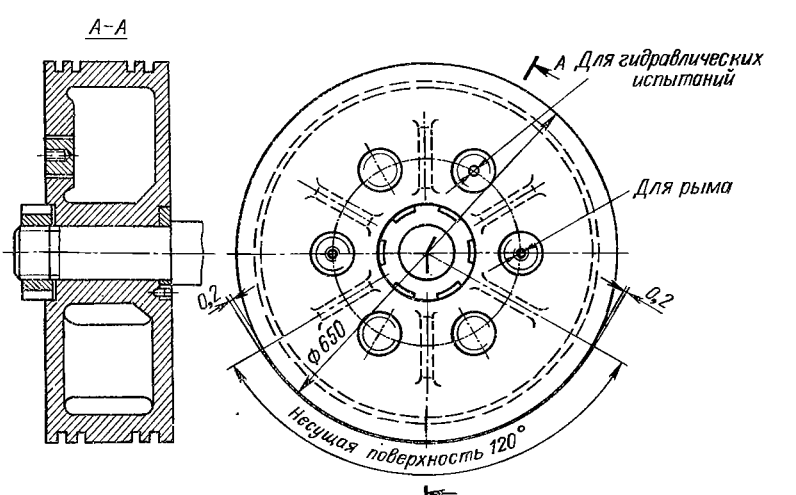


Рис. 6.29. Схема дискового поршня

Чугунные поршни применяют главным образом на второй и последующих ступенях компрессора, если нужно увеличить массу поршня для уравновешивания силы инерции. Для ступеней низкого давления дисковые поршни выполняют сварными из стали или отливают из алюминиевых сплавов. Масса тех и других примерно составляет 0,6 массы чугунных поршней при прочих равных условиях. Для горизонтальных компрессоров поршни большого диаметра снабжают специальной несущей поверхностью. Для обеспечения возможности теплового расширения поршня несущую поверхность ограничивают углом 90° или 120°, обрабатывая этот участок по размеру цилиндра. Поршни с большими (более 1000 мм) диаметрами и массами подвешиваются на штоке. Подвеска поршня уменьшает износ и устраняет одностороннюю выработку поверхности цилиндра под влиянием веса поршня. При меньших диаметрах поршней рабочие поверхности заливают баббитом. У чугунных поршней заливка облегчает приработку, снижает износ и способствует восстановлению изношенной поверхности, а у стальных, кроме того, предотвращает надиры.

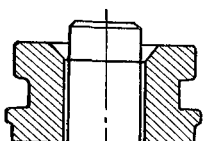


Рис. 6.30. Схема дифференциального поршня

Удельное давление k на несущую поверхность скользящего поршня в горизонтально расположенном цилиндре определяется по формуле

$$k = G/bH',$$

где G — суммарный вес поршня и половины штока, Н; b — ширина несущей поверхности, м.

Во избежание значительного износа несущей поверхности удельное давление k не должно превышать 0,05 МПа. При баббитовой заливке его можно увеличить до 0,1 МПа.

Условное расчетное напряжение изгиба в плоских стенках дискового поршня определяется по формуле (6.4), где r — радиус эквивалентного круга, равного по площади сектору между двумя смежными ребрами. Предельное напряжение должно быть для чугуна 35 МПа, стали — 100 МПа, алюминиевого сплава — 15 МПа. Полые дисковые поршни подвергают гидравлическому испытанию внутренним давлением.

Дифференциальные поршни изготовляют цельными и составными. В горизонтальных компрессорах двухступенчатые дифференциальные поршни при большом их диаметре выполняют иногда подвешенными. Более сложные дифференциальные поршни, а также поршни средних и небольших диаметров делают скользящими. На рис. 6.30 представлены дифференциальные поршни второй, третьей и пятой ступеней компрессора. Поршни второй и третьей ступеней чугунные, смонтированы на штоке. Поршень пятой ступени наборный. Конструкция поршня с наборными кольцами приемлема только при условии плотного прилегания торцовых плоскостей.

В поршне наборной конструкции дистанционные кольца могут быть уплотнены давлением газа по принципу некомпенсированных площадей. Для этого контактные кольца должны служить опорой для головки поршня и воспринимать действующую на нее силу. Уплотнение по такому принципу показано на рис. 6.31.

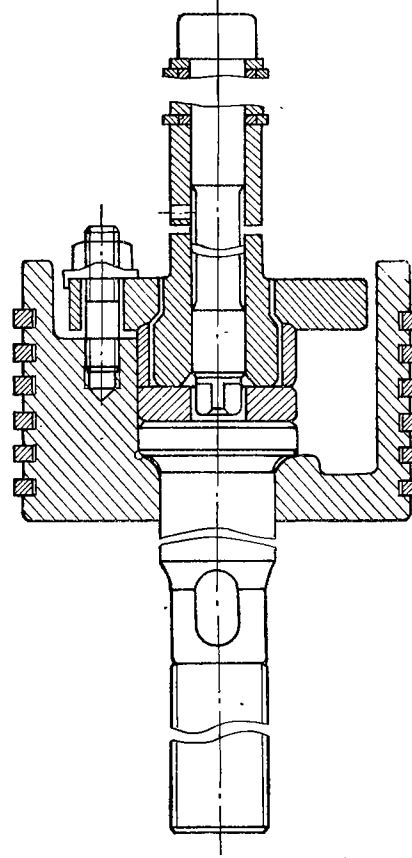


Рис. 6.31. Схема наборного поршня

В последнее время дифференциальные поршни, как правило, выполняются для двух ступеней. В ступенях сверхвысокого давления применяются плунжеры из сверхпрочных сплавов.

6.7. ЦИЛИНДРЫ

Конструктивные формы цилиндров весьма многообразны и определяются следующими основными факторами: схемой компрессора, величиной максимального рабочего давления, устройством охлаждения, родом сжимаемого газа. При проектировании учитывают материал цилиндров, а также оборудование завода-изготовителя [33].

Цилиндры и крышки всех компрессоров для давлений до 7 МПа обычно изготовляются путем отливки из серого или легированного чугуна; до 12 МПа — из магниевого (высокопрочного) чугуна с шаровидным графитом; до 25 МПа — из стали; для давлений до 40 МПа цилиндры выполняют коваными из углеродистой стали, для более высоких давлений — коваными из легированной стали. Чугунные цилиндры могут выполняться в виде отдельной отливки (одиночный цилиндр), либо в форме блока с несколькими цилиндрами. Отливка в виде блока удешевляет технологию обработки рабочих поверхностей, увеличивает жесткость всей машины. Однако блочные цилиндры сложнее отливать. Для размещения клапанов у них меньше места, чем у отдельных цилиндров. По конструктивному устройству цилиндры обычно бывают одно-, двух- и трехстенными. Наибольшее применение находят одностенные и двухстенные, так как отливки получаются сравнительно простыми.

Цилиндры должны быть достаточно жесткими. Их деформации усиливают износ рабочей поверхности зеркала цилиндра, поршня и поршневых колец и вызывают необходимость в увеличении зазора между цилиндром и поршнем. У бескрейцкопфных компрессоров последнее увеличивает унос масла из картера.

У компрессоров с воздушным охлаждением цилиндры выполняются одностенными и имеют на внешней поверхности продольные или кольцевые ребра. Они имеют меньшую жесткость, чем двухстенные с водяным охлаждением. Для уменьшения деформации цилиндра шпильки крепления его крышки должны быть расположены близко к стенке цилиндра.

Цилиндры оппозитных компрессоров с водяным охлаждением выполняются обычно двухстенными с водяной полостью в кольцевом пространстве между внутренней и внешней стенками (рис. 6.32).

Чугунные цилиндры компрессоров кроме рабочей полости имеют водяную рубашку, клапанные коробки и каналы, соединяющие их со всасывающим и нагнетательным патрубками, и представляют собой сложные отливки. Переднюю торцовую стенку цилиндров двойного действия, обращенную к раме, отливают иногда заодно с корпусом цилиндра, но целесообразнее выполнять ее в виде съемной крышки. Это дает возможность применения расточных станков, обеспечивающих необходимую точность обработки. Для низких и средних давлений в компрессорах средней и большой производительности чугунные цилиндры часто выполняют составными, состоящими из четырех частей: корпуса, двух конических крышек и мокрой втулки, омываемой водой. При этом существенно упрощается изготовление этих частей. Литейные и температурные напряжения в таких цилиндрах намного меньше, чем в цельных.

Составные цилиндры удобны с точки зрения унификации, так как путем замены мокрой втулки легко изменяется диаметр цилиндра. В многорядном компрессоре такие цилиндры устанавливаются вплотную друг к другу, при этом наклонно расположенные клапаны легко вынимаются.

Конструируя чугунные цилиндры следует избегать резких изменений толщины стенок (это может привести к возникновению усадочных раковин и значительных литейных напряжений). Сопряжения стенок надо выполнять скругленными — это увеличивает податливость стенок и уменьшает усадочные и температурные напряжения. Наличие ребер жесткости между внутренней и наружной стенками цилиндра увеличивает напряжения и приводит к образованию трещин.

Стальные литые и кованые цилиндры работают при более высоких давлениях. Поэтому во избежание концентрации напряжений им придают упрощенную конструктивную форму.

Рабочая поверхность цилиндров должна обладать высокой износоустойчивостью. Поэтому в чугунных и в стальных цилиндрах, материал которых склонен к образованию задиров, устанавливают втулки, отлитые из перлитного чугуна, обладающего более высокими антифрикционными свойствами и улучшенной структурой. Толщину втулок выбирают минимальной по условиям изготовления и сборки: при средних диаметрах — 8—10 мм

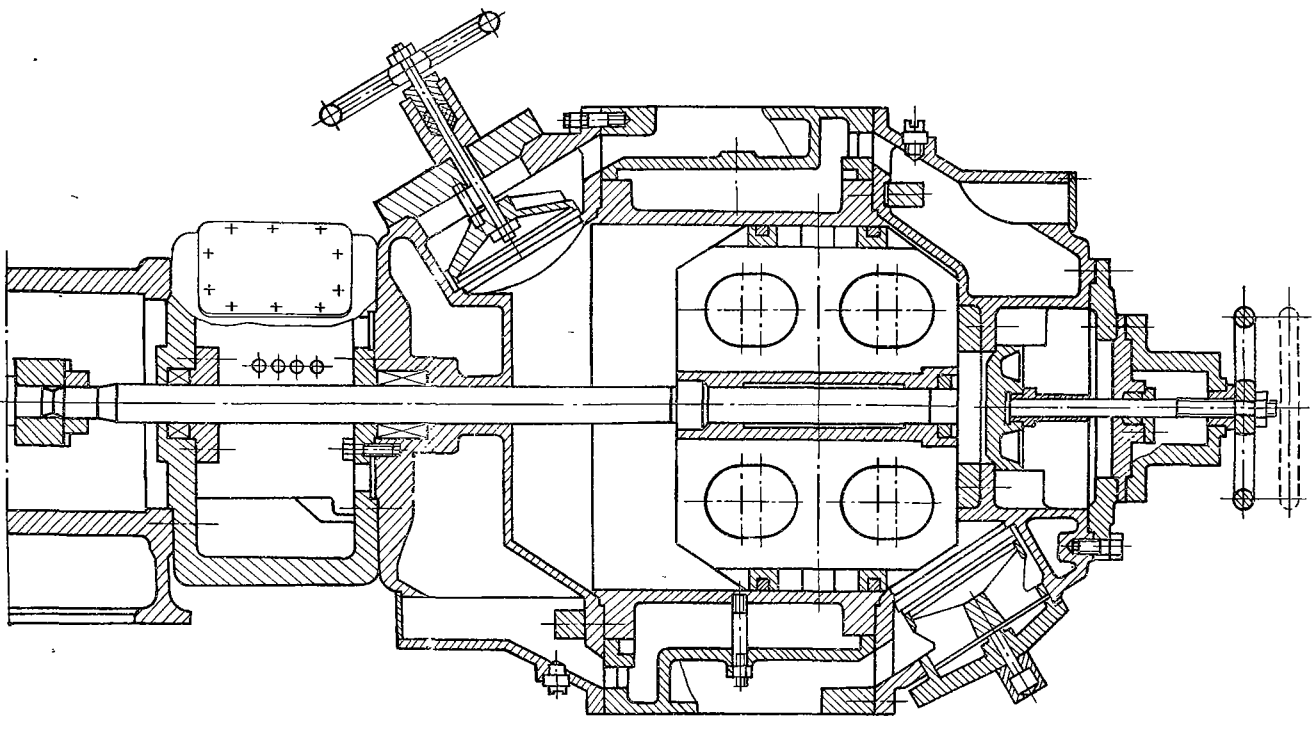


Рис. 6.32. Схема цилиндра оппозитного компрессора

и при больших — 16—25 мм. Для унификации корпусов цилиндров толщину втулок иногда увеличивают.

Проектируя цилиндры, необходимо учитывать следующее: какие выбраны всасывающие и нагнетательные клапаны, сколько их и где они будут размещены; как будет осуществляться смазка и охлаждение цилиндра; как будет выполнено уплотнение элементов цилиндра.

Выбирая и располагая клапаны, следует стремиться к тому, чтобы объем мертвого пространства в цилиндре был минимален, а сами клапаны были доступны при монтаже и демонтаже. Размещение всасывающих и нагнетательных клапанов производится по двум основным вариантам — в крышках цилиндров и в теле самого цилиндра. При первом варианте значительно упрощается конфигурация цилиндров и, следовательно, уменьшаются местные напряжения в стенках. Кроме того, в этом случае значение мертвого пространства цилиндров получается меньшим. Для изменения производительности компрессора часто предусматривают подсоединение к цилиндру дополнительного мертвого пространства. Добавляемый объем должен располагаться в крышке или в специальных карманах, отливаемых в стенках цилиндра.

Смазка рабочей поверхности цилиндров (в случае принудительной подачи масла) осуществляется через штуцеры, ввинчиваемые в стенку цилиндра (втулки). Места установки штуцеров и их число зависят от размеров цилиндра, его расположения (вертикально, горизонтально) и типа поршня.

В цилиндрах двойного действия точки подвода масла располагают по длине цилиндра симметрично относительно среднего положения поршня на небольшом расстоянии друг от друга, а у цилиндров одностороннего действия — симметрично относительно среднего положения переднего поршневого кольца. У горизонтальных компрессоров штуцеры ставят в верхней части цилиндра, а при тяжелых скользящих поршнях предусматривают два дополнительных подвода масла снизу под углом 80—90° друг к другу. У вертикальных и У-образных компрессоров штуцеры располагают в верхней части цилиндров равномерно по окружности. Число смазочных штуцеров выбирают в пределах от 1 до 4 в зависимости от величины смазываемой поверхности.

Цилиндры с водяным охлаждением должны иметь патрубки или штуцеры для подвода и отвода воды. Для того, чтобы в водяной полости цилиндра не скапливался воздух, подвод воды делают в нижней части цилиндра, а отвод — в верхней. Цилиндры большого диаметра для равномерности охлаждения устраивают с двумя подводами и двумя отводами воды. Для очистки водяной полости предусматривают люки, через которые при отливке цилиндров извлекают формовочную землю.

Водяные полости цилиндра и крышки сообщаются между собой посредством съемных наружных патрубков или внутренних перепускных каналов в стыке цилиндра и крышки. Крышки крупных

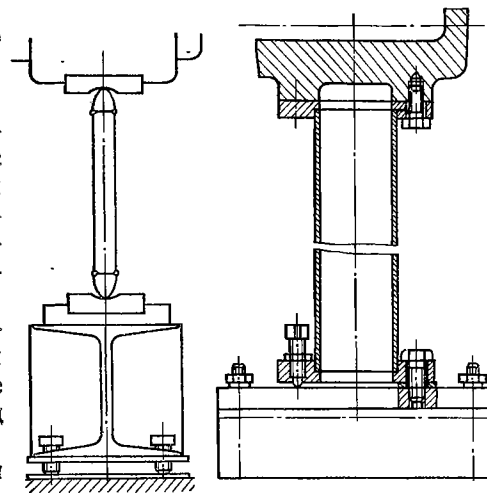


Рис. 6.33. Схема опоры цилиндра: *а* — качающаяся; *б* — со стойкой из трубы

горизонтальных цилиндров обычно выполняют с независимым подводом н отводом охлаждающей воды. Если охлаждение осуществляется морской водой, то для предохранеиия стенок цилиндра от электрохимической коррозии применяются цинковые протекторы. Они имеют вид стержней или пластин и моитируются в полости охлаждающей рубашки. Важное место при сборке цилиндров занимает уплотнеиие соединяемых деталей. Для ступеней среднего и высокого давления уплотнение цилиндров с крышками достигается постановкой между иими медных или алюминиевых прокладок, сжимаемых с помощью шпилек. В ступенях иизкого давления применяют паронит, фибру, медноасбестовые прокладки. В последнее время часто (особенно для ступеней высокого давления) уплотиеиия достигают притиркой шлифованных поверхностей к уплотняющим пояскам.

Следует иметь в виду, что аммиак сильно разъедает медь, а с ацетиленом медь образует взрывчатое соединение, поэтому для этих газов или для газовых смесей с содержаиием их хотя бы в небольшом количестве медные прокладки применять иельзя.

Под действием осевых сил в цилиндрах компрессора возникают периодические упругие деформации. При наличии в ряду нескольких цилиндров эти деформации достигают 1 мм. В процессе работы в компрессоре возникают тепловые деформации до 4—6 мм. Для обеспечения свободы перемещения при упругих и тепловых деформациях в крупных горизонтальных компрессорах применяют подвижные опоры цилиндров скользящего, качающегося или гибкого типа.

Скользящая опора представляет собой хорошо обработанную лапу, с помощью которой цилиндр опирается на чугунную плиту, заделанную в фундамент. Для уменьшения сил трения в лапе предусматриваются канавки, в которые набивается смазка.

В качающейся опоре (рис. 6.33, *а*) цилиндр опирается иа сухари или ножи. Сухари, устанавливаемые между лапой цилиндра и опориой плитой, принимают при перемещении цилиндра несколько наклоиное положение. Опорные поверхности сухарей выполняются цилиндрическими с равным или несколько превышающим высоту сухаря радиусами, что придает устойчивость цилиндру,

не скрепленному с рамой. Смазку к опоре подают через отверстие в лапе цилиндра.

Опора ножевого типа состоит из вертикально расположеннои пластины с опорными кромками, которые выполнены из стали высокой твердости и обработаны по малому радиусу, несколько меньшему, чем у призмы, с которыми они сопрягаются.

Гибкие опоры встречаются двух разновидностей: в форме трубы (рис. 6.33, *б*) и в форме листа. Опора в форме трубы имеет фланцы для присоединения к лапе цилиндра и к плите на фундаменте. Опора в форме листа имеет приваренные к листу полки, выполняющие ту же роль, что и фланцы у опоры в форме трубы.

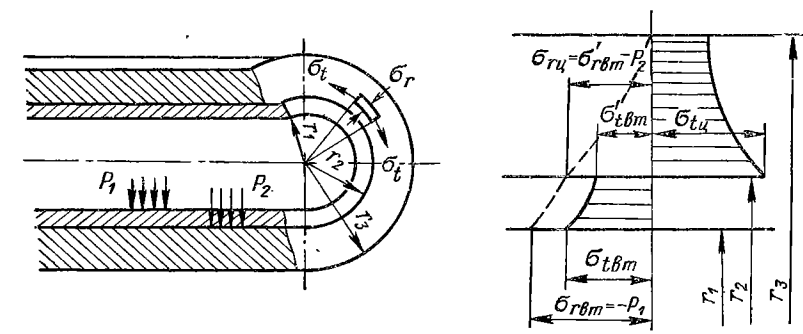


Рис. 6.34. Напряжение в толстостенном цилиндре с запрессованной втулкой

Гибкие опоры конструктивно более просты. Кроме того, они способны воспринимать усилия, направленные не только вниз, но и вверх. Такие силы могут возникать из-за неточности монтажа или вследствие тепловых деформаций трубопроводов.

В случаях, когда боковые смещения цилиндров должны быть исключены, рекомендуется применять опору в виде листа, а если необходимо предусмотреть возможность как продольных, так и поперечных перемещений, то лучше использовать опору в форме трубы.

Расчет цилиндров и втулок. Определение толщины стенок литого чугунного цилиндра не поддается точному расчету. Существуют эмпирические зависимости, полученные опытным путем, но гарантирующие достаточную прочность и жесткость цилиндра. В зависимости от давления толщина стенки определяется по следующим зависимостям: $s = D/50 + 0{,}01$ для $p_1 = 0{,}2 \div 0{,}3$ МПа; $s = D/50 + 0{,}015$ для $p_1 = 0{,}3 \div 0{,}6$ МПа; $s = p/40 + 0{,}015$ для $p_1 = 0{,}6 \div 0{,}8$ МПа; $s = (Dp_1/2\,[\sigma]_p) + 0{,}008$ для $p_1 = 4{,}0 \div 7{,}0$ МПа при отливке из легированного чугуна, где s — толщиина стенки цилиндра, м; D — внутренний диаметр цилиндра, м; p_1 — наибольшее внутреннее избыточное давление, МПа; $[\sigma]_p = 22 \div 35$ — допускаемое напряжение растяжения в зависимости от марки легированного чугуна, МПа.

Толщину стенок водяной рубашки обычно принимают $s' = 0{,}8s$; толщину фланцев $s'' = 1{,}4s$, причем $s'' \geqslant 1{,}2d_0$, где d_0 — диаметр шпилек. Окончательная толщина фланцев устанавливается расчетом на изгиб силой, растягивающей шпильки.

Наибольшее напряжение возникает на внутренней поверхности цилиндра. Для цилиндра постоянной толщины нормальные напряжения в касательном направлении $\sigma_t = p_1 (R_2^2 + R_1^2)/(R_2^2 - R_1^2)$; в радиальном направлении $\sigma_r = -p_1$, где R_1 и R_2 — внутренний и наружный радиусы цилиндра, м.

В случае цилиндра с втулкой первоначально определяют давление на поверхности их контакта, вызываемое совместным действием натяга при посадке втулки и давлением газа в цилиндре, а затем находят напряжения, возникающие в цилиндре и втулке. При одинаковом материале цилиндра и втулки

$$p_2 = \frac{\frac{\delta}{4R^2} E (R_2^2 - R_1^2) + p_1 R_1^2}{R_2^2 (R_3^2 - R_1^2)/(R_3^2 - R_2^2)},$$

где R_1, R_2, R_3 — радиусы, м, показанные на рис. 6.34; δ — диаметральный натяг, м; E — модуль упругости на растяжение материала, МПа.

При различных материалах цилиндра и втулки

$$p_2 = \frac{\frac{\delta}{2R_2} E_1 (R_2^2 - R_1^2) + 2p_1 R_1^2}{E_1 (R_1^2 - R_1^2)\left[\frac{1}{E_1}\left(\frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} - \mu\right) + \frac{1}{E_2}\left(\frac{R_2^2 + R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} + \mu_2\right)\right]},$$

где E_1 и E_2 — модули упругости для материалов втулки и цилиндра; μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона, соответственно для материалов втулки и цилиндра.

Величины нормальных напряжений, возникающих в стенках цилиндра и втулки в касательном и радиальном направлении, определяются по формулам:

на внутренней поверхности цилиндра

$$\sigma_{t\text{ц}} = p_2 (R_2^2 + R_3^2)/(R_3^2 - R_2^2) \text{ и } \sigma_{r\text{ц}} = -p_2;$$

на внутренней поверхности втулки

$$\sigma_{t\text{ вт}} \frac{p_1 (R_1^2 + R_2^2) - 2p_2 R_2^2}{R_2^2 - R^2} \text{ и } \sigma_{r\text{ вт}} = -p_1;$$

на внешней поверхности втулки

$$\sigma'_{t\text{ вт}} = \frac{2p_1 R_1^2 - p_2 (R_1^2 + R_2^2)}{R_2^2 - R_1^2} \text{ и } \sigma'_{r\text{ вт}} = -p_2.$$

Прочность цилиндра и втулки определяется по величине эквивалентного напряжения, которые находится по формуле

$$\sigma_{экв} = \sigma_t - \nu\sigma_r,$$

где $\nu = \sigma_{т.\ р}/\sigma_{т.\ сж}$ — отношение пределов текучести материала при растяжении $\sigma_{т.\ р}$ и сжатии $\sigma_{т.\ сж}$ или отношение пределов прочности материала при растяжении $\sigma_{в.\ р}$ и сжатии $\sigma_{в.\ сж}$.

Расчет стальных цилиндров следует производить по пределу текучести, причем для большинства сортов стали $\nu = 1$. Расчет чугунных цилиндров ведут по пределу прочности, причем для серых и легированных чугунов $\nu = 0{,}3$. Величины эквивалентных напряженнй для чугунных цилиндров должны быть не выше 20÷35 МПа. Для мокрых втулок допускаются напряжения 30—50 МПа и для сухих — 60—80 МПа.

Ввиду пульсирующего характера нагрузки запас прочности при расчете стальных цилиндров высокого давления выбирают с учетом усталостной характеристики материала, исходя из предела текучести $n_т = \sigma_т/\sigma_{экв}$.

ГЛАВА 7

ОРГАНЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ

7.1. ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ И САМОДЕЙСТВУЮЩИЕ КЛАПАНЫ

Рабочие процессы в ступени поршневого компрессора состоят из периодически повторяющихся процессов расширения газа из мертвого пространства, всасывания свежего газа, сжатия и нагнетания. Органы газораспределения предназначены для присоединения рабочей камеры к полостям всасывания и нагнетания во время протекания соответствующих процессов и отсоединения камеры от названных полостей при сжатии и расширении газа.

Органы газораспределения могут быть принудительного действия и самодействующие. Для выяснения их принципа действия рассмотрим индикаторную диаграмму одноступенчатого почти идеального компрессора, предназначенного для сжатия газа от некоторого начального давления $p_н$ до некоторого конечного давления $p_к$.

Под почти идеальным компрессором в данном случае будем понимать компрессор, имеющий мертвое пространство и идеальный в других отношениях. Индикаторная диаграмма такого компрессора приведена на рис. 7.1. Выясним, как должна быть организована работа принудительного газораспределения в этом идеализированном случае.

Процесс всасывания при постоянном давлении $p_н$ должен завершаться при максимальном объеме рабочей камеры, т. е. в точке *1*. Для компрессора простого действия с тронковым поршнем это будет НМТ. Ей соответствует угол поворота коленчатого вала на 180°. При таком положении вала должно произойти отсоединение рабочей камеры от камеры всасывания (это может быть сделано принудительно с помощью механизма, кинематически связанного с валом компрессора). При дальнейшем увеличении угла поворота φ объем рабочей камеры будет уменьшаться, а давление в ней расти до конечного давления $p_к$. Конкретное значение φ в нашем случае будет зависеть от показателя политропы сжатия, относительного мертвого пространства и отношения давления $p_к/p_н$. В этот момент следует соединить рабочую камеру с камерой нагнетания, что и должен обеспечить механизм принудительного газораспределения. Процесс нагнетания газа будет длиться пока поршень не достигнет крайнего левого положения (ВМТ). Ему соответствует угол поворота $\varphi_3 = 0°$, при котором должен закрыться нагнетательный клапан. В дальнейшем будет происходить расширение газа из мертвого пространства, давление в рабочей камере будет падать и при некотором угле поворота φ_4 окажется равным начальному давлению $p_н$. Конкретное значение

угла φ_4 также будет определяться показателем политропы расширения, относительным мертвым пространством и отношением давлений. При повороте вала компрессора на угол φ_4 механизм принудительного газораспределения должен открыть всасывающий клапан. В этом случае важным является то обстоятельство, что открытие и закрытие клапанов или окон происходит в фиксированные моменты, которым соответствуют фиксированные значения углов φ_1, φ_2, φ_3, φ_4. Уголы φ_2 и φ_4 рассчитывают для номинального (расчетного) режима работы.

Газораспределение может быть осуществлено и другим способом, а именно: посредством самодействующих клапанов. Прин-

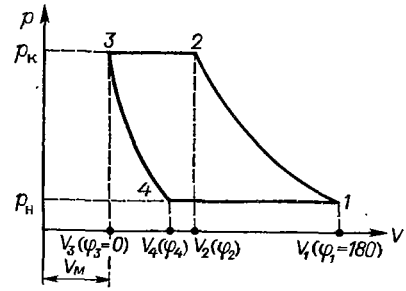


Рис. 7.1. Схематизированная индикаторная диаграмма:

1 — закрытия всасывающего клапана; *2* — открытия нагнетательного клапана; *3* — закрытия нагнетательного клапана; *4* — открытия всасывающего клапана

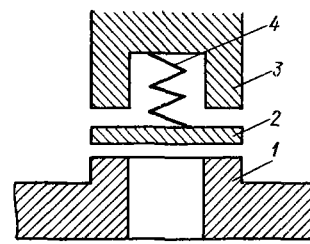


Рис. 7.2. Схема самодействующего клапана:

1 — седло; *2* — пластина; *3* — ограничитель подъема; *4* — пружина

цип их работы может быть пояснен с помощью клапана, схематически изображенного на рис. 7.2. Клапан состоит из седла *1* с отверстием для прохода газа, пластины *2*, ограничителя подъема пластины *3* и пружины *4*.

Рассмотрим работу нагнетательного клапана. Как только давление в рабочей камере при сжатии достигнет конечного давления $p_к$ и затем несколько превысит его, пластина, которая была прижата к седлу давлением в камере нагнетания и пружиной, оторвется от седла и будет затем прижата к ограничителю потоком нагнетаемого газа. По завершении процесса нагнетания пластина под действием пружины вернется на седло и разобщит рабочую камеру и камеру нагнетания. Будем предполагать, что открытие и закрытие клапана происходит мгновенно под действием бесконечно малых усилий со стороны газа и пружины, и течение газа через клапан происходит без потерь давления. Если в крышке компрессора расположить такие клапаны (всасывающий и нагнетательный), то их открытие и закрытие будет происходить при тех же углах поворота вала — φ_1, φ_2, φ_3, φ_4, но уже без участия какого-либо специального механизма.

Газораспределение с помощью самодействующих клапанов обладает тем преимуществом, что не требует специальных механиз-

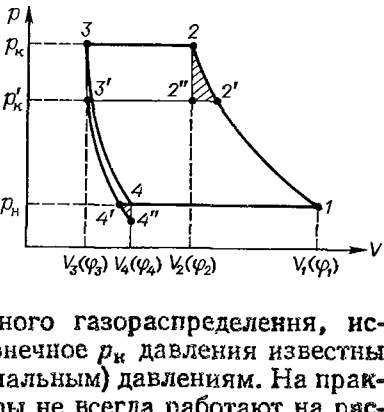


Рис. 7.3. Индикаторные диаграммы ступеней с принудительным газораспределением на расчетном и нерасчетном режимах

мов газораспределения. Но это не единственное преимущество самодействующих клапанов. Уже было отмечено, что при нахождении углов φ_2 и φ_4, значения которых необходимы для проектирования механизма принудительного газораспределения, исходят из того, что начальное $p_н$ и конечное $p_к$ давления известны и равны некоторым расчетным (номинальным) давлениям. На практике, однако, поршневые компрессоры не всегда работают на расчетном режиме. Бóльшую часть времени многие компрессоры общего назначения работают на нерасчетных режимах. Сравним теперь работу компрессора с принудительным газораспределением и компрессора с самодействующими клапанами на нерасчетном режиме. Предположим, что фактическое конечное давление $p'_к$ ниже расчетного $p_к$ (рис. 7.3). При принудительном газораспределении процесс сжатия начнется в точке *1*. Через некоторое время давление в цилиндре компрессора достигнет давления $p'_к$, однако нагнетательный клапан (или окно) еще будет закрыт. Сжатие газа будет продолжаться пока угол поворота вала компрессора не станет равным φ_2. Давление в цилиндре при этом $p_к > p'_к$. После открытия нагнетательного клапана давление в цилиндре упадет (теоретически мгновенно) до давления $p'_к$. Затем будет происходить нагнетание газа до тех пор, пока поршень не достигнет ВМТ. Здесь нагнетательный клапан закроется и далее будет иметь место расширение газа. Когда давление в рабочей камере сравняется с давлением $p_н$, всасывающий клапан еще будет закрыт и откроется лишь при угле φ_4, когда давление в цилиндре будет ниже $p_н$. После открытия всасывающего клапана давление в цилиндре поднимется до $p_н$ и начнется процесс всасывания. Если бы компрессор был оснащен самодействующими клапанами, то процесс нагнетания начался бы сразу, как только давление в цилиндре достигло давления $p'_к$, то есть в точке *2'* и завершился бы, как и при принудительном газораспределении, в точке *3'*. Аналогично процесс всасывания начался бы в точке *4'* и закончился в точке *1*. Если сравнить индикаторные работы в случае принудительного газораспределения и с помощью самодействующих клапанов, то легко прийти к выводу, что в первом случае эта работа, на величину, соответствующую заштрихованной на рисунке площади, больше. Работа компрессора с принудительным газораспределением на нерасчетных режимах менее экономична, чем в случае, когда газораспределение осуществляется самодействующими клапанами. То же справедливо и для других нерасчетных режимов,

когда $p'_к > p_к$, или $p'_н > p_н$, или же $p'_н < p_н$, в чем читатель может убедиться самостоятельно, проделав соответствующие построения.

По этим двум причинам принудительное газораспределение применяется крайне редко и только в машинах специального назначения.

7.2. КОНСТРУКЦИИ САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ

Самодействующие клапаны принадлежат к числу наиболее ответственных узлов поршневых компрессоров. Они оказывают существенное влияние на две важнейшие характеристики всякого поршневого компрессора — экономичность работы и надежность. К ним предъявляется ряд требований, удовлетворить которые одновременно не представляется возможным. Разные требования к клапанам и условиям их работы привели к появлению самых различных конструкций клапанов. Рассмотрим требования, предъявляемые к клапанам, и лишь те из конструкций, которые находят наиболее широкое применение.

Клапаны должны оказывать по возможности малое газодинамическое сопротивление потоку протекающего через них газа; иметь развитое проходное сечение; открываться под действием небольшой разности давлений до и после клапана, а в открытом состоянии работать без вибраций подвижных элемеитов. Отступление от этого требования ведет к увеличению энергии, затрачиваемой на проталкивание газа, и снижению экономичности работы компрессора.

Закрытие клапана (посадка замыкающего элемента на седло) под действием пружинящего элемента должно происходить своевременно, т. е. в момент, когда разность давлений до и после клапана становится равной нулю. Если всасывающий клапан работает с запаздыванием, то часть газа до начала процесса сжатия вытесняется обратно во всасывающую камеру, что приводит к уменьшению производительности и росту удельной работы ступени. При запаздывании с закрытием нагнетательного клапана часть сжатого газа из камеры нагнетания возвращается в рабочую камеру, что приводит к снижению производительности и росту удельиой работы. Перетечки газа из-за запаздывания обусловливают так называемую «динамическую неплотиость клапана», названную так потому, что оиа вызвана несовершенством динамики движеиия пластины клапана.

В закрытом состоянии клапан должен обеспечивать герметичность рабочей камеры. Перетечки газа через закрытый клапан, вызванные иедостаточно плотным прилеганием пластины к седлу, обусловливают так называемую «статическую неплотность» клапаиа, также вызывающую сиижение производительности ступени и рост удельной работы.

Клапаны должиы иметь малый объем мертвого пространства, так как всякое мертвое пространство снижает производительность

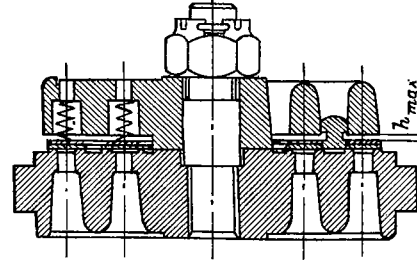


Рис. 7.4. Схема кольцевого клапана

ступени. Пластины и пружины клапанов (либо только пластины при самопружинящих закрывающих органах) должны обладать достаточной прочностью, т. е. они должны в течение длительного времени выдерживать статические и динамические (ударные) нагрузки, возникающие при работе клапана. Иными словами, клапан должен обладать требуемой надежностью, т. е. сохранять работоспособность в течение заданной наработки, оговоренной в нормативно-технической документации. Недостаточная надежность клапанов влечет за собой увеличение эксплуатационных расходов, уменьшение объема выпускаемой продукции в случаях, когда компрессор участвует в технологическом процессе, и т. п. В условиях эксплуатации клапаны должны обеспечивать удобство монтажа, демонтажа и ремонта. Таким образом, главные требования, предъявляемые клапанам, связаны с обеспечением экономичной и надежной работы компрессора.

В современных поршневых компрессорах затраты мощности на преодоление сопротивлений клапанов составляют около 10 % от номинальной. В ряде случаев, в частности, в передвижных и специальных (высокого давления) компрессорах эти затраты достигают 20—30 % от общей мощности. Снижение этих затрат, учитывая огромный парк поршневых компрессоров в народном хозяйстве страны, является актуальной задачей.

Не менее актуальна проблема повышения надежности клапанов. Как показывает опыт эксплуатации поршневых компрессоров, наибольшее число вынужденных их простоев вызвано отказами клапанов.

Создать клапан, полностью отвечающий перечисленным выше требованиям, непросто. При их проектировании трудности возникают по мере увеличения частоты вращения вала, средней скорости поршня, плотности газа, т. е. когда вступают во все большее противоречие требования экономичности и надежности.

Многообразие предъявляемых клапанам требований было причиной появления весьма различных конструкций самодействующих клапанов.

Кольцевые клапаны. Они состоят из седла с концентрическими каналами для прохода газа, соединенными радиальными перемычками, кольцевых пластин, перекрывающих этих каналы, и ограничителя подъема пластин, который также имеет концентрические каналы, сдвинутые относительно каналов седла по диаметру клапана (рис. 7.4). В ограничителе подъема расположены пружины, прижимающие пластины к седлу и закрывающие клапан. Весь клапан стянут шпилькой, расположенной в центре. В огра-

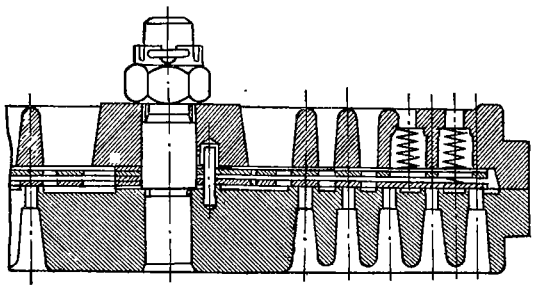


Рис. 7.5. Схема дискового клапана

ничителе или седле выполнены бурты для направления пластины при ее движении. Для предотвращения проворачивания деталей друг относительно друга имеется фиксирующий штифт. Кольцевые клапаны могут выполняться либо с кольцевой, концентрически расположенной спиральной пружиной, отдельной для каждой пластины (при малых посадочных диаметрах), либо с точечными пружинами, размещенными по окружности каждого кольца. Последний вариант предусмотрен для клапанов в однопятикольцевом исполнении при больших посадочных диаметрах. В этом случае, несмотря на некоторое усложнение изготовления клапанов, обеспечивается их большая надежность при эксплуатации.

С увеличением быстроходности компрессоров возрастают ударные нагрузки в пластинах. При этом, с одной стороны, чаще наступает разрушение пластин, с другой — пластина, ударившись об ограничитель, отскакивает от него и некоторое время совершает колебательные движения между седлом и ограничителем, мешая тем самым проходу газа в клапане. Для смягчения силы удара кольцевые пластины иногда делают сдвоенными, причем верхнее кольцо, находящееся со стороны ограничителя, является демпфирующим. С этой же целью делают демпфирующие устройства в виде газовых камер. В ограничителе подъема пластины могут быть устроены кольцевые канавки, в которые с малым зазором входят пластины. При подъеме пластин замкнутый там газ образует упругую подушку, а при выходе пластин из канавки там создается разрежение. Эти мероприятия увеличивают наработку клапана до отказа и тем самым надежность компрессора.

Кольцевые клапаны просты в изготовлении, обладают высокой плотностью, сравнительно малым мертвым пространством, позволяют использовать простое устройство для изменения производительности компрессора отжимом пластин. Однако из-за невысокой эффективности (низкое значение эквивалентной площади) кольцевые клапаны в настоящее время применяются в основном на ступенях среднего и высокого давления, в компрессорах, сжимающих легкотекучий газ (водород, гелий и пр.), также в компрессорах без смазки и сжимающих сильно загрязненные газы (природный, коксовый и др.).

Дисковые клапаны. Эти клапаны (рис. 7.5) отличаются от кольцевых конструктивно лишь тем, что кольца закрывающих пластин соединены перемычками и образуют диск. В клапанах малого диа-

метра пластина, поднимаясь, скользит по выступу ограничителя, а в клапанах большого диаметра диск закрывающей пластины защемляют в центре. В последнем случае при открытии клапана он прогибается, и трения пластины о направляющие бурты не происходит.

Клапаны имеют одну или несколько дисковых пружин, которые служат для увеличения общей жесткости всех пружинящих элементов к концу открытия клапана. Иногда в клапане дополнительно устанавливают несколько точечных витых пружин для создания некоторого предварительного натяга. Для уменьше-

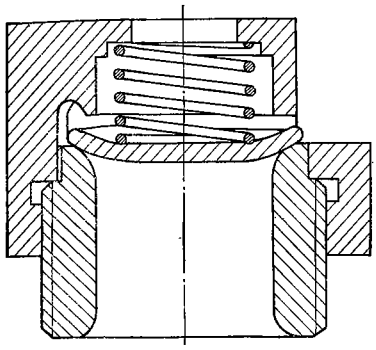
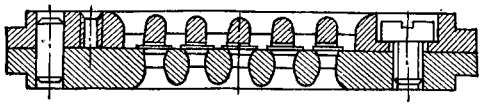


Рис. 7.6. Схема тарельчатого клапана

Рис. 7.7. Схема полосового клапана



ния силы удара пластины об ограничитель и гашения ее вибрации над рабочей пластиной устанавливается упругая пластина, называемая демпферной.

Дисковые клапаны сложней по конструкции, чем кольцевые, требуют большей трудоемкости при изготовлении, но в то же время они более эффективны, так как при тех же посадочных диаметрах в дисковых клапанах может быть выполнено большее число каналов и колец меньшей ширины, тем самым увеличено проходное сечение. Наличие плоских пружин позволяет уменьшить высоту ограничителя подъема пластины и, в случае всасывающего клапана, уменьшить мертвое пространство.

Тарельчатые клапаны. Конструкция сферического тарельчатого клапана представлена на рис. 7.6. Он состоит из седла, имеющего плавно закругленную уплотняющую кромку, тарелки клапана, обычно штампованной из листа, поверхность которой представляет собой сопряжение сферической наружной части с плоской центральной, поджимающей пружины, и ограничителя подъема пластины. Тарельчатые клапаны выполняются также с плоской тарелкой.

Сферические тарельчатые клапаны отличаются высокой плотностью, прочностью и малыми размерами. Они применяются преимущественно в компрессорах высокого давления и сравнительно малой производительности. Из соображений унификации ими оснащаются и ступени низкого давления, где для обеспечения необходимого проходного сечения их располагают группами по

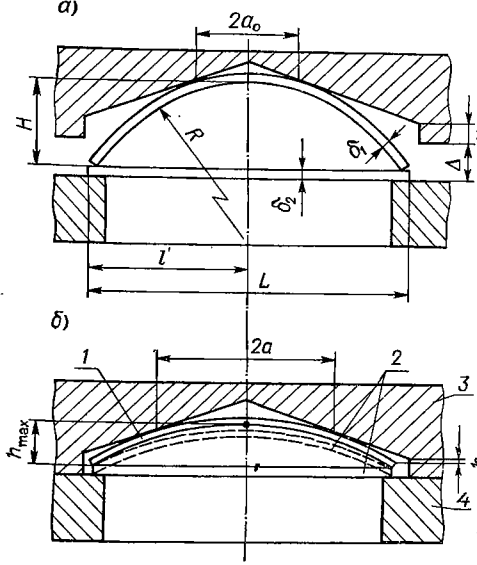


Рис. 7.8. Полосовой клапан с упругим ограничителем: *а* — положение элементов перед сборкой; *б* — клапан в сборе

несколько клапанов в клапанных досках.

К недостаткам тарельчатых клапанов следует отнести плохое использование располагаемой площади, следствием чего являются повышенные потери давления и большое мертвое пространство. В силу этих причин их применение ограничено.

Полосовые клапаны. Они применяются в основном в компрессорах малой и средней производительности при низких давлениях. Обладая такими положительными качествами, как высокая плотность в закрытом состоянии и малое мертвое пространство, они нашли широкое применение в холодильных компрессорах. Полосовой клапан (рис. 7.7) состоит из седла с прямыми каналами, которые закрываются пластинами прямоугольной формы, изготовленными из пружинной стали. Ограничитель подъема пластин имеет вогнутую форму. Пластины, имеющие малую толщину, под давлением газа выгибаются по форме ограничителя. Концы пластин находятся в направляющих гнездах. Для предотвращения продольного сдвига пластин служат шпонки или ограничивающие планки.

В полосовом клапане сечение седла используется по длине не в одинаковой мере, так как высота щели для прохода газа мала у концов и максимальна в центре. Подъем пластины в средней части ограничивается из соображений надежности клапана.

За последнее время на кафедре компрессоростроения ЛПИ им. М. И. Калинина разработана конструкция полосового клапана с упругим ограничителем, отличительной особенностью которой является пониженное газодинамическое сопротивление при высоких плотности и надежности работы. Клапаны нашли широкое распространение на компрессорах со смазкой и без смазки малой и средней производительности, с частотой вращения вала до 35 $с^{-1}$ при конечных давлениях до 15 МПа.

Принципиальная конструкция клапана показана на рис. 7.8. Клапан состоит из седла *4*, клапанных пластин *2* и комбинированного ограничителя подъема, представляющего собой совокупность жесткого ограничителя подъема *3* с профилированной внутренней

рабочей поверхностью и изогнутых по раднусу пружинных элементов *1*. Концы пружинного элемента опираются на пластину; при этом контакт пружины с жестким ограничителем осуществляется в двух зонах на расстоянии $2a$. В процессе сборки пружинный элемент клапана деформируется на велнчину Δ, что приводит к изменению расстояния между опорами от $2a_0$ до $2a$ и к появлению усилий предварительного натяга, действующих на концы пластины клапана. При этом в средней части между пружинным элементом и жестким ограничнтелем всегда гарантируется зазор (0,2—0,25) h_{max}, где h_{max} — максимальная высота подъема средней точки пластины клапана.

В зависимости от величнны предварительного натяга пружинного элемента, его жесткости и жесткости пластины ее концы при работе клапана могут оставаться неподвижными в вертикальном направлении или же подниматься на предельную высоту $h_к$. Под действием перепада давления пластина прогибается, обкатывается по пружинному элементу, вследствие чего отсутствует удар центральной точки пластины в момент контакта с пружинным элементом клапана. Благодаря данной особенности динамики пластины надежность клапана увеличена на порядок по сравнению с полосовыми клапанами обычной конструкции.

Проходное сеченне в открытой щели клапана образуется в виде совокупности прямоугольника и сегмента, суммарная площадь которых находится в соответствии с уравнением

$$f_щ = \frac{2}{3} zL(h_к + 2h_{max}),$$

где z — число пластин в клапане; L — длина пластины.

Для полосового клапана обычной конструкцни $h_к \approx 0$, поэтому отношение сечений в щели

$$\frac{f_щ}{f'_щ} = \frac{h_к + 2h_{max}}{2h_{max}} = 1 + \frac{1}{2}\frac{h_к}{h_{max}}.$$

В реальио выполненных конструкциях отношение $h_к/h_{max} = 0{,}3 \div 0{,}5$, что соответствует увеличению геометрического проходного сечения в щели полосового клапана с упругим ограничителем на 15—25 %. Для клапанов данного типа коэффициент расхода, входящий в уравиение для определения эквивалентной площади клапана, определяется уравиеннем

$$\mu = 0{,}7\frac{1 + 4f}{1 + 6f^{1{,}6}},$$

где f — текущее отношение площади сечения в щели $f_щ$ к площади прохода в седле f_c клапана.

Основиые геометрическне размеры элементов клапана выбираются на осиовании предварительных газодинамических и прочностиых расчетов и уточияются при проведении числеиного эксперимента с помощью математической модели клапана.

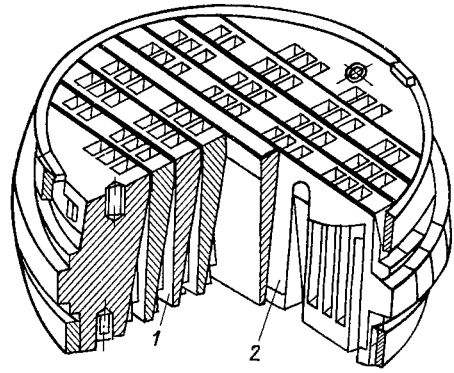


Рис. 7.9. Схема прямоточного клапана

Прямоточные клапаны. Рассмотрим конструкцию прямоточных клапанов на примере клапана ПИК-А (рис. 7.9). Клапан представляет собой набор однотипных элементов, состоящих из седла и упругой пластины. Седло имеет с одной стороны проточные каналы для прохода газа, разделенные перемычками, с другой стороны — клиновидный скос, служащий ограничителем хода пластины при открытии клапана. Пластина состоит из нескольких языков, связанных общей перемычкой. Каждый замыкающий элемент перекрывает в седле два—четыре канала. Между группами перекрываемых языками пластины каналов выполнены специальные пазы, служащие дополнительными боковыми каналами для прохода газа в открытом клапане. Это позволяет увеличить проходное сечение щели и снизить скорость газа в самом узком сечении клапана.

Пластина зажимается по П-образному контуру между соседними седлами так, что ее языки могут под действием перепада давлений отгибаться до ограничителя подъема. Пластины, зажатые между седлами, не могут смещаться в бок и практически не изнашиваются.

Прямоточные клапаны широко применяются на воздушных компрессорах общего назначения, а также на первых ступенях компрессоров среднего и высокого давлений при перепаде давления на клапане не более 4 МПа.

Использование прямоточных клапанов в крупных компрессорах общего назначения по сравнению с кольцевыми и дисковыми клапанами позволяет уменьшить расход мощности для привода компрессора на 8—12 % и увеличить производительность на 6—10 %.

Отсутствие трения при движении пластин в клапане позволяет применять прямоточные клапаны на компрессорах, работающих без смазки цилиндров. Для работы на загрязненных и коксующихся газах, а также на легкотекучих газах применять прямоточные клапаны не рекомендуется.

7.3. ТЕОРИЯ САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ

Выбор конструкции клапана при проектировании поршневого компрессора необходимо проводить на основании рекомендуемых областей применения (по частоте вращения вала, воспринимаемому перепаду давлений и т. д.) и условий эксплуатации. Иногда

один и тот же компрессор оснащается клапанами принципиально разных конструкций (например, прямоточными в ступенях низкого и среднего давления и кольцевыми в остальных ступенях). Целью расчета клапанов является прогнозирование потерь давления в них и соответствующего увеличения мощности, а также оценка их надежности. Расчет клапанов может проводиться с различной точностью. Иногда он сводится лишь к оценке средней скорости течения газа в наиболее узком сечении клапана, или ограничивается только расчетом дополнительных затрат мощности на преодоление газодинамических сопротивлений в клапанах.

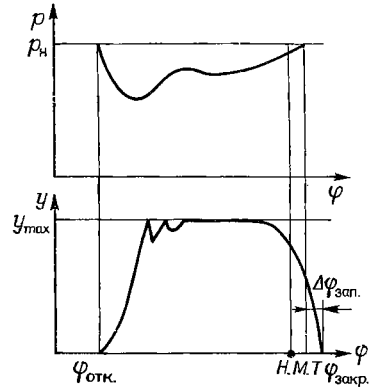


Рис. 7.10. Диаграмма потерь давления и перемещения пластины клапаиа

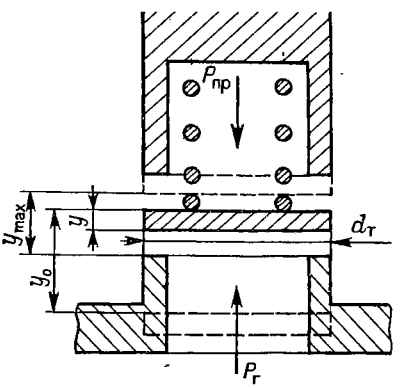


Рис. 7.11. Схема к расчету клапана

Наиболее полный расчет заключается в нахождении потерь давления в клапане как функции угла поворота вала и диаграммы двнжения замыкающего элемента. Часть развернутой по углу поворота индикаторной диаграммы, соответствующая участку всасывания (диаграмма потерь давления), и диаграмма движения замыкающего элемента всасывающего клапана изображены на рис. 7.10. На диаграммах отмечены угол начала открывания клапана $\varphi_{откр}$, НМТ, угол закрытия $\varphi_{зак}$ н угол запаздывания в закрытии $\Delta\varphi_{зап}$. Имея диаграмму потерь давления в клапане, сравнительно легко рассчитать и требуемую дополнительную мощность. Диаграмма движения пластины позволяет судить о полноте открытия клапана, своевременности его закрытия (при сопоставлении с диаграммой потерь), скоростях соударения пластины с ограничителем и седлом, которые определяют величину динамических (ударных) нагрузок на пластину и тем самым и надежность клапана.

Наиболее полную информацию о работе клапана дают экспериментально записанные диаграммы потерь давления и движения пластин. Этот способ трудоемок, особенно в ступенях высокого давления, поэтому он используется для проверки правильности

принятых конструктивных решений при экспериментальных исследованиях компрессоров, как правило, в лабораторных условиях.

Очевидна целесообразность разработки теоретического метода расчета указанных диаграмм и построения на его основе методики определения основных параметров клапана. Это равносильно построению математической модели работы клапана и ее использованию при его расчете. Такая математическая модель не может учесть всего разнообразия факторов, влияющих на работу клапанов, тем не менее она весьма полезна, если будет отражать влияние наиболее существенных из них. В этом случае расчеты по математической модели дают результаты с удовлетворительной точностью.

Упрощенная математическая модель клапана. Построение математической модели клапана проследим на простом примере. Рассмотрим тарельчатый клапан (рис. 7.11), плоская тарелка которого находится в произвольном положении между седлом и ограничителем.

На тарелку клапана со стороны пружины действует сила, величина которой зависит от жесткости пружины $c_{пр}$ и ее предварительного поджатия y_0. Под последним понимают разницу между длиной пружины в свободном состоянии и ее длиной в клапане, когда пластина прижата к седлу. С противоположной стороны на тарелку действует сила давления газового потока $p_г$. Помимо этого на тарелку действуют еще три силы: составляющая вдоль оси клапана веса тарелки, сила трения тарелки о направляющие и газовую среду и, наконец, в моменты отрыва тарелки от седла и ограничителя на нее действуют силы прилипания к ним (в компрессорах со смазкой цилиндров).

Однако, как показали расчеты и эксперименты, эти силы, как правило, намного меньше сил пружины и давления газового потока и ими можно пренебречь. При некоторых обстоятельствах этими силами пренебрегать не стоит. Например, в ступенях высокого давления, где газ имеет большую плотность, пренебрежение силой трения о среду (ее называют еще силой аэродинамического демпфирования) может привести к заметным ошибкам. Мы не будем рассматривать эти специальные случаи.

Запишем уравнение движения тарелки клапана. Вместе с тарелкой перемещается нижний конец пружины, а верхний остается неподвижным. Можно считать, что вместе с тарелкой движется некоторая часть массы пружины, которая для цилиндрических пружин составляет одну треть общей массы пружины. Сумму массы тарелки $m_т$ и части массы пружины $m_{пр}$ называют приведенной массой

$$m_{прив} = m_т + 1/3 m_{пр},$$

тогда уравнение движения можно записать в следующем виде:

$$m_{прив} \frac{d^2y}{dt^2} = p_г - p_{пр}. \qquad (7.1)$$

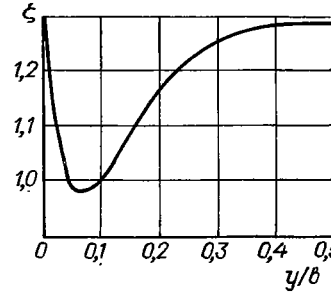


Рис. 7.12. Зависимость коэффициента давления от относительного перемещения пластины

Рассмотрим правую часть уравнения (7.1). Усилие пружины равно произведению жесткости пружины $c_{пр}$ на сумму предварительного поджатия y_0 и текущего значения хода

$$p_{пр} = c_{пр}(y + y_0). \qquad (7.2)$$

Найти силу давления газового потока на тарелку значительно труднее. Для ее определения необходимо пользоваться опытными данными. Представим силу давления газового потока на тарелку в следующем виде

$$p_г = \zeta f_т \Delta p, \qquad (7.3)$$

где Δp — перепад давления в клапане; $f_т$ — площадь тарелки; ζ — опытный коэффициент, он находится экспериментально путем продувки клапана стационарным потоком (обычно воздуха).

При такой продувке измеряется сила $p_г$ и перепад давления в клапане при различных положениях тарелки (пластины). Имея эти опытные данные и зная площадь тарелки, легко найти значение ζ. Течение газа через клапан происходит в автомодельной области, поэтому коэффициент ζ не зависит от числа Рейнольдса Re, следовательно, от скорости течения газа через клапан и перепада давления Δp. Но ζ зависит от положения тарелки (пластины), т. е. от текущего значения ее хода.

Данные о значениях коэффициента ζ обобщены для различных типов клапанов и приводятся в специальной литературе [33]. Зависимость коэффициента давления в кольцевых клапанах от отношения хода пластины к ее ширине y/b приведена на рис. 7.12. При построении упрощенной модели будем полагать ζ постоянным и равным среднему значению.

Интегрирование уравнения (7.1) не может быть проведено до тех пор, пока отсутствует зависимость перепада давления, входящего в выражение для силы $p_г$, от времени (или угла поворота вала компрессора). В процессе всасывания или нагнетания газа через клапан перепад давления в нем не может оставаться постоянным уже хотя бы потому, что изменяется скорость поршня и, следовательно, скорость течения газа в щели клапана. Но эта скорость зависит еще и от размеров щели, т. е. от текущего значения хода тарелки. Таким образом, движение тарелки зависит от величины перепада давления в клапане, а сам перепад, в свою очередь, является функцией текущего значения хода тарелки. На основании вышеизложенного приходим к выводу, что уравнение движения тарелки клапана необходимо решать совместно с уравнением потери давления в нем. Выведем это уравнение. Для упрощения задачи будем считать, что на входе в ци-

линдр и на выходе из него имеются емкости достаточно большого объема, такие, что давления в них можно считать постоянными и равными соответственно номинальным давлениям всасывания $p_{вс}$ и нагнетания $p_{нг}$. Влиянием теплообмена газа со стенками цилиндра и протечками через неплотности поршневого уплотнения будем пренебрегать. Газ будем рассматривать как идеальный, а течение через клапан принимать адиабатным. При всасывании переменное давление газа p в цилиндре компрессора вследствие потерь давления в клапане ниже номинального давления всасывания. Введем понятие об относительной потере давления

$$\varkappa = (p_{вс} - p)/p_{вс} = \Delta p_{вс}/p_{вс}. \qquad (7.4)$$

В любой момент времени масса находящегося в цилиндре газа

$$m = \rho V,$$

где ρ — плотность газа в цилиндре; V — объем рабочей камеры.

При адиабатном течении газа через клапан плотность его в цилиндре может быть выражена через плотность во всасывающем патрубке

$$\rho_{ц} = \rho_{вс}(1 - \varkappa_{вс})^{\frac{1}{k}},$$

тогда скорость изменения массы газа в цилиндре

$$\bar{m} = \frac{dm}{dt} = -\frac{1}{k} V \rho_{вс}(1 - \varkappa_{вс})^{\frac{1}{k}-1} \frac{d\varkappa_{вс}}{dt} + \rho_{вс}(1 - \varkappa_{вс})^{\frac{1}{k}} \frac{dV}{dt}. \qquad (7.5)$$

Эта скорость равна массовому расходу через клапан.

Массовый расход через клапан может быть найден следующим способом. В автомодельной области турбулентного течения газа через некоторый дросселирующий узел, каковым является и клапан, потери давления в нем Δp пропорциональны квадрату скорости потока c

$$\Delta p = \xi \rho \frac{c^2}{2},$$

где ξ — коэффициент сопротивления узла, соотнесенный с некоторым сечением в узле, принятым в качестве определяющего; ρ — плотность газа перед узлом. Потеря давления Δp может быть связана с объемным расходом

$$\Delta p = \xi \rho \frac{\bar{V}^2}{2f^2},$$

где f — площадь прохода в определяющем сечении.

В этом случае объемный расход через узел может быть найден по известному перепаду давлений Δp из соотношения

$$\bar{V} = \frac{1}{\sqrt{\xi}} f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \qquad (7.6)$$

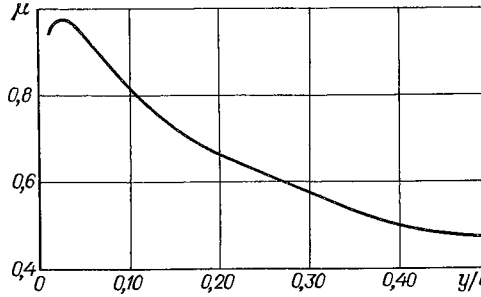


Рис. 7.13. Зависимость коэффициента расхода от относительного перемещения пластины

Умножая обе части равенства на ρ, получим выражение для массового расхода $\bar{m}$

$$\bar{m} = \frac{1}{\sqrt{\xi}} f \sqrt{2 \Delta p \rho}. \quad (7.7)$$

Величину $1/\sqrt{\xi}$ называют коэффициентом расхода и обозначают символом μ. Произведение коэффициента расхода на площадь сечения называется эквивалентной площадью узла. Она не зависит от выбранного сечения. Так, для клапана в качестве определяющего может быть выбрана площадь сечения в щели клапана $f_{щ}$ (в нашем случае она будет равна боковой поверхности цилиндра с высотой, равной текущему ходу тарелки, и с диаметром, равным, например, диаметру тарелки). Соотнесенный с этой площадью сечения коэффициент расхода обозначим $\mu_{щ}$. Если в качестве определяющего сечения выбрать проход в седле с площадью f_c, а соответствующий коэффициент расхода обозначить μ_c, то будет справедливо следующее равенство

$$\mu_{щ} f_{щ} = \mu_c f_c = \Phi,$$

где Φ — эквивалентная площадь.

Для нормального сужающегося сопла $\xi = 1$ и $\mu = 1$, следовательно, Φ можно рассматривать как площадь минимального сечения нормального сопла, сопротивление которого равно сопротивлению рассматриваемого узла.

Выражения (7.6) и (7.7) справедливы для несжимаемой жидкости. Если рассматривать газ как сжимаемую жидкость, то следует учитывать расширение газа, протекающего через узел. В этом случае в правые части уравнений (7.6) и (7.7) вводится поправочный множитель — коэффициент расширения ε_p, всегда меньший единицы. Он может быть найден из соотношения [33]

$$\varepsilon_p = (1 - 0{,}3)\ (p_1 - p_2)/p_1, \quad (7.8)$$

где p_1 и p_2 — давления до и после клапана.

Коэффициент расхода μ находят экспериментально путем продувки клапанов стационарным потоком газа (воздуха). Методика нахождения зависимости коэффициента расхода клапана от положения пластины аналогична методике нахождения коэффициента давления ζ. В основе ее лежит измерение значений расхода газа через клапан, его плотности перед клапаном и перепад давления при продувке газом.

Пример зависимости коэффициента расхода кольцевых клапанов от отношения хода пластины к ее ширине показан на рис. 7.13

[33]. Как и в случае с коэффициентом давления ξ будем в дальнейшем полагать коэффициент расхода μ постоянным и равным среднему значению.

С учетом сказанного выражение (7.7) применительно к всасывающему клапану перепишем в следующем виде

$$\bar{m} = \varepsilon_p \mu_{щ} f_{щ} \sqrt{2\rho_{вс} \Delta p_{вс}}, \tag{7.9}$$

или с учетом (7.4) и (7.8)

$$\bar{m} = \mu_{щ} (1 - 0{,}3\varkappa_{вс}) f_{щ} \sqrt{2\rho_{вс} p_{вс} \varkappa_{вс}}. \tag{7.10}$$

Приравнивая (7.5) и (7.10), будем иметь

$$-\frac{V}{k} \rho_{вс} (1 - \varkappa_{вс})^{\frac{1}{k} - 1} \frac{d\varkappa_{вс}}{dt} + \rho_{вс} (1 - \varkappa_{вс})^{\frac{1}{k}} \frac{dV}{dt} =$$

$$= \mu_{щ} (1 - 0{,}3\varkappa_{вс}) f_{щ} \sqrt{2\rho_{вс} p_{вс} \varkappa_{вс}},$$

откуда

$$\frac{d\varkappa_{вс}}{dt} = -\frac{k\mu_{щ} f_{щ} (1 - 0{,}3\varkappa_{вс}) \sqrt{2\rho_{вс} p_{вс} \varkappa_{вс}}}{V (1 - \varkappa_{вс})^{\frac{1}{k} - 1} \rho_{вс}} + \frac{k}{V} (1 - \varkappa_{вс}) \frac{dV}{dt}. \tag{7.11}$$

Представим объем V в следующей форме

$$V = F_{п} r f(\omega t),$$

где $f(\omega t)$ — безразмерная функция, представляющая переменный объем рабочей камеры, отнесенный к произведению радиуса кривошипа r на площадь поршня $F_{п}$; согласно уравнению (5.3) с учетом мертвого пространства

$$f(\omega t) = 2a + 1 + \frac{\lambda}{4} - \cos \omega t - \frac{\lambda}{4} \cos 2\omega t. \tag{7.12}$$

Движение тарелки и потери давления удобнее представлять не как функции времени, а как функции угла поворота вала компрессора. Обозначая угол поворота через $\varphi = \omega t$ и учитывая очевидные равенства $dt = d\varphi/\omega$ и $p_{вс}/\rho_{вс} = RT_{вс}$, уравнение (7.11) преобразуем к виду

$$\frac{d\varkappa_{вс}}{d\varphi} = -\frac{k\mu_{щ} f_{щ} \sqrt{2RT_{вс}} (1 - \varkappa_{вс})^{\frac{k-1}{k}} (1 - 0{,}3\varkappa_{вс}) \sqrt{\varkappa_{вс}}}{F_{п} r \omega f(\varphi)} +$$

$$+ k (1 - \varkappa_{вс}) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}. \tag{7.13}$$

Введем понятие о критерии скорости потока. Будем понимать под ним безразмерную величину

$$M = c_{кл}/c_{зв}, \tag{7.14}$$

где $c_{кл}$ — условная скорость газа в полностью открытом клапане, т. е. при $y = y_{max}$; $c_{зв} = \sqrt{kRT}$ — скорость звука в газе при номинальной температуре всасывания или нагнетания.

Условную скорость $c_{кл}$ определим по формуле

$$c_{кл} = c_п F_п / \mu_щ f_{щ.\,п.\,о}, \tag{7.15}$$

где $c_п = 2r\omega/\pi$ — средняя скорость поршня, $f_{щ.\,п.\,о}$ — площадь щели в полностью открытом клапане.

Если в рабочей камере расположено несколько всасывающих или нагнетательных клапанов, то под $f_щ$ следует понимать суммарную площадь действующих совместно клапанов.

Критерий скорости потока M по форме записи напоминает число Маха, но не является им, так как в выражение для числа Маха входит истинная скорость газа, а критерий M вычисляется с помощью условной скорости газа. Площадь щели клапана представим как произведение длины щели на ход тарелки

$$f_щ = l_щ y, \tag{7.16}$$

тогда

$$f_{щ.\,п.\,о} = l_щ y_{max}. \tag{7.17}$$

С учетом (7.15) и (7.17)

$$M = 2F_п r\omega / \pi \mu_щ l_щ y_{max} \sqrt{kRT}. \tag{7.18}$$

Введем безразмерный ход клапана

$$\chi = y/y_{max}, \tag{7.19}$$

тогда (7.16) примет вид

$$f_щ = l_щ y_{max} \chi. \tag{7.20}$$

Перепишем еще раз уравнение (7.13), учитывая (7.20), в следующем виде

$$\frac{d\varkappa_{вс}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)}\left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi}\,\frac{\pi\mu_щ l_щ y_{max}\sqrt{kRT_{вс}}\,\chi}{2F_п r\omega}\times\right.$$

$$\left.\times(1-\varkappa_{вс})^{\frac{k-1}{k}}(1-0{,}3\varkappa_{вс})\sqrt{\varkappa_{вс}} - k(1-\varkappa_{вс})f'(\varphi)\right] \tag{7.21}$$

и обозначим

$$f(\varkappa_{вс}) = (1-\varkappa_{вс})^{\frac{k-1}{k}}(1-0{,}3\varkappa_{вс})\sqrt{\varkappa_{вс}}.$$

Учитывая, что

$$\frac{\pi\mu_щ l_щ y_{max}\sqrt{kRT_{вс}}}{2F_п r\omega} = \frac{1}{M_{вс}},$$

окончательно будем иметь уравнение потерь давления для всасывающего клапана

$$\frac{d\varkappa_{вс}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)}\left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi}\,\frac{\chi}{M_{вс}}f(\varkappa_{вс}) - k(1-\varkappa_{вс})\varphi'(\varphi)\right]. \tag{7.22}$$

Тем же путем можно получить уравнение потерь давления для нагнетательного клапана. При нагнетании переменное давление

газа p в цилиндре выше номинального давления нагнетания. Обозначим относительные потери давления

$$\varkappa_{нг} = (p - p_{нг})/p_{нг} = \Delta p_{нг}/p_{нг}. \qquad (7.23)$$

Плотность газа в цилиндре свяжем с плотностью в нагнетательном патрубке

$$\rho_{ц} = \rho_{нг}(1 + \varkappa_{нг})^{\frac{1}{k}},$$

тогда масса газа в цилиндре будет определяться уравнением

$$m = \rho_{нг} F_{п} r (1 + \varkappa_{нг})^{\frac{1}{k}} f(\varphi).$$

Скорость изменения массы газа в цилиндре будет в этом случае равна производной массы газа по времени, взятой с обратным знаком, так как при нагнетании масса газа в цилиндре уменьшается

$$\bar{m} = \frac{dm}{dt} = -\frac{\omega dm}{d\varphi} =$$

$$= -\rho_{нг} F_{п} r \omega \left[\frac{f(\varphi)}{k} (1 - \varkappa_{нг})^{\frac{1}{k} - 1} \frac{d\varkappa_{нг}}{d\varphi} + (1 + \varkappa_{нг})^{\frac{1}{k}} f'(\varphi) \right]. \qquad (7.24)$$

Принимая во внимание (7.8) и (7.24) и учитывая, что при нагнетании $\rho_1 = \rho$, $p_1 = p$, $p_2 = p_{нг}$, уравнение (7.9) применительно к нагнетательному клапану можно записать

$$\bar{m} = \mu_{ш} f_{ш} \left(1 - 0{,}3 \frac{\varkappa_{нг}}{1 + \varkappa_{нг}}\right) (1 + \varkappa_{нг})^{\frac{1}{2k}} \sqrt{\varkappa_{нг}} \sqrt{2\rho_{нг} p_{нг}}. \qquad (7.25)$$

Приравнивая (7.24), и (7.25) и учитывая (7.14)—(7.20), окончательно получим

$$\frac{d\varkappa_{нг}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{нг}} f(\varkappa_{в}) + k(1 + \varkappa_{в}) f'(\varphi) \right], \qquad (7.26)$$

где

$$f(\varkappa_{нг}) = \left(1 - 0{,}3 \frac{\varkappa_{нг}}{1 + \varkappa_{нг}}\right) (1 + \varkappa_{нг})^{\frac{1}{2k}} \sqrt{\varkappa_{нг}}. \qquad (7.27)$$

Функция (7.27) называется напорной функцией для нагнетательного клапана.

Получив уравнения для определения потерь давления в клапанах, вернемся к уравнению движения тарелки (7.1).

С учетом (7.2)—(7.4) и (7.23) и опуская индексацию, указывающую на принадлежность клапана к линии всасывания или нагнетания, запишем уравнение движения в следующем виде

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{\xi f_{т} p_{ном} \varkappa}{m_{прив}} - \nu^2 (y + y_0),$$

где $p_{ном}$ — номинальное давление всасывания или нагнетания; $\nu^2 = c_{пр}/m_{прив}$ — квадрат собственной частоты колебаний системы тарелка—пружина.

Вводя новые переменные $\varphi = \omega t$ и $\chi = y/y_{max}$, окончательно получим

$$\frac{d^2\chi}{d\varphi^2} + z^2(\chi + \chi_0) = B\varkappa, \tag{7.28}$$

где

$$z^2 = \nu^2/\omega^2; \quad B = \zeta f_т p_{ном}/\omega^2 y_{max} m_{прив}.$$

Теперь мы можем записать две системы дифференциальных уравнений, каждую из которых можно рассматривать как упрощенную математическую модель клапана соответственно всасывающего и нагнетательного:

$$\left.\begin{aligned} \frac{d\varkappa_{вс}}{d\varphi} &= -\frac{1}{f(\varphi)}\left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi}\frac{\chi}{M_{вс}} f(\varkappa_{вс}) - k(1-\varkappa_{вс}) f'(\varphi)\right]; \\ \frac{d^2\chi}{d\varphi^2} &+ z^2_{вс}(\chi + \chi_{0\,вс}) = B_{вс}\varkappa_{вс}; \end{aligned}\right\} \tag{7.29}$$

и

$$\left.\begin{aligned} \frac{d\varkappa_{нг}}{d\varphi} &= -\frac{1}{f(\varphi)}\left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi}\frac{\chi}{M_{нг}} f(\varkappa_{нг}) + k(1+\varkappa_{нг}) f'(\varphi)\right]; \\ \frac{d^2\chi}{d\varphi^2} &+ z^2_{нг}(\chi - \chi_{0\,нг}) = B_{нг}\varkappa_{нг}. \end{aligned}\right\} \tag{7.30}$$

Системы (7.29) и (7.30) состоят из нелинейных дифференциальных уравнений, не имеющих общего решения. Поэтому интегрирование этих систем может быть выполнено численными методами на ЭВМ (либо моделированием на аналоговых вычислительных машинах). Для их интегрирования необходимо задать начальные условия. В начале открытия клапана (угол $\varphi_{отир}$) перемещение и скорость тарелки равны нулю. Равно нулю также ускорение тарелки, так как ее движение начинается в момент, когда равнодействующая всех действующих на нее сил равна нулю. Тогда начальные условия для систем (7.29) и (7.30) $\varphi = \varphi_{откр}$; $\chi = 0$; $d\chi/dt = 0$; $\varkappa_0 = z^2\chi_0/B$.

Углы начала открывания для клапанов, расположенных со стороны крышки цилиндров, с достаточной для практических расчетов точностью могут быть найдены по формулам:

всасывающий клапан

$$\varphi_{откр} = \arccos\left[1 - 2a\left(\Pi^{\frac{1}{n_р}} - 1\right)\right]; \tag{7.31}$$

нагнетательный клапан

$$\varphi_{отир} = \pi + \arccos\left[(1+a)\left(2\Pi^{-\frac{1}{n_с}} - 1\right) - a\right]. \tag{7.32}$$

Для клапанов, расположенных со стороны вала, при вычислении углов $\varphi_{откр}$ к правой части (7.31) следует прибавить π, а из правой части (7.32) отнять π.

Помимо начальных условий при решении систем (7.29), (7.30) должны выполняться два логических условия, отражающих тот факт, что движение тарелки может происходить только между седлом и ограничителем.

На практике это реализуется изменением начальных условий по следующему правилу: как только в процессе вычислений на i-м шаге тарелка достигает ограничителя ($\chi_i \geqslant 1$) с некоторой конечной скоростью ($\chi'_{i-1} > 0$) полагают $\chi_i = 1$, а скорость $\chi'_i = -\psi\chi'_{i-1}$, где $0 \leqslant \psi \leqslant 1$ — так называемый «коэффициент

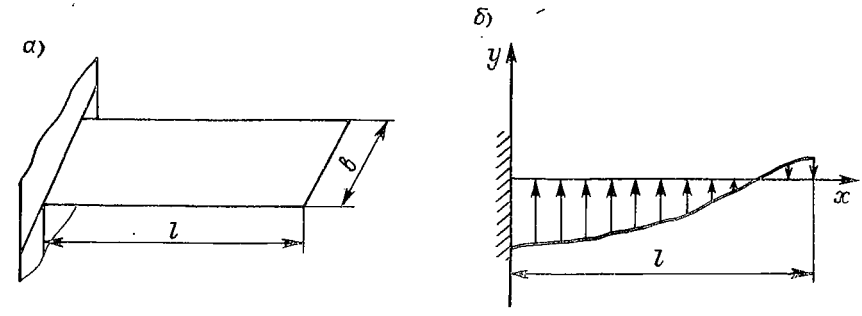


Рис. 7.14. К расчету прямоточного клапана: *а* — схема пластины; *б* — схема нагрузки на пластину

восстановления скорости». Аналогично для седла при $\chi_i \leqslant 0$ и $\chi'_{i-1} < 0$ полагают $\chi_i = 0$ и $\chi'_i = -\psi\chi'_{i-1}$. Для неупругого удара полагают $\psi = 0$.

В результате интегрирования системы (7.29) или (7.30) можно получить в функции от угла поворота вала перемещение тарелки, ее скорость, потери давления в клапане, а также найти интегральные потери давления, углы запаздывания и т. п. При этом безразмерные величины пересчитываются в размерные по следующим простым соотношениям:

$$y = \chi y_{max}; \quad y' = \omega y_{max}\chi'; \quad \Delta p = \varkappa p_{ном}.$$

Варьируя параметры клапана, такие как максимальный ход пластины, жесткость и предварительный натяг пружины (в некоторых случаях и число пластин) можно подобрать их так, чтобы удовлетворялись требования к экономичности ступени и ее надежности.

Математическая модель тарельчатого клапана может быть использована для описания работы кольцевых, дисковых полосовых и прямоточных клапанов (рис. 7.14) (для двух последних уравнения справедливы только при рассмотрении первой формы колебаний, оказывающей решающее влияние на перемещение пластины).

Упрощенная математическая модель движения пластины клапана (7.29) или (7.30) является достаточно универсальной, при-

годной для анализа работы основных типов клапанов в широком диапазоне изменения параметров ступени. Она может быть использована для оптимального проектирования клапанов. В качестве целевой функции при оптимизации целесообразно выбирать средние потери давления и в процессе оптимизации искать минимум указанной функции. При этом должны выполняться некоторые условия, формулируемые как ограничения задачи. К ним относятся ограничения скоростей соударения пластины с седлом и ограничителем, углов запаздывания при закрытии, статических напряжений и т. п. Поиск оптимальных параметров клапанов, т. е. параметров, доставляющих целевой функции минимум (глобальный) и не нарушающих ограничений задачи, ведется с помощью ЭВМ по специальным алгоритмам. Более подробное рассмотрение этого вопроса выходит за рамки настоящего курса.

Расчет затрат энергии на преодоление сопротивлений в клапанах по методу Ленниихиммаша. В инженерной практике при эскизном и техническом проектировании при сопоставлении возможных технических решений часто возникает задача быстрой оценки потерь давления в клапанах и дополнительных затрат энергии на их преодоление. Для выполнения таких оценок М. И. Френкелем в Ленниихиммаше был разработан нетрудоемкий метод, не требующий обращения к ЭВМ [33].

Предполагается, что в процессе всасывания или нагнетания клапан большую часть времени, соответствующего этим процессам, полностью открыт и, таким образом, потери давления, вычисленные для полностью открытого клапана с достаточной точностью отражают потери в реальном клапане. По существу, уравнения потерь в полностью открытом клапане уже получены ранее. Действительно, если в уравнениях (7.22) и (7.26) положить $\chi = 1$, а под $M_{вс}$ и $M_{нг}$ понимать значения критерия скорости потока, найденные при $\mu_{щ} = \mu_{щ.\,п.\,о.}$, то (7.22) и (7.26) следует рассматривать как дифференциальные уравнения относительных потерь во всасывающем и нагнетательном клапане, открытых полностью. (Уравнения потерь при всасывании и нагнетании впервые были получены акад. Н. А. Доллежалем; М. И. Френкель придал им критериальную форму.)

Уравнения (7.22) и (7.26) были проинтегрированы численными методами для двухатомных газов ($k = 1{,}4$), причем было принято $a = 0{,}1$ и $\lambda = 1/4{,}5$. Решение этих уравнений может быть представлено в виде безразмерных диаграмм, показывающих зависимость относительной потери давления во всасывающем и нагнетательном клапане от угла поворота (или хода поршня) при различных значениях критерия M (рис. 7.15). Ввиду того, что безразмерная функция хода поршня (7.12) не является симметричной относительно $\omega t = \pi/2$, потери в клапанах, расположенных в полости цилиндра со стороны крышки несколько отличаются от потерь для клапанов, расположенных в полости со стороны вала. Последние показаны на рис. 7.15 штриховыми линиями.

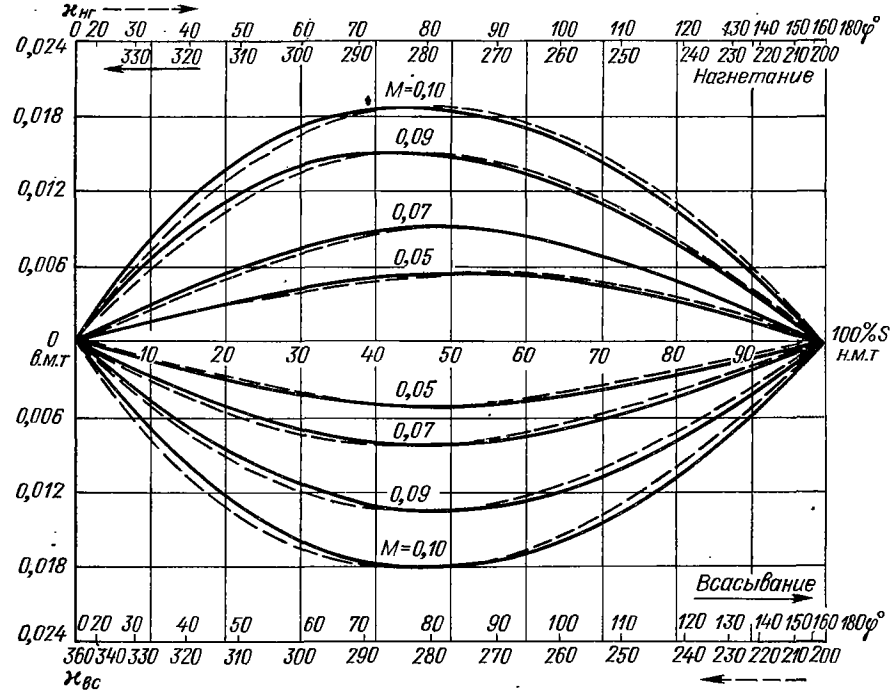


Рис. 7.15. Безразмерная диаграмма потери давления по ходу поршня в открытом клапане ($M \leqslant 0{,}1$):

———— для полости цилиндра со стороны крышки; — — — — для полости цилиндра со стороны вала

В реальной ступени процессы всасывания и нагнетания занимают часть хода поршня. Отношение части хода поршня, на которой происходит всасывание, к полному ходу поршня определяется по формуле

$$\overline{S}_{вс} = 1 - a\left(\Pi^{\frac{1}{n_р}} - 1\right); \qquad (7.44)$$

аналогично для нагнетания

$$\overline{S}_{нг} = \frac{1+a}{\Pi^{\frac{1}{n_с}}} - a, \qquad (7.45)$$

где $\Pi = p_{нг}/p_{вс}$ — отношение номинальных давлений; $n_р$ и $n_с$ — показатели политроп конечных параметров процессов расширения и сжатия.

Рассмотрим реальную индикаторную диаграмму ступени (рис. 7.16) с нанесенными на нее теоретическими потерями давления на всем ходе поршня (штриховые линии).

Часть площади, заключенной между кривой теоретических потерь и номинальным давлением, отмеченная вертикальной штри-

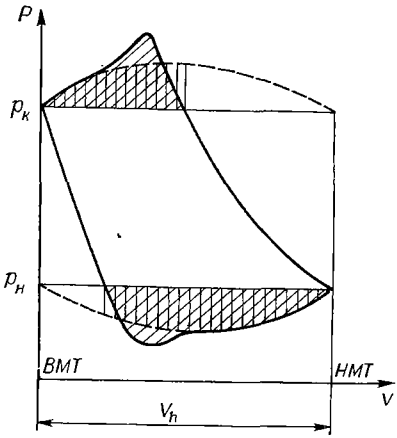


Рис. 7.16. Теоретические (заштриховано вертикальными линиями) и действительные (заштриховано наклонными линиями) потери давления в клапанах

ховкой и равная (в масштабе диаграммы) теоретической работе по преодолению сопротивления в клапане, приближенно равна действительной работе по преодолению сопротивления (наклонная штриховка). Отношение теоретической работы проталкивания газа к произведению $p_{ном}\overline{V}_h$ представляет безразмерную теоретическую работу проталкивания, обозначаемую для всасывающего клапана $l_{вс}$ и для нагнетательного $l_{нг}$. Диаграммы безразмерной теоретической работы для всасывающих и нагнетательных клапанов в функции относительного хода всасывания и нагнетания для различных M представлены в на рис. 7.17 и 7.18. Дополнительная мощность, расходуемая на преодоление сопротивлений в клапанах одной полости цилиндра, может быть вычислена согласно следующим выражениям:

$$\Delta N_{кл.\ вс} = l_{вс}(1 + \Delta_{1\ вс} + \Delta_{2\ вс})\, p_{вс} F_п S_{max} n_0;$$

$$\Delta N_{кл.\ нг} = l_{нг}(1 + \Delta_{1\ нг} + \Delta_{2\ нг})\, p_{нг} F_п S_{max} n_0,$$

где Δ_1 — поправка, учитывающая влияние пружины или упругости пластины; Δ_2 — поправка, учитывающая массу подвижных частей клапана (поправки эти невелики, они составляют, как правило, несколько процентов от общей дополнительной работы, вызванной сопротивлением клапанов).

Если рабочая среда в компрессоре имеет показатель адиабаты k', отличный от $k = 1{,}4$, то значения $l_{вс}$ и $l_н$ должны быть скорректированы умножением на $k'/1{,}4$.

Расчеты замыкающих органов клапанов на прочность. Ресурс самодействующего клапана в основном определяется временем работы клапанной пластины до разрушения. При работе компрессора в деталях клапанов возникают статические и динамические напряжения. Статические напряжения вызываются перепадами давления на седле и ограничителе. Динамические напряжения вызываются ударами пластин о седло и ограничитель, причем динамические напряжения делятся на контактные, возникающие непосредственно в зоне удара, и вибрационные, которые появляются при вибрации элементов клапанов после удара.

Из практики эксплуатации поршневых компрессоров известно, что из всех деталей самодействующих клапанов наиболее напря-

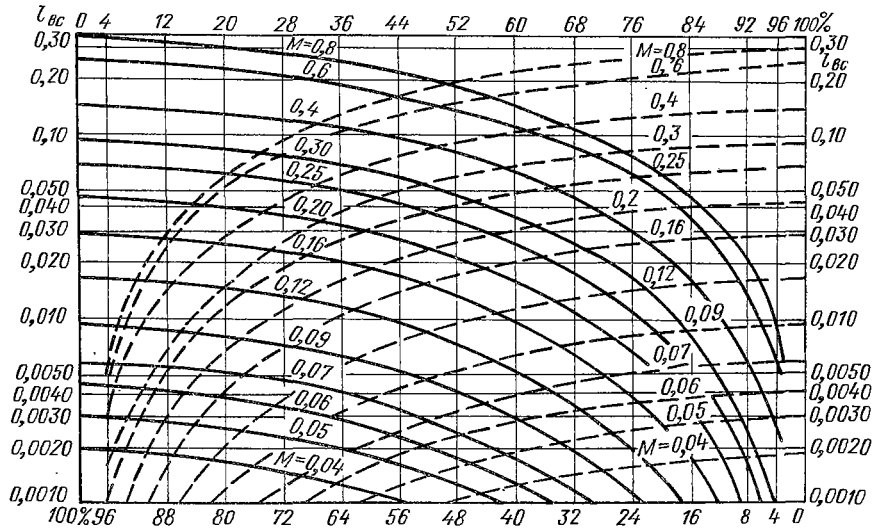


Рис. 7.17. Безразмерная диаграмма теоретической работы, теряемой во всасывающем клапане:

———— для полости цилиндра со стороны крышки; — — — — для полости цилиндра со стороны вала

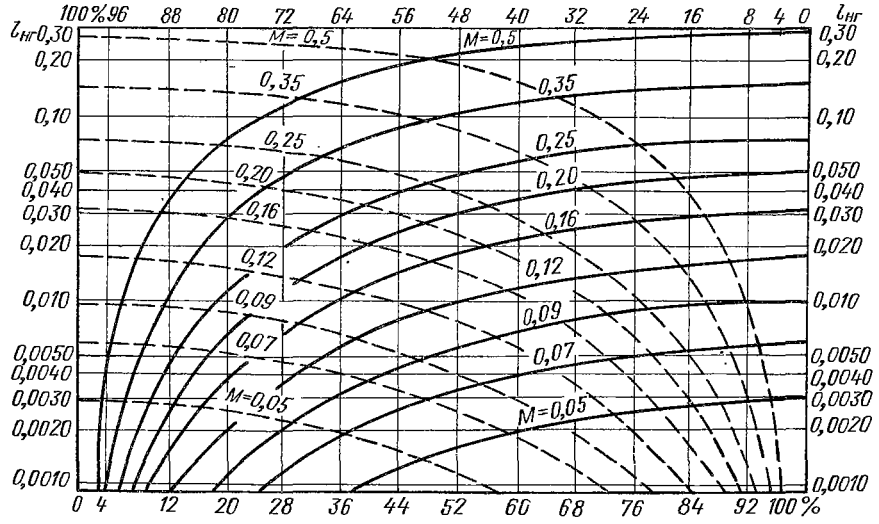


Рис. 7.18. Безразмерная диаграмма теоретической работы, теряемой в нагнетательном клапане:

———— для полости цилиндра со стороны крышки; — — — — для полости цилиндра со стороны вала

женными являются замыкающие органы. Расчет на прочность клапанных плит, седел и ограничителей подъема целесообразно проводить для компрессоров высокого давления, поэтому ограничимся расчетом на прочность запорных органов основных типов клапанов.

Расчет статических напряжений на седле кольцевых и полосовых клапанов выполняется по [17]. Из пластины мысленно вырезается полоса единичной ширины и расчет напряжений и деформаций

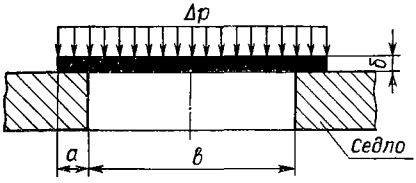


Рис. 7.19. К расчету пластины клапана на прочность

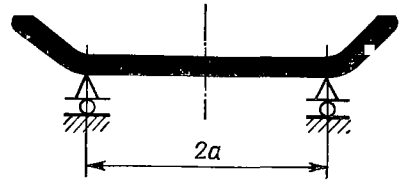


Рис. 7.20. Схема тарельчатого клапана

ведется для балки, лежащей на двух шарнирных опорах под действием равномерно-распределенного перепада давления (рис. 7.19).

Формула для расчета максимальных изгибных напряжений имеет вид

$$\sigma_{max} = \frac{3}{4}\Delta p\left(\frac{a+b}{\delta}\right)^2,$$

где $\Delta p = p_н - p_н$ — перепад давления; a — ширина уплотняющей кромки; b — ширина прохода в седле; δ — толщина пластины.

При расчете изгибных напряжений на седле для пластин прямоточного клапана полоса единичной ширины рассматривается как многопролетная балка, опорами которой служат перемычки между ячейками седла. Максимальные изгибные напряжения подсчитываются по формуле

$$\sigma_{max} = \frac{\Delta p}{4}\frac{t^2}{\delta^2},$$

где t — ширина шага ячейки.

Расчет изгибных напряжений на седле пластины сферического тарельчатого клапана затруднен ввиду сложности геометрии тарелки, которая представляет собой совокупность круглой пластины и сферической оболочки (рис. 7.20). Расчет напряженно-деформированного состояния такого тела очень сложен и может вызвать большие ошибки из-за наличия краевых эффектов

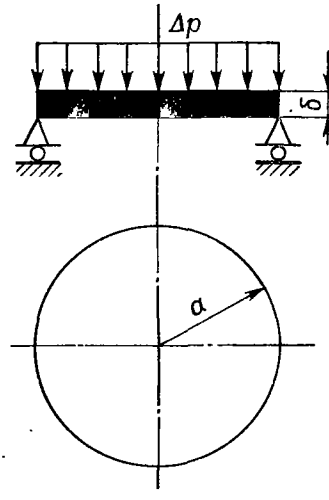


Рис. 7.21. К расчету тарелки тарельчатого клапана на прочность

при переходе от пластины к оболочке. Поэтому для определения напряжений в пластине данного клапана предлагается упрощенная методика. Тарелку сферического тарельчатого клапана представим как шарнирно-опертую круглую пластину постоянной толщины, нагруженную равномерным перепадом давления (рис. 7.21). Формула для расчета напряжений в такой тарелке имеет вид

$$\sigma_{max} = \frac{3}{8} \frac{\Delta p a^2 (3 + \mu)}{\delta^2}, \qquad (7.46)$$

где a — радиус тарелки, μ — коэффициент Пуассона (для стали равен 0,3).

Значения напряжений, подсчитанных по формуле (7.46), оказываются завышенными. Расчет реальной конструкции тарелки по методу конечных элементов показал, что максимальные напряжения в тарелке ниже получаемых согласно (7.46), но выше напряжений, получаемых при идеализации тарелки сферической оболочкой. Поэтому для расчета реальной тарелки можно воспользоваться приближенной формулой, введя в формулу (7.46) коэффициент понижения, равный двум. Таким образом, формула для расчета напряжений примет вид

$$\sigma_{max} = \frac{3}{16} \frac{\Delta p a^2 (3 + \mu)}{\delta^2}.$$

Расчет максимальных напряжений на ограничителе целесообразен лишь для клапанов, запорные элементы которых представляют собою гибкие упругие пластины (полосовые, ленточные и прямоточные клапаны).

ГЛАВА 8

УПЛОТНЕНИЯ ПОРШНЕЙ И ШТОКОВ

8.1. УПЛОТНЕНИЕ ПОРШНЯ КОНТАКТНЫМИ КОЛЬЦАМИ

На процессы, протекающие в рабочих камерах поршневых компрессоров, существенное влияние оказывает массообмен. В многоступенчатых компрессорах он возможен между различными ступенями, разделяемыми уплотнением дифференциального поршня. В ступенях двойного действия существуют перетечки газа между отдельными полостями одной ступени, разделенными уплотнением дискового поршня. В компрессорах с тронковым поршнем газ перетекает из рабочей камеры в атмосферу. В ступенях с дисковым поршнем это происходит через уплотнения штока.

Уплотнения поршней и штоков должны обеспечить не только достаточную герметичность рабочих камер, но и малые затраты мощности на преодоление трения между перемещающимися относительно друг друга деталями уплотнения, их долговечность и надежность работы.

В каждом уплотнении канал, соединяющий соседние камеры с различными параметрами газа, образован из ряда последовательно расположенных полостей, соединенных узкими щелями. Увеличение сопротивления щели уменьшает расход газа через нее, т. е. утечки в атмосферу или перетечки внутри машины.

В зависимости от зазора между деталями, образующими щель, можно классифицировать все уплотнения на следующие группы.

1. Контактные уплотнения, в которых перемещающиеся детали касаются друг друга бугорками микронеровностей рабочих поверхностей, а газ перетекает по зазору между впадинами ступами в зоне их контакта. Относительное перемещение поверхностей сопровождается возникновением трения между ними и износом деталей (в контактных уплотнениях в идеале возможно отсутствие расхода газа через него).

2. Бесконтактные уплотнения, в которых поверхности перемещающихся относительно друг друга деталей не соприкасаются и механическое трение между ними отсутствует. Снижение расхода газа через уплотнение происходит из-за гидравлических сопротивлений перемещению среды.

3. Комбинированные уплотнения, в которых сочетаются элементы контактного и бесконтактного уплотнений. Характерным для уплотнений этой группы является возможность изменения режима работы с переходом от контактного уплотнения поршня на бесконтактный.

Проектируя уплотнения, необходимо учитывать следующие факторы: 1) сведения о компрессоре (какой сжимается газ, его

взрывоопасность и токсичность, физические свойства; частоту вращения вала, среднюю скорость поршня; отношения давлений в ступенях и перепад давлений на уплотнении, допустимый расход

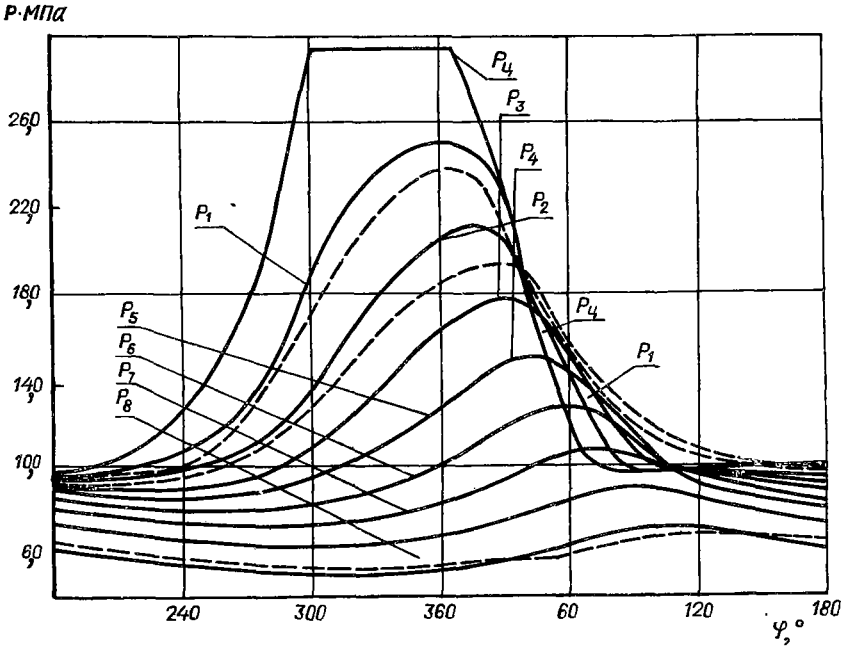


Рис. 8.1. Расчетные зависимости давлений в цилиндре и межкольцевых объемах уплотнения поршня от угла поворота вала φ при $p_н = 10$ МПа, $П = 3$; $a = 0{,}3$ и числе колец в уплотнении $z = 9$;

——— — процесс с учетом реальности газа; — — — — без учета реальности газа

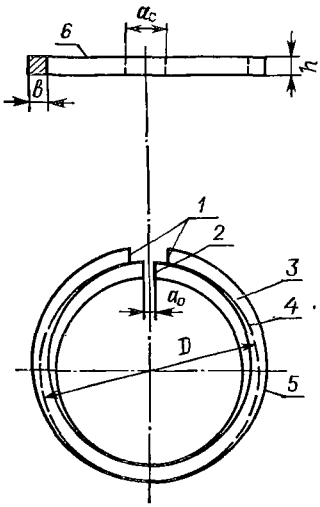


Рис. 8.2. Поршневое кольцо: *a* — радиальная толщина кольца; *h* — осевая высота; *D* — номинальный диаметр;

1 — концы кольца; *2* — щель в стыке; *3* — кольцо в свободном состоянии; *4* — в рабочем состоянии; *5* — рабочая поверхность кольца; *6* — торцевая поверхность кольца

газа через него; специфические требования к конструкции уплотнительного узла); 2) допустимые значения мощности, затрачиваемой на преодоление трений в уплотнении; 3) надежность работы и долговечность уплотнения; 4) сложность, стоимость его изготовления и эксплуатации. Уплотнение поршня кольцами представляет собой совокупность местных сопротивлений движению газа в канале между по-

верхностями поршня, поршневых колец и цилиндра. Этот канал разделяется кольцами на ряд объемов, называемых межкольцевыми или закольцевыми, которые соединяются между собой следующими щелями, образующимися: 1) между наружной поверхностью кольца и цилиндром; 2) между боковыми поверхностями кольца и стенкой канавки в поршне; 3) в замке кольца. Высота щели (зазор) определяется микронеровностями обработки поверхностей. Условимся нумеровать кольца и межкольцевые объемы от рабочей камеры. При перетечке газа через щели теряется давление на создание скорости и преодоление трений о стенки. Попадая в межкольцевой объем, струя газа из-за трений затормаживается и кинетическая энергия ее превращается в тепловую. За каждым кольцом давление снижается и после последнего становится равным давлению в объеме за уплотнением.

Изменение давления в межкольцевых объемах уплотнения компрессоров с тронковым поршнем в функции от угла поворота вала φ показано на рис. 8.1. В межкольцевых объемах, близких к рабочей камере, кривые изменения давления похожи на кривые изменения давления в камере. Давление в объемах со стороны картера имеет меньшую амплитуду колебаний и приближается к постоянному. Эти кривые были получены при расчетных и экспериментальных исследованиях. Уплотнения с контактными (касающимся цилиндра) кольцами используются в ступенях без подачи смазки в цилиндры и при ее наличии. Наименования и обозначения отдельных элементов поршневого кольца даны на рис. 8.2.

Конструкции колец, используемых в уплотнении компрессоров со смазкой цилиндров, изображены на рис. 8.3. Замок колец может быть прямой, наклонный к плоскости кольца и внахлестку (рис. 8.3, *а*). В металлических кольцах любого диаметра замок выполняется прямым или под углом в 45°. Кольца с замком внахлестку более дорогие, не дают существенного снижения расхода газа и их рекомендуется использовать только в особых случаях. При повышенных перепадах давлений на уплотнении в канавке поршня устанавливают два и даже три кольца, замки в которых смещены относительно друг друга по периметру поршня (рис. 8.3; *б*). В этом случае сквозные щели как в осевом, так и в радиальном направлении будут практически отсутствовать.

Уплотнительное кольцо (рис. 8.3, *в*) рекомендуется для тронковых поршней одностороннего действия. Выполненный на наружной поверхности кольца скос в сторону рабочей камеры помогает образованию масляного клина при ходе от вала, когда кольцо наиболее нагружено, и снимает с цилиндра излишки масла при обратном ходе. Кроме того, кольцо несколько разгружается от прижатия к поверхности цилиндра силами давления газа.

Сечения маслосъемных колец изображены на рис. 8.3, *г*. При движении поршня к валу острая кромка колец снимает с поверхности цилиндра излишек смазки. Ввиду того, что маслосъемные кольца ослаблены пазами и сверлениями для отвода масла,

высота колец делается несколько большая, чем у уплотняющих.

Удельное давление $p_{у.и}$ от сил упругости кольца на зеркало цилиндра должно быть в пределах: для уплотнительных колец цилиндров низкого и среднего давления — 30—100 кН/м², высо-

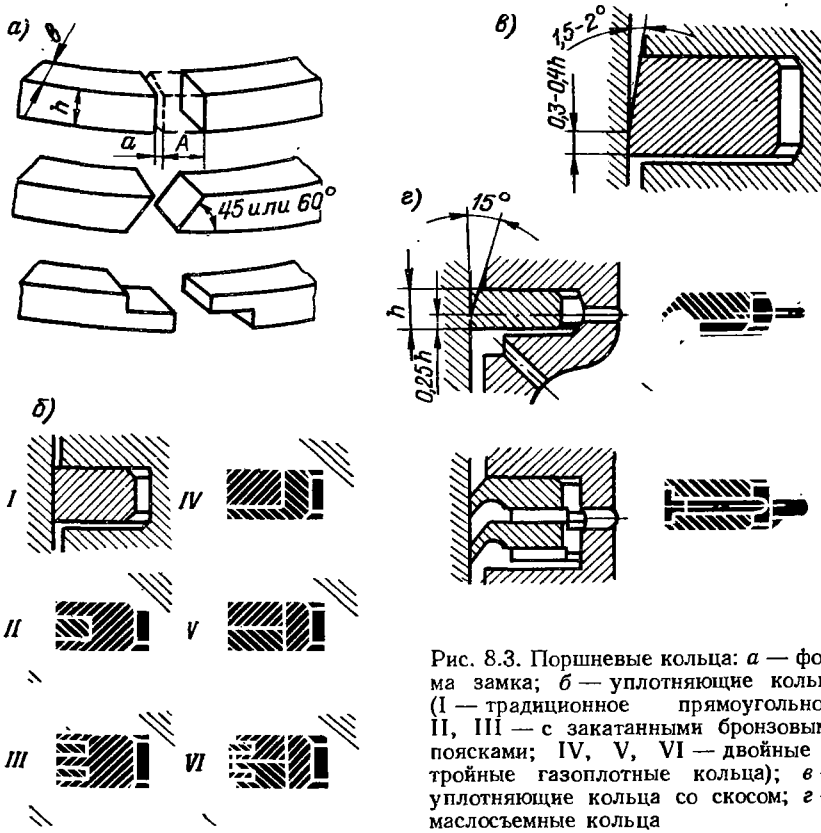


Рис. 8.3. Поршневые кольца: *а* — форма замка; *б* — уплотняющие кольца (I — традиционное прямоугольное; II, III — с закатанными бронзовыми поясками; IV, V, VI — двойные и тройные газоплотные кольца); *в* — уплотняющие кольца со скосом; *г* — маслосъемные кольца

кого давления — 100—350 кН/м²; для маслосъемных колец — 30—50 кН/м² и определяется уравнением

$$P_{у.к} = [AE/(113r_и)]\,(b/r_m)^3,$$

где A — размер замка по среднему диаметру свободного кольца (за вычетом теплового зазора), м; $E = 0{,}10 \cdot 10^6 \div 0{,}13 \cdot 10^6$ — модуль упругости для чугуна, МПа; $r_н = D/2$ — наружный радиус поршня (D — диаметр цилиндра), м; b — радиальная толщина кольца, м; $r_m = (D - b)/2$ — средний радиус кольца в цилиндре, м.

Напряжение изгиба $\sigma'_{из}$ (МПа), возникающее на внешних волокнах в рабочем состоянии кольца, находится по формуле

$$\sigma_{из} = 12P_{у.к}\,(r_m/b)^2 = 3P_{у.к}\,(D/b - 1)^2.$$

Напряжение изгиба $\sigma''_{из}$ (МПа), возникающее при надевании кольца, определяется по формуле

$$\sigma''_{из} = \frac{0{,}625E}{(r_m/b)^2}\left(1 - \frac{A}{9{,}426b}\right)$$

и возрастает в рабочем состоянии с увеличением радиальной толщины кольца b и размера замка A, которые находятся в пределах $b = (1/27 \div 1/37)\,D$; $A = (3{,}7 \div 5{,}0)\,b$.

Высота колец h не сказывается на напряжениях, но работа трения с высотой кольца возрастает. Для колец компрессоров при диаметрах 80—1500 мм принимают соответственно $h/b = 1{,}0 \div 0{,}6$. Опыт показал, что при уплотняемом перепаде давлений, превышающем 10,0—15,0 МН/м^2, высоту колец следует увеличивать в полтора раза против рекомендуемой для ступеней низкого давления.

Тепловой зазор a (мм) в замке кольца, установленного в цилиндр, определяется по формуле

$$a = \alpha\,(t_к - t_ц)\,\pi D,$$

где $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ — коэффициент линейного расширения чугуна, град$^{-1}$; $t_к$ — рабочая температура кольца, °С; $t_ц$ — температура холодного цилиндра, °С.

Приняв с запасом $t_к - t_ц = 115$°С, получим выражение для теплового зазора

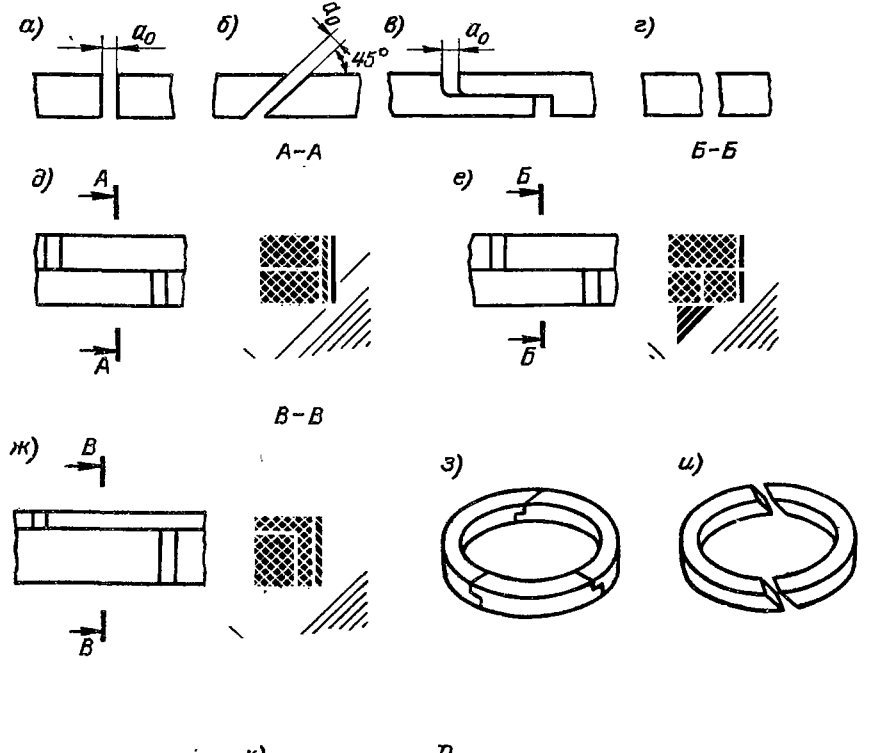
$$a = 0{,}004D.$$

Для изготовления колец применяют высококачественный перлитный чугун СЧ25 с твердостью по Бриннелю НВ—180—250 или же чугун СЧ30 с твердостью по Бриннелю НВ 181—255. Для уменьшения износа колец и втулок материал их должен обладать повышенной твердостью (для колец допускается твердость, превышающая на 10—20 единиц по Бриннелю твердость втулок).

Поршневые кольца для газовых и воздушных компрессоров со смазкой цилиндров изготавливают из гетинакса и текстолита. При перепадах давлений от 0 до 32 МН/м^2 они служат в два —три раза дольше чугунных. При температуре нагнетания ниже 120 °С хорошо зарекомендовали себя поршневые кольца из капрона, наполненного графитом и алюминиевой пудрой. Срок службы таких колец при средних перепадах давлений 2,5—3,0 МН/м^2 превышает 25 000 ч. При более высоких температурах применяются кольца из различных композиций на основе фторопласта.

8.2. КОНТАКТНЫЕ ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА КОМПРЕССОРОВ БЕЗ СМАЗКИ ЦИЛИНДРОВ

Конструкция колец поршневого уплотнения в компрессорах без подачи смазки в цилиндры изображена на рис. 8.4. В ступенях тело поршня не должно касаться поверхности цилин-



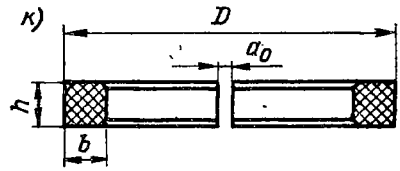


Рис. 8.4. Разрезные уплотнительные элементы и типы стыков: *а* — прямой; *б* — косой; *в* — внахлестку; *г* — ломаный; *д*, *е*, *ж* — газоплотные кольца; *з*, *и* — сегментные кольца; *к* — сечение уплотнительного кольца

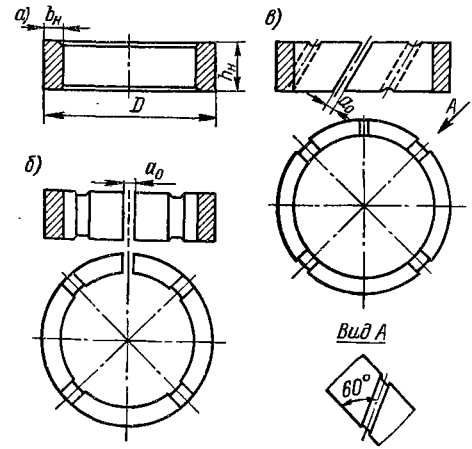


Рис. 8.5. Конструкция опорно-направляющих колец: *а* — цельная; *б* — разрезная с разгрузочными канавками прямыми по внутренней поверхности; *в* — разрезная с разгрузочными канавками, наклонными на наружной поверхности

дра во избежание задира контактирующих поверхностей, поэтому оно опирается на поверхность цилиндра направляющими кольцами (рис. 8.5), выполненными из самосмазывающихся материалов. Между направляющими кольцами устанавливаются уплотнительные кольца.

Наиболее распространенными конструкциями контактных уплотнительных колец являются разрезные кольца прямоугольного сечения с прямыми стыками и со стыком внахлестку. Кольца выполняют из различных полимерных композиций. Вследствие малой упругости колец из некоторых композиций первоначальное прижатие их к цилиндру осуществляется упругими металлическими кольцами — экспандерами. Установка двух колец в канавку поршня с взаимно перекрывающимися замками увеличивает плотность уплотнения. Для компрессоров без подачи смазки в цилиндры число уплотнительных колец на поршне z рекомендуется выбирать в соответствии с эмпирической формулой [19]

$$\sqrt{10} \geqslant z \geqslant \sqrt{5\Delta p},$$

где Δp — максимальный перепад давлений на уплотнении, МПа.

Формула наиболее справедлива для колец из фторопластовых композиций. Большие значения z следует выбирать при сжатии в ступенях легко текучих газов (например, водород, гелий и т. д.).

Высота и другие геометрические размеры уплотнительных колец из фторопластовых композиций выбирают в зависимости от диаметра в соответствии с РТМ 26-12-17-77. Для углеграфитовых уплотнительных колец на поршне z определяют по эмпирической зависимости

$$z \geqslant \sqrt{20\Delta p}.$$

Обязательными элементами уплотнения поршня в компрессоре без смазки являются направляющие кольца. Их изготавливают цельными, разрезными с разгрузочнымн канавками вдоль образующей внутренней цилиндрической поверхности, разрезными с разгрузочными канавками на наружной поверхности кольца под углом 60° к образующей. Направляющие кольца не должны испытывать дополнительных радиальных нагрузок от давления газа, иметь невысокую скорость перемещения относительно поверхности цилиндра и не выдавливаться из канавки (экструзироваться).

В горизонтальных и У-образных машинах направляющие кольца испытывают нагрузку от веса поршня и штока. Практика показала, что если давление на опору не превышает 0,03 МПа, то при таких нагрузках кольца остаются работоспособными до 8000 ч. Для горизонтальных цилиндров высоту направляющих колец h (мм) выбирают, пользуясь эмпирической формулой [24]

$$n \geqslant (300/z_к D)\,(m_п + 0{,}5m_ш),$$

где $z_н$ — число направляющих колец; D — номинальный размер цилиндра, мм; $m_п$ и $m_ш$ — массы поршня и штока.

В вертикальных компрессорах h выбирается от 2 до 4 высот уплотнительных колец.

Недостатком уплотнения поршня с контактными кольцами в компрессорах без смазки является увеличение площади щелей по мере износа уплотнительных колец. На ступенях высокого давления кольца изнашиваются через 100—200 ч, в результате чего размер замка возрастает в несколько раз и это значительно увеличивает расход газа через уплотнение.

Расчет теплового зазора a (мм) в замке уплотнительного разрезного неметаллического кольца, установленного в цилиндре, выбирается по формуле

$$a = \alpha \pi D \, \Delta T_{\text{пк}} + c_1,$$

где α — коэффициент линейного расширения материала; $\Delta T_{\text{пк}}$ — изменение температуры поршневого кольца; c_1 — минимальный зазор, обеспечивающей свободу перемещения кольца в стыке ($c_1 = 0{,}05 \div 0{,}1$ мм).

Тепловой зазор по высоте кольца определяется по формуле

$$\Delta h = \alpha h \, \Delta T_{\text{пк}} + c_2.$$

Здесь h — высота кольца; c_2 — минимальный зазор, обеспечивающий свободу перемещения кольца в поршневой канавке ($c_2 = 0{,}02 \div 0{,}04$ мм);

$$T_{\text{пк}} = 0{,}5 (T_{\text{к}} + T_{\text{н}}) - T_0,$$

где $T_{\text{к}}$ — температура нагнетаемого газа; $T_{\text{н}}$ — температура всасываемого газа; T_0 — температура в помещении при сборке.

8.3. ГЕРМЕТИЧНОСТЬ И ИЗНОС УПЛОТНЕНИЙ ПОРШНЯ

В поршневых компрессорах применяются различные конструкции поршней и их уплотнения работают в различных условиях, препятствуя внешним утечкам и внутренним перетечкам газа.

Влияние перетечек на производительность и КПД компрессора по сравнению с утечками более сильное, так как перетечки дополнительно увеличивают температуру сжимаемого газа.

Герметичность уплотнения зависит главным образом от его конструкции, качества изготовления, сборки и режима работы ступеней (полостей), разделяемых уплотнением. Одним из основных параметров, определяющим герметичность, является размер щели между уплотняемыми деталями. При расчете рабочих процессов в уплотнении поршня площади щелей у каждого кольца уплотнения принимают равными и определяют по следующему уравнению

$$f_0 = (a - \Delta a(t)) \, \delta_{\text{р}} + \delta_{\text{у}} \pi D_{\text{ц}},$$

где a — зазор в замке при сборке уплотнения; $\Delta a\ (t)$ — его изменение при работе от разогрева; $\delta_р = (D_ц - D_п)/2$ — высота сквозной щели замка; $\delta_у$ — условный зазор по периметру уплотнения, учитывающий неплотности прилегания кольца к поверхности цилиндра и к боковой поверхности канавки в поршне.

Сравним эффективность работы уплотнительного узла ступеней одинаковой производительности, но различного конструктивного исполнения. Рассмотрим работу ступени с тронковым и дисковым поршнями при одинаковых внешних условиях. Ступень с дисковым поршнем имеет меньший диаметр цилиндра, так как у нее заданную производительность обеспечивают две рабочие камеры. Однако количество перетекающего через уплотнение газа оказалось на 30 % больше в каждому камеру, чем в уплотнении тронкового поршня. Это объясняется перекладкой колец, вызывающей разгерметизацию уплотнения. Уплотнение дискового поршня работает так же, как уплотнение с двумя межкольцевыми объемами: сколько газа перетечет из рабочей камеры через первое кольцо уплотнения, столько же и возвратится в нее из межкольцевого объема в процессе всасывания.

Наиболее напряженная работа и повышенные перетечки характерны для уплотнений дифференциальных поршней с рабочими процессами в ступенях, разделяемых уплотнением, смещенными на половину оборота вала; в момент всасывания газа в ступени низкого давления происходит нагнетание в ступени высокого давления, т. е. на уплотнительном узле срабатывается максимальный перепад давления.

Относительные перетечки уменьшаются с увеличением частоты вращения вала, размеров ступени, но возрастают с увеличением перепада давлений, действующего на уплотнение. Анализ рабочих процессов в уплотнении и отыскание оптимальных конструктивных решений можно осуществлять на основе математического моделирования исследуемых процессов; одна из таких моделей приведена в гл. 2.

Экспериментальные и расчетные исследования уплотнений поршня с неметаллическими контактными кольцами позволили оценить влияние режима работы ступени и конструктивных особенностей на износ элементов уплотнения. На износ и работоспособность уплотнения оказывает влияние температура рабочей поверхности колец. Увеличение перепада давлений на кольцо, отношения давлений в ступени, скорости вращения вала, средней скорости поршня, перепада давлений на весь комплект уплотнения приводит к возрастанию трения колец и росту их температуры. Так как перепады давлений на кольца не одинаковые, то быстрее изнашиваются те кольца, на которые действуют большие перепады. В результате в этом кольце увеличивается площадь щелей, что в свою очередь приводит к снижению перепада давления на данном кольце и к увеличению перепада на следующем и т. д.

Рассчитать износ уплотнения без использования экспериментальных данных очень сложно. Однако, имея данные об износостойкости материала, можно ориентировочно оценить средний износ по уплотнению. Пересчет известного осредненного радиального износа по комплекту уплотнения I' при частоте вращения вала n' и средней температуре колец $t'_{пк}$ на режим с частотой вращения вала n и средней температуре колец $t_{пк}$ производится по формуле

$$I = I' n t_{пк} / n' t'_{пк}. \qquad (8.1)$$

Эмпирическая формула (8.1) справедлива при изменении $t_{пк}$ от 100 до 200 °С и позволяет определить изменение интенсивности износа комплекта колец при изменении скорости вращения вала и среднего перепада давления $\Delta p_у$ от 6,5 до 20 МПа. Температура $t_{пк}$ является функцией уплотняемого перепада давления $\Delta P_у$ и скорости скольжения $c_п$.

Средняя по комплекту температура колец (°С) из материала ФЧК-20 может быть найдена из зависимости

$$t_{пк} = t_{пц} + \Delta t_1,$$

где $t_{пц}$ — температура рабочей площади поверхности цилиндра, °С; $\Delta t_1 = 30 \div 40$ °С при $p_н = 10$ МПа и $n = 1{,}5 \div 2{,}0$; $\Delta t_1 = 45 \div 55$ °С при $p_н = 10$ МПа и $n = 2{,}5 \div 4{,}0$.

В свою очередь, для определения $t_{пц}$ в работе [24] предложена методика, базирующаяся на общих уравнениях теплопередачи.

Для определения интенсивности радиального износа поршневого кольца $I_{пк}$ при температуре $t_{пк}$, °С и перепаде давления Δp (МПа) предлагается уравнение

$$I_{пк} = [I'_{пк} \Delta p_{пк} / \Delta p'_{пк}] (t_{пк} / t'_{пк})^{1{,}5}, \qquad (8.2)$$

где $I'_{пк}$ — интенсивность износа колец.

Уравнение (8.2) справедливо при $\Delta p_{пк} \leqslant 6{,}0$ МПа и $100 t_{пк} \leqslant 200$ °С.

8.4. ПОТЕРИ НА ПРЕОДОЛЕНИЕ ТРЕНИЙ В ПОРШНЕВОМ УПЛОТНЕНИИ

Потери на преодоление трений поршня и поршневых колец в компрессорах со смазкой составляют 60—70 % от суммарных потерь на преодоление трений поршневого компрессора. Силы трения в уплотнении возникают от действия давления газов на кольцо (85 %) и от сил упругости колец (15 %). Они создают радиальное давление колец на стенку цилиндра, которое определяется по формуле

$$p'_A = p_e + 0{,}5 \Delta p_д,$$

где p_e — давление от сил собственной упругости колец; $p_д$ — перепад давления на кольце.

Суммарное давление колец всего уплотнения, состоящего из z колец, в упрощенных расчетах будет определяться формулой

$$p_A = z p_e + 0{,}5 (p_ц - p_a),$$

где $p_ц$ — среднецикловое давление газа в цилиндре; p_a — давление за уплотнением.

Тогда сила трения в уплотнительном узле с числом колец z будет равна

$$T_z = \sum_1^z \mu p_A = \mu z \pi D h \,[p_a + (p_ц - p_A)/2z],$$

где μ — коэффициент трения колец, осредненный для всех колец комплекта.

Мощность, затрачиваемая на преодоление трений колец уплотнения, определится уравнением

$$N_{тр} = 2T_z S n.$$

Коэффициент трения μ определяется из зависимости, справедливой для двигателей внутреннего сгорания и поршневых компрессоров

$$\mu = 2{,}15 \sqrt[3]{\eta c_{ср}/n p_{A*}}$$

где $c_{ср}$ — средняя скорость поршня, м/с; η — вязкость масла при рабочей температуре смазочного слоя, Па·с.

Средний коэффициент трения поршня о втулку цилиндра составляет 0,06—0,085 [24].

Приведенные выше выкладки базировались на гипотезе, что для поршневых колец, работающих со смазкой, давление на кольцо со стороны цилиндра падает от p_1 до p_2 линейно. Практически падение давления происходит по некоторой кривой, характер кривизны которой зависит от многих факторов. С учетом этого рассмотрим работу уплотнения при отсутствии смазки цилиндров.

Удельная нагрузка на поверхности трения кольца, определяемая перепадом давления на кольце, может быть найдена из выражения

$$\Delta p = \beta\,(p_1 - p_2)/2.$$

Здесь

$$\beta = 1{,}4k/\sqrt[3]{h^2},$$

где k — экспериментально определяемый коэффициент, учитывающий свойства материала, его шероховатость, характер контактирования между цилиндром и кольцом и режимы работы ступени компрессора (для различного типа графитов $k = 1{,}0 \div 3{,}0$; для фторопластовых композиций $k = 2{,}5 \div 3{,}5$).

Силу трения для поршневого кольца $T_{тк}$ можно рассчитать по формуле

$$T_{тк} = \mu P,$$

где P — сила радиального (нормального) давления кольца на зеркало цилиндра; $\mu_т$ — коэффициент трения колец из фторопластовых композиций.

Преобразуя это уравнение и пренебрегая влиянием малых сил, запишем уравнение для средней силы трения колец поршневого уплотнения

$$T_{тк} = \mu_т \pi D h [\beta (\bar{p}_ц - \bar{p}_к)/2 + z p_ц],$$

где $\bar{p}_ц$ и $\bar{p}_к$ — среднее индикаторное давление за цикл в цилиндре и за поршнем; $p_у$ — давление от сил упругости колец; β — поправочный коэффициент (лежит в пределах от 0,28 до 0,32 для статического и кинетического трения).

Полученное уравнение может быть использовано для приближенного расчета средней силы трения. Значительную погрешность в этом уравнении вносит его член $\beta (\bar{p}_ц - \bar{p}_к)/2$, который не отражает влияния действительного распределения перепадов давления по длине поршневого уплотнения на силу трения уплотнения.

Анализ экспериментальных данных по износу уплотнительных колец и расчетных по распределению давлений за кольцами показал, что при изменении уплотняемого перепада давления на поршневом кольце из наполненного фторопласта, его радиальный износ можно считать пропорциональным действующему перепаду давления. В свою очередь от уплотняемого перепада давления на кольце и скорости скольжения поршня $c_п$ зависит его температурный режим, что в совокупности приводит к увеличению износа колец комплекта на участках с повышенным перепадом давления.

Коэффициент трения наполненных фторопластовых материалов типа ФЧК20 с увеличением давления несколько снижается, но в большей степени увеличивается с ростом температуры в зоне трения. В соответствии с зависимостью (8.2) повышение температуры приводит к прогрессивному увеличению износа колец, а очевидно и трения, поскольку показатель степени у параметра, характеризующего температуру кольца, больше единицы.

Потери на трение уплотнения необходимо определять для каждого кольца уплотнения с учетом особенностей его работы, а затем их суммировать

$$T_{тр.\,у} = \Pi D h \sum \mu_{тр\,i} [(p_{i\,ср} - p_{(i+1)\,ср})/2 + P_{ц i}],$$

где $P_{i\,ср}$ — среднее индикаторное давление за цикл перед i-м кольцом.

Потери мощности на трение поршневых колец вычисляются по формуле

$$N_{тр} = 2 T_{тр.\,у} S n.$$

8.5. БЕСКОНТАКТНЫЕ И КОНТАКТНО-ЛАБИРИНТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Работа лабиринтного уплотнения основана на дросселировании газа при его протекании через последовательно расположенные гидравлические сопротивления, выполненные в виде полости—камер и узких кольцевых щелей — сужения. В этих сужениях газ за счет снижения давления получает большую ско-

рость, которая затем падает в камерах, расположенных за каждым сужением. При этом скоростная энергия теряется, частично или полностью переходя в теплоту без восстановления статического давления.

Конструктивно лабиринтное уплотнение выполняется в виде системы кольцевых канавок на поверхности поршня, образующих в сочетании с внутренней поверхностью цилиндра, в котором перемещается этот поршень, систему лабиринтовых камер. Лабиринтные камеры расположены по длине поршня на равных расстояниях друг от друга.

Лабиринт, уменьшающий утечку газа, выполняется в виде большого числа круговых канавок. Величину зазоров выбирают минимально возможной с учетом неизбежных температурных деформаций цилиндра.

Достоинства лабиринтного уплотнения состоят в том, что в этом случае теоретически отсутствует непосредственный контакт между поршнем и цилиндром, а следовательно, нет трения между ними. Это позволяет применять уплотнения и в ступенях без подачи смазки в цилиндры.

Представление о величине утечки воздуха через лабиринт с канавками различного профиля в зависимости от длины лабиринтного уплотнения, радиального зазора в нем и давления перед лабиринтом дает рис. 8.6. Он отражает результаты опытов, проведенных в стационарных условиях: при неподвижном поршне, постоянном давлении воздуха перед поршнем и свободном выходе утечек в атмосферу. Диаметр лабиринтного уплотнения был равен 120 мм. На графике, помещенном слева, нанесены также кривые для утечек через зазоры между гладкими поверхностями и при уплотнении поршневыми кольцами.

На протяжении цикла компрессора величина утечек переменна. Для получения утечки, средней за цикл, можно воспользоваться графиками рис. 8.6, вычислить массовую утечку при давлениях в различных точках индикаторной диаграммы, построенной по углу поворота кривошипа и осреднить полученные значения.

Величина утечек прямо пропорциональна диаметру поршня, скорости звука в газе и зависит от отношения давления до и после лабиринта.

Относительные утечки газа через лабиринтное уплотнение увеличиваются с ростом перепада давления на уплотнение Δp, площади щелей f, и уменьшаются с ростом частоты вращения коленчатого вала n, хода S и площади поршня F. Поэтому для уменьшения утечек компрессоры с лабиринтными уплотнениями высокооборотные и с длинными ходами поршня. Средняя скорость поршня в таких машинах обычно выше 4 м/с.

Радиальный зазор между поршнем и цилиндром выбирают в зависимости от диаметра цилиндра и давления газа; обычно они находятся в пределах от 0,05 до 0,2 мм. В связи с тем что зазор очень мал накладываются жесткие требования по равномерности

температурного поля по диаметру и высоте цилиндра, имеющего жидкостное охлаждение, а также на жесткость поршневого штока.

Преимуществами компрессоров с лабиринтным уплотнением поршня являются их надежность и долговечность.

Утечки газа через лабиринты снижают экономичность этих компрессоров, но потеря в экономичности частично компенсируется

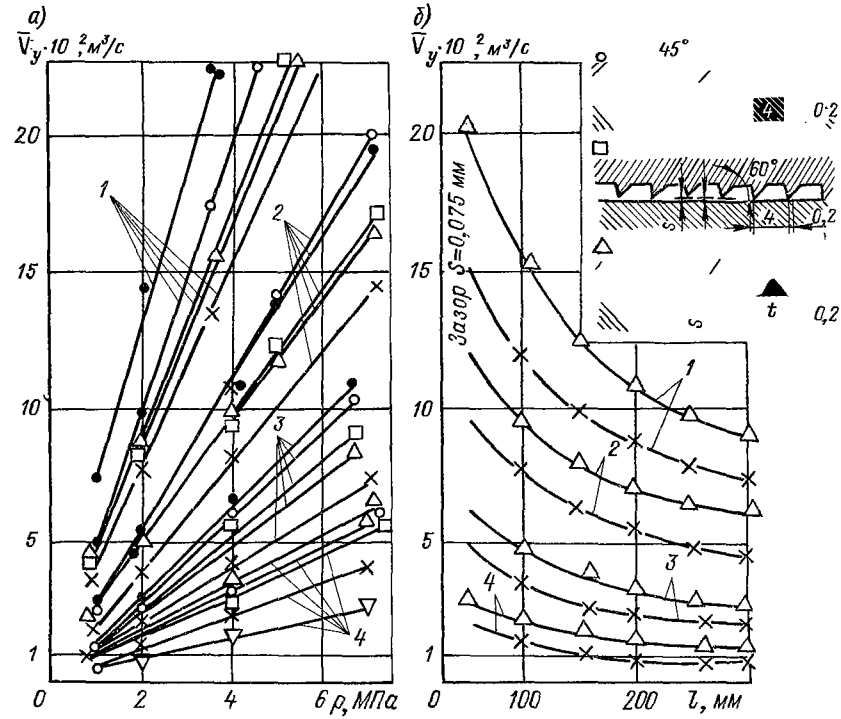


Рис. 8.6. График утечек через лабиринтное уплотнение с канавками различного профиля и различными радиальными зазорами S: *а* — зависимости от перепада давления на лабиринте (при длине лабиринта 300 мм):

1 — $s = 0{,}2$; *2* — $s = 0{,}115$; *3* — $s = 0{,}075$; *4* — $s = 0{,}050$ мм;

б — зависимости от длины лабиринта:

1 — $\Delta p = 6{,}5$; *2* — $\Delta p = 4{,}0$; *3* — $\Delta p = 2{,}0$; *4* — $\Delta p = 1{,}0$ МПа.

○ — профиль 1-го лабиринта; □ — профиль 2-го лабиринта; △ — профиль 3-го лабиринта при шаге $t = 4$ мм; × — профиль 3-го лабиринта при шаге $t = 1{,}1$ мм; ● — гладкие поверхности; ▽ — поршневые кольца

отсутствием поршневых колец, трение которых поглощает не менее 5 % потребляемой компрессором энергии.

Лабиринтные уплотнения поршней не нашли большого распространения в компрессоростроении, так как для хорошей герметичности необходимо иметь малые зазоры между поверхностями цилиндра и наружной поверхностью буртиков на поршне. Последнее очень трудно обеспечить для поршней, изготовляемых из самосмазывающихся материалов, вследствие следующих причин.

1. Температура поверхности цилиндра вдоль образующей и по периметру во время работы компрессора переменная. Вследствие этого возникает изменение величины диаметра цилиндра и отклонение формы отверстия от окружности. Коэффициент линейного расширения самосмазывающихся материалов, как правило, почти в десять раз больше, чем у стали и при малом зазоре между цилиндром и поршнем при рабочей температуре компрессора будет происходить касание поверхностей цилиндра и поршня. Поэтому необходимо задавать зазоры между цилиндром и поршнем при их рабочей температуре значительно большими, чем это необходимо для обеспечения минимальных протечек через уплотнение. Монтажные зазоры между цилиндром и поршнем из-за большой разницы их коэффициентов линейного расширения материалов достигают значительной величины, что отрицательно сказывается на производительности компрессора при его пусковом режиме работы.

2. Касание поверхностей поршня и цилиндра происходит также при нарушении соосности осей цилиндра и поршня из-за износа направляющих крейцкопфа и центрирующей движение штока и поршня направляющей втулки.

3. Если лабиринтное уплотнение работает удовлетворительно на расчетном режиме, то при меньших отношениях давлений возрастут размеры щелей, расходы газа через лабиринт, ухудшится характеристика ступени.

Отмеченные недостатки лабиринтного уплотнения устранены в конструкции уплотнения, работающего в начале эксплуатации как контактное, а затем в чисто лабиринтном режиме.

Наборный поршень в цилиндре фиксируется двумя направляющими кольцами и не касается поверхности цилиндра. В канавку, образованную между двумя дистанционными кольцами *8* и *9* (рис. 8.7), надеваемыми на тело поршня, устанавливается одно или два разрезных поршневых кольца *3*, *4*, выполненных из самосмазывающихся материалов. В сечении эти кольца имеют форму уголка или перевернутой буквы «Г» русского алфавита. Если в канавку устанавливаются два кольца, то они соприкасаются длинными сторонами.

На кольцевые выступы поршневых колец надеваются неразрезные кольцевые ограничительные вставки *2*, *5*, имеющие внутренний диаметр по меньшей мере равный сопряженному диаметру выступа колец *3*, *4*. Из-за разности внутреннего диаметра неразрезного ограничительного кольца и наружного диаметра выступа поршневого кольца образуется зазор *6*.

На внутреннюю поверхность поршневых колец, обладающих небольшой упругостью, оказывает давление экспандер *10* и прижимает наружные поверхности колец к поверхности цилиндра. При работе компрессора сила, прижимающая кольца к цилиндру, усиливается еще давлением газа. На рис. 8.7 (дет. *5*) показана неразрезная ограничительная кольцевая вставка, имеющая на торцевой поверхности радиальные канавки, равиомерно расположен-

ные по окружности кольца. Суммарная площадь канавок должна быть не меньше площади осевой щели, чтобы в объеме 7 давленне газа равнялось давлению перед кольцом.

Поршневые кольца *3* и *4* установлены в наборном поршне. Если в канавку дистанционного кольца вставляются два кольца, то замки в них должны быть повернуты относительно друг друга на угол в 180°. Последнее устраняет сквозной поток газа через кольца.

В первый период времени работа такого уплотнения происходит в чисто контактном режиме. Кольца упираются в поверхность

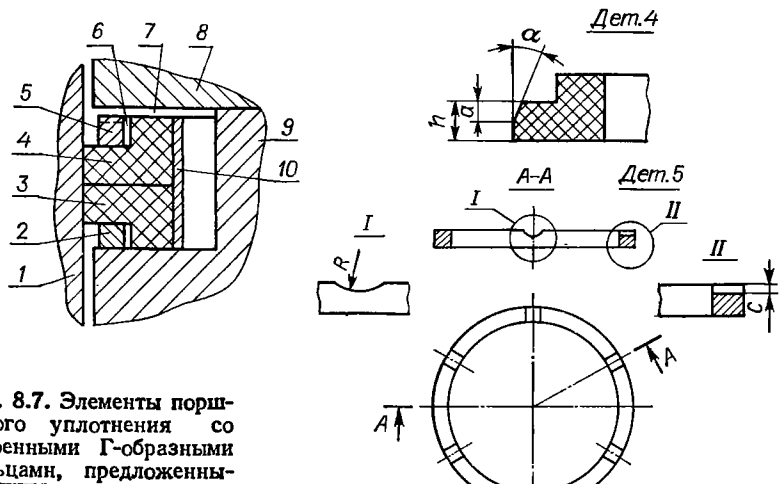


Рис. 8.7. Элементы поршневого уплотнения со сдвоенными Г-образными кольцами, предложенными ЛПИ:

1 — зеркало цилиндра; *2*, *5* — неразрезные ограничительные кольца; *3*, *4* — поршневые кольца; *6* — зазор между внутренней поверхностью ограничительного кольца и наружной поверхностью кольцевого выступа; *7* — осевой зазор со стороны высокого давления; *8*, *9* — тело поршня; *10* — ленточный экспандер

цилиндра, скользят по ней и конечно изнашиваются. В результате износа наружной поверхности кольца происходит увеличение зазора в замке кольца и увеличение наружного диаметра выступа, на которое одето неразрезное металлическое кольцо.

В тот момент, когда сравниваются величины внутреннего диаметра металлического кольца *5* и диаметра выступа поршневого кольца *4*, последнее теряет возможность расширения и прижимается к поверхности цилиндра перепадом давления газа на кольце и экспандером. Однако износ наружной поверхности кольца в какой-то степени может продолжаться ввиду возможного колебания оси поршня относительно оси цилиндра, но, как показывает практика, интенсивность его незначительна. В образовавшуюся щель между наружной поверхностью кольца и цилиндром устремится поток газа, который будет самоцентрировать кольцо. В случае применения сдвоенных колец для лучшего центрирования кольца в цилиндре полезно делать на кольце (дет. *4*) скос под углом 1,5—

2,5°, обеспечивающий конфузорное течение газа через щель кольца. Длина скоса, как показали опыты, должна составлять $(0,3 \div 0,5)\ h$.

С момента ограничения расширения поршневого кольца и устранения постоянного контакта его с поверхностью цилиндра уплотнение начинает работать в лабиринтном режиме. В начале этого процесса зазор между кольцом и цилиндром будет минимальным, а затем несколько возрастет, но условный зазор $\delta_у$ по периметру кольца практически мало отличается от $\delta_у$ поршневого кольца, работающего в контактном режиме.

Экспериментальные исследования такого уплотнения поршня показали, что потери на преодоление трения в лабиринтном режиме сокращаются в шесть—десять раз. При этом также происходит снижение температуры поверхности цилиндров, увеличение утечек незначительно. Так, температура стенки цилиндра вблизи клапанной плиты в ступени с тронковым поршнем при режиме работы $p_к = 10$ МПа, $П = 3$ и давлении за уплотнением 0,1 МПа при частоте вращения коленчатого вала $n = 13,35$ с$^{-1}$ упала больше, чем на 40 К при переходе режима работы уплотнения с контактного на лабиринтный. При увеличении частоты вращения вала с n 6,66 до 13,35 с$^{-1}$, т. е. вдвое, относительная величина внешних утечек уменьшалась в 2,2 раза и составляла 3,25 %, но была примерно на 1,0 % больше, чем у уплотнения с контактными поршневыми кольцами. При большем возрастании частоты вращения вала и с увеличением продолжительности работы уплотнений преимущества уплотнений с кольцами, работающими в лабиринтном режиме, значительно увеличиваются сравнительно с уплотнениями, имеющими кольца контактного типа. Быстрый износ контактного типа колец приводит к увеличению зазоров в замках колец и к соответствующему увеличению протечек через уплотнение.

Потери на трение контактно-лабиринтного поршневого уплотнения были определены на специальном экспериментальном стенде Ленниихиммаша. Для определения сил трения уплотнения контактно-лабиринтного типа в контактном, переходном и лабиринтном режиме его работы, а также утечек через уплотнение, было испытано поршневое уплотнение с одним Т-образным кольцом диаметром 50 мм, составленным из двух Г-образных колец с суммарной осевой высотой кольца $h = 8$ мм и изготовленных из материала АФГ-80ВС. Режим работы давления нагнетания $p_к = 2,04$ МПа, давление всасывания $p_н = 1,03$ МПа, частота вращения вала 5 с$^{-1}$, средняя скорость поршня $c_п = 2,2$ м/с.

График силы трения по углу поворота вала при переходе с контактного на лабиринтный режим работы уплотнения приведен на рис. 8.8. При контактном режиме работы уплотнения средняя сила трения составляла $F_{тр} = 286$ Н; при лабиринтном $F_{тр} = 42$ Н; сила трения холостого хода $F_{mxx} = 9,0$ Н.

Переход с контактного на лабиринтный режим привел к снижению силы трения в 6,8 раза. Значительная кривизна кривых *1*,

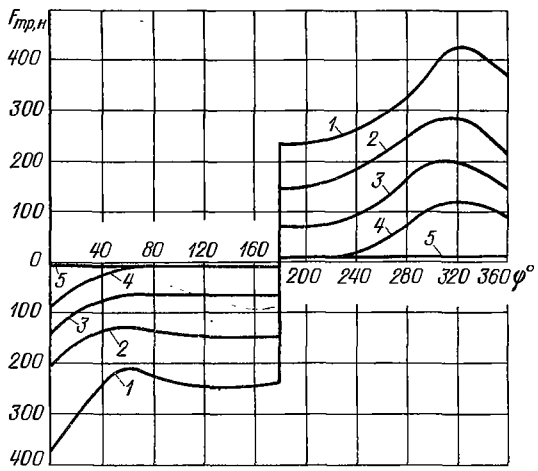


Рис. 8.8. График сил трения кольца в зависимости от угла поворота вала при переходе от контактного к лабиринтиому режиму работы:

***1* — контактный режим работы; *2, 3* — переходный режим; *4* — лабиринтный режим с частичным касанием зеркала цилиндра на участках сжатия и расширения; *5* — тарировочная линия при отсутствии нагрузки**

2, 3 и *4* сил трения отражает влияние процессов сжатия и расширения ступени компрессора на величину силы трения. Кривая *4* показывает, что лабиринтный режим работы кольца имеет место не на всей величине хода поршня (причиной этому — значительная податливость материала кольца).

8.6. САЛЬНИКОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ШТОКОВ

Сальниковое уплотнение в поршневых компрессорах применяется для уплотнения штоков, а иногда и плунжеров ступеней высокого давления.

Уплотняющее устройство сальника помещается между подвижным штоком и неподвижными деталями сальниковой камеры. Оно закрывает щель между подвижными и неподвижными деталями. Между штоком и уплотняющими элементами сальника всегда существует во время работы машины какая-то узкая щель, позволяющая штоку двигаться в сальнике. Минимальная величина этой щели достигается прижатием уплотняющих элементов к штоку.

Утечки жидкости или газа через сальник $\overline{V}_у$ (м³/с) определяются зависимостью

$$\overline{V}_у = 2{,}6\frac{\delta^3 \cdot d\,\Delta p}{\eta l}, \qquad (8.3)$$

где δ — радиальный зазор, м; d — диаметр уплотняющего штока, м; l — длина сальника, м; Δp — перепад давления, Па; η — коэффициент динамической вязкости протекающей через щель среды, Па·с.

Формула (8.3) справедлива при ламинарном режиме течения жидкости и концентрическом расположении штока и сальника. При смещении в пределах зазора величина утечек может возрасти в 2,5 раза.

Радиальный зазор δ может быть теоретически весьма мал — например, в пределах толщины устойчивой масляной пленки, обеспечивающей смазку штока и сальника. Однако практически этот

зазор всегда больше (величина его переменна и зависит от формы и точности выполнения сопряженных поверхностей штока и уплотняющих колец сальника, а также от степени шероховатости этих поверхностей, от качества монтажа, от степени приработки и т. д.). Введение в зазор смазки, имеющей высокую вязкость, резко снижает утечку газа.

Различаются сальники с принудительным уплотнением и самоуплотняющиеся. Первые выполняются с мягкой или полумягкой набивкой. Самоуплотняющиеся сальники выполняются многокамерными с уплотняющими элементами в каждой из камер. На каждый из уплотняющих элементов приходится лишь часть общего перепада давления, что снижает давление элементов на шток, уменьшаются сила трения, износ сальника и штока. Наиболее распространены самоуплотняющиеся сальники с элементами в виде плоских или трапециевидных разрезных колец, которые заключены в камеры и притерты друг к другу торцами (рис. 8.9). Такие сальники имеют длительный срок службы.

Основное усилие, прижимающее уплотнительные кольца к штоку R, возникает под влиянием разности давлений в камере и щели между кольцом и штоком. Если закон изменения давления в щели допустить линейным, то величина этой силы будет равна

$$R = (p_1 + p_2)/2, \qquad (8.4)$$

где p_1 и p_2 — давления газа до и после камеры.

Перепады давлений по камерам сальника не одинаковы. Наибольший перепад давлений возникает в камере, расположенной первой от полости цилиндра. У ступеней высокого давления значительный перепад давления имеет место не только в первой, но и в последней камере. Соответственно перепадам давлений износы уплотняющих колец так же не одинаковы — в малонагруженных камерах они малы и возрастают лишь в том случае, если смежная камера, воспринимающая большой перепад давлений, теряет плотность.

Сальники с плоскими уплотняющими элементами предназначены для уплотнений штоков поршневых компрессоров, работающих со смазкой, без подачи смазки и ограниченной смазкой цилиндровых групп на газах, не содержащих твердых включений, так как они оказывают абразивное по отношению к парам трения действие или ухудшают служебные свойства смазки (ОСТ 26—12—2035—83). Стандарт распространяется на уплотнительные элементы и уплотнительные устройства штоков поршневых компрессоров давлением нагнетания до 10,0 МПа и обеспечивает работоспособность 8000 часов.

Стандартом предусмотрены четыре типа уплотнительных элементов: уплотнительный элемент типа *А* из двух колец — замыкающего (из трех частей) и уплотняющего (из шести частей) (рис. 8.10); уплотнительный элемент типа *Б* из двух колец уплотняющих, имеющих радиальный и тангенциальный разрез и не-

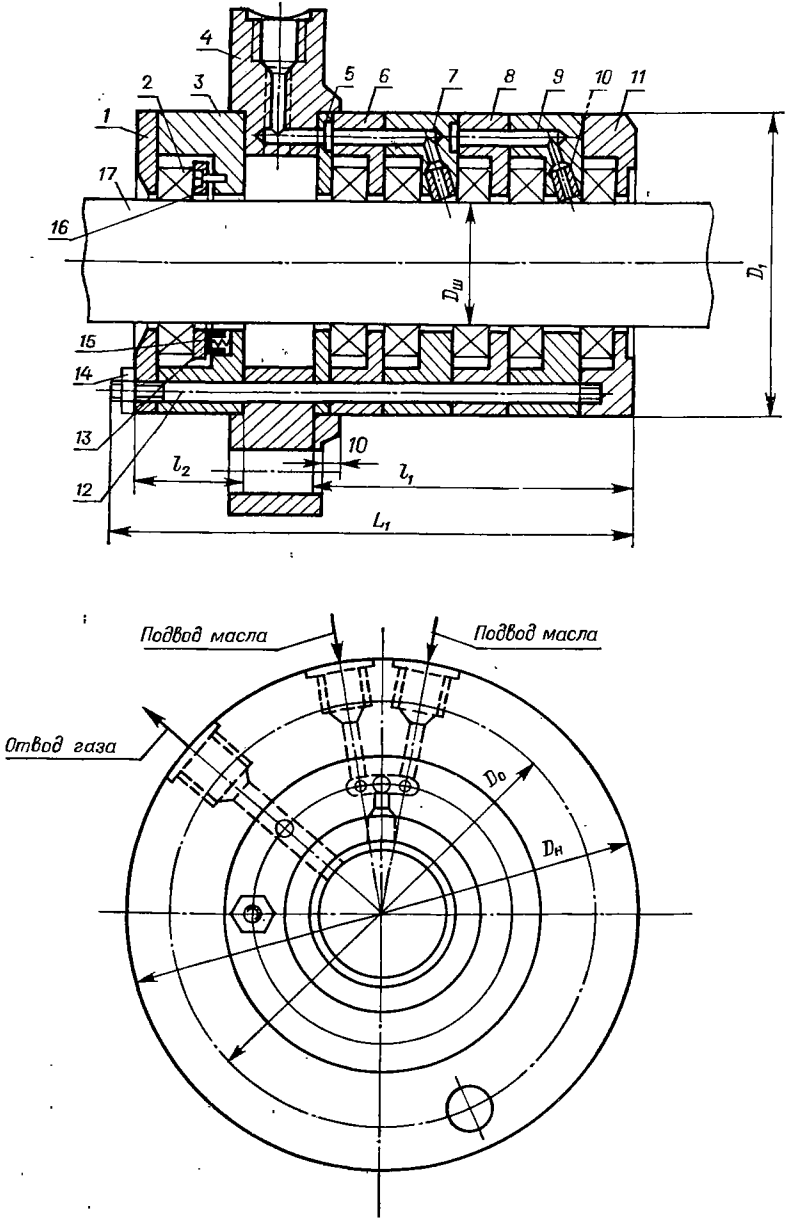


Рис. 8.9. Сальник штока с плоскими уплотняющими элементами:
1 — камера; *2* — уплотняющий элемент; *3* — камера отвода газа; *4* — фланец; *5* — шайба промежуточная; *6*, *7*, *8*, *9*, *11* — камеры; *10* — трубка; *12* — шпилька; *13* — пружина; *14* — гайка; *15* — упорное кольцо; *16* — винт; *17* — шток

отъемный сегмент; уплотнительный элемент типа В из двух колец— замыкающего (с одним радиальным разрезом) и уплотняющего (из двух частей с отъемным сегментом), уплотнительный элемент *Г* из двух колец — замыкающего и уплотняющего, каждое из которых состоит из трех частей с угловой разрезкой.

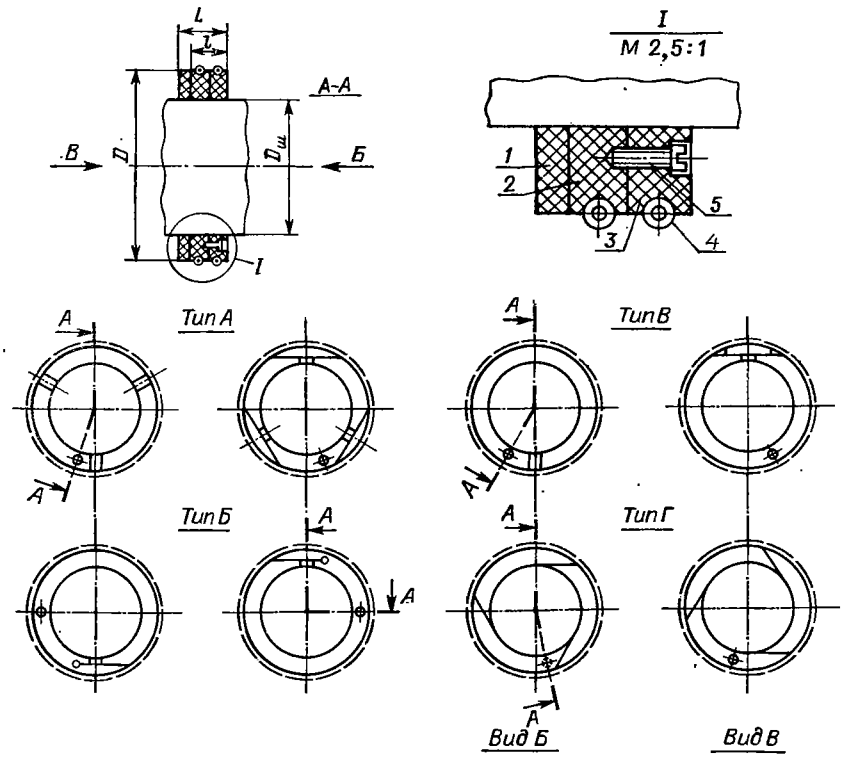


Рис. 8.10. Типы стандартных плоских уплотияющих элементов:
1 — кольцо защитное; *2* — кольцо уплотняющее; *3* — кольцо замыкающее; *4* — пружина; *5* — винт

В уплотнительных элементах кольца стягиваются браслетными пружинами, обеспечивающими прижатие их частей между собой и к штоку.

Компенсация смещения отдельных частей колец при температурных деформациях и при износах рабочих поверхностей обеспечивается для уплотнительных элементов: тип *А*, *Б* и *В* — за счет зазоров в радиальных разрезах колец; тип *Г* — за счет перемещений, не нарушающих плотность соединения частей, по разрезу с углом 95°.

Зазоры в радиальных разрезах уплотнительных колец типов *А*, *Б* и *В* в осевом направлении перекрываются и уплотняются замыкающими кольцами.

Таблица 8.1

Перепад давления Δp, МПа	Число уплотнительных элементов при диаметре штока, мм	
	24—50	60—130
0,4—1,0	3	4
1,6—4,0	4	5
6,3—10,0	6	8

Зазоры в разрезах замыкающих и уплотняющих кольцах смещены относительно друг друга и фиксируются в элементах штифтов.

Защитные (противоэкструзионные) кольца устанавливаются при повышенных перепадах давлений газа и предназначены для предотвращения выдавливания материала уплотняющего кольца в зазор между опорным торцом сопряженной камеры и штоком. Неметаллические материалы, используемые для изготовления уплотнительных элементов, по твердости условно подразделяются на три группы: I — мягкие, II — средней твердости и III — твердые (ГОСТ 4670—77*).

К I-й группе твердости относятся: фторопласт АФГ-80ВС, Ф4К20 флубон 15 и 20; ко II-й группе относятся полиамид ПА6-110, полиамид ПА66-КС, к III-й группе — АТМ-2, текстолит марки III, графелон 10, 20, 35.

Из материалов I-й группы твердости рекомендуется изготовление уплотнительных элементов по типу *Б* и *В*, из материалов II-й группы — по типу *А*, *В* и *Г*; из материалов III-й группы твердости — по типу *А* и *Г*.

Кольца защитные *1* рекомендуется изготавливать из материала III-й группы твердости или антифрикционных материалов (бронзы) для работы уплотнительных элементов со смазкой.

Число уплотнительных элементов определяется перепадом давления и диаметром штока (табл. 8.1).

Для условий сверхвысокого давления применяются манжетные сальники. Их уплотняющие элементы — манжеты — не имеют прорезов, но под влиянием разности давления деформируются, что устраняет зазоры вокруг штока и по контуру прилегания к камере. Манжеты изготавливают из поликапролактама (полиамидной смолы П-68) — материала, сочетающего эластичность с высокими механическими качествами и антифрикционными свойствами. Манжеты из этого материала, применяемые в сальниках сверхвысокого давления, при давлении 150 МПа и скорости плунжера 1,12 м/с и имеют срок службы 4—6 месяцев.

Для повышения срока службы сальники сверхвысокого давления выполняются многокаскадными, с заданным распределением общего перепада давления между уплотняющими элементами

ГЛАВА 9

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И КОММУНИКАЦИИ

9.1. КОММУНИКАЦИИ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ

Схема основного газового тракта компрессорной установки представлена на рис. 3.4. Газ поступает в приемное устройство коммуникации *1*, затем очищается от механических примесей в фильтре *2* и через буферную емкость *3* всасывается в первую ступень компрессора *4*. Эта часть коммуникации называется линией всасывания установки.

Из нагнетательного патрубка первой ступени газ с более высоким давлением и температурой по межступенчатой коммуникации поступает к всасывающему патрубку второй ступени. Межступенчатые коммуникации соединяют нагнетательные патрубки предыдущих с всасывающими последующих. В них происходят охлаждение газа в холодильнике *5* и очистка от капельной жидкости в водомаслоотделителе *6*. С целью выравнивания пульсации скоростей и давлений в коммуникациях после нагнетательного и перед всасывающим патрубками обычно устанавливаются буферные емкости *3*.

После нагнетательного патрубка последней z-ступени устанавливается конечный холодильник, водомаслоотделитель и газосборник (ресивер) *7*, из которого газ поступает в сеть. Эта часть газового тракта называется линией нагнетания. Межступенчатые коммуникации входят непосредственно в состав компрессора и выполняются заводом-изготовителем. Линии всасывания и нагнетания установки очень сильно зависят от технологического процесса обслуживаемого компрессором и изготовляются по месту. При проектировании газопроводов стремятся выполнить их возможно короче (с целью снижения металлоемкости) и прямее. Размеры сечения труб находят из упрощенного уравнения неразрывности

$$F_{\text{п}} c_{\text{п}} = f_{\text{тр}} c_{\text{тр}},$$

где $F_{\text{п}}$, $c_{\text{п}}$ — площадь поршня и его средняя скорость; $f_{\text{тр}}$, $c_{\text{тр}}$ — площадь сечения трубопровода и скорость газа.

Допустимое значение $c_{\text{тр}}$ для стационарных компрессоров изменяется от 16 до 8 м/с, причем меньшие значения следует принимать на последних ступенях и для газов с большой плотностью. В транспортных машинах допускаются более высокие скорости.

Все трубопроводы конструируются с минимумом разъемных соединений для лучшей герметичности и надежности коммуникации. Разъемными выполняются только те трубопроводы, которые присоединяются к аппаратам и стандартной арматуре. Так как при работе компрессора трубопроводы коммуникаций нагре-

ваются, то необходимо учесть их удлинения и поставить компенсаторы или выбрать соответствующую форму трубопровода.

Трубопроводы установки подвергаются гидравлическим испытаниям.

9.2. МЕЖСТУПЕНЧАТЫЕ И КОНЦЕВЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ ГАЗА

Классификация газоохладителей. Охладители газа, используемые в компрессорных установках, разделяются по назначению и месту установки на межступенчатые и концевые. Первые используются для охлаждения газа между ступенями сжатия. Использование вторых обусловлено требованиями эксплуатации и техники безопасности. Снижение температуры газа в газоохладителях позволяет освободить газ от водяного конденсата и масла в специальных влагомаслоотделителях, и таким образом предотвратить обмерзание трубопроводов вне помещения компрессорной станции в зимнее время. Охлаждение газа уменьшает время нахождения масла в горячем газе, т. е. уменьшает возможность окисления масла и количество нагарообразований в трубопроводах, а, следовательно, уменьшает опасность взрыва.

Охлаждение газа в газоохладителях производят водой или воздухом. Воздушное охлаждение нашло применение в передвижных компрессорных станциях и для стационарных компрессоров в районах с высокой стоимостью воды. Применение воздушного охлаждения снижает капитальные затраты, так как при этом не требуется сооружения систем водоснабжения и канализации, охлаждающих воду градирен и насосных станций. С точки зрения компрессорного рабочего цикла, применение воздушного охлаждения может быть осуществлено, если достаточно охлаждения газа до температуры, превышающей примерно на 20° температуру окружающего воздуха.

Газоохладители различают также по типам теплообменных поверхностей. Наиболее часто используются трубчатые, пластинчатые и пластинчато-ребристые теплообменные поверхности.

Конструкции газоохладителей. Газоохладители выполняются в различных конструктивных исполнениях: кожухотрубными, элементными, типа труба в трубе; *U*-образными; змеевиковыми; секционными и радиаторными. Змеевиковые и *U*-образные газоохладители имеют гладкие трубы, остальные типы могут быть гладкотрубными и ребристо-трубными. В последнее время получили применение пластинчато-ребристые охладители, набираемые из унифицированных элементов (секций).

Конструкция компрессоров газоохладителей зависит от условий применения и, прежде всего, от давления охлаждаемого газа. Для низких давлений (3—3,5 МПа) используются преимущественно кожухотрубные, элементные, пластинчатые и пластинчато-ребристые, а для более высоких давлений — кожухотрубные, труба в трубе и *U*-образные газоохладители. Змеевиковые охладители

применяются на различные давления, главным образом, в компрессорах малой производительности.

Кожухотрубные газоохладители представляют собой пучок труб, закрепленных в трубных дисках, и заключенных в общий кожух (рис. 9.1). При низком давлении газа коэффициент тепло-

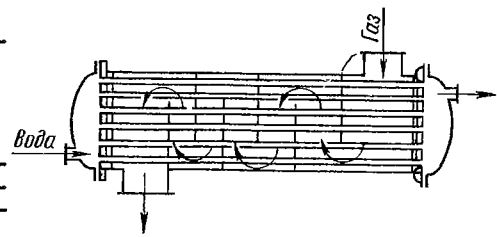
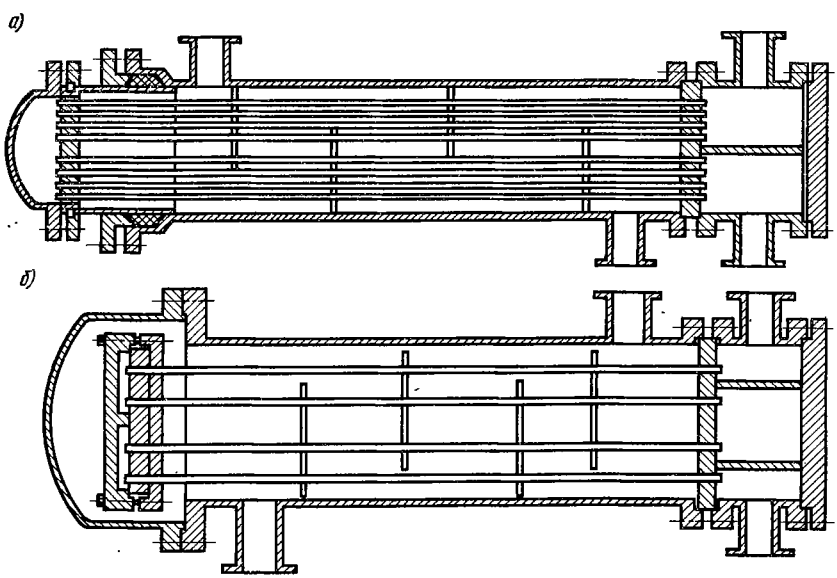


Рис. 9.1. Кожухотрубный холодильник

Рис. 9.2. Холодильники: *а* — с сальниковым компенсатором; *б* — кожухотрубный с плавающей головкой



отдачи от газа к трубе меньше, чем коэффициент теплоотдачи от трубы к воде. Поэтому воду направляют по трубам, а газ омывает трубы с внешней стороны, которая имеет большую поверхность и может быть оребренной. Коэффициент теплоотдачи от газа к трубам при поперечном обтекании выше, чем при продольном. Для осуществления поперечного тока газа в кожухотрубных охладителях устанавливают сегментные или кольцевые перегородки. При установке перегородок увеличиваются путь газа при контакте с трубами и время контакта при обеспечении соответствующих скоростей обтекания. Расстояния между перегородками выбирают в пределах $(0{,}25 \div 0{,}5)\,D$ с постепенным уменьшением к выходу газа; при дисковых перегородках расстояние между ними составляет $(0{,}1 \div 0{,}25)\,D$, где D — внутренний диаметр кожуха. Тол-

щина перегородок выбирается в пределах 5—10 мм, для того чтобы обеспечить достаточную жесткость и уменьшить износ трубок в перегородках. Для уменьшения истирания трубок о перегородки и предотвращения протечек в зазорах труба—перегородка в отверстия перегородок в некоторых случаях устанавливают резиновые или пластмассовые втулки.

Между трубным пучком и обечайкой-кожухом газоохладителя остается зазор, по которому газ может течь в обход труб и не охлаждаться. Установка боковых щитов устраняет эти протечки газа.

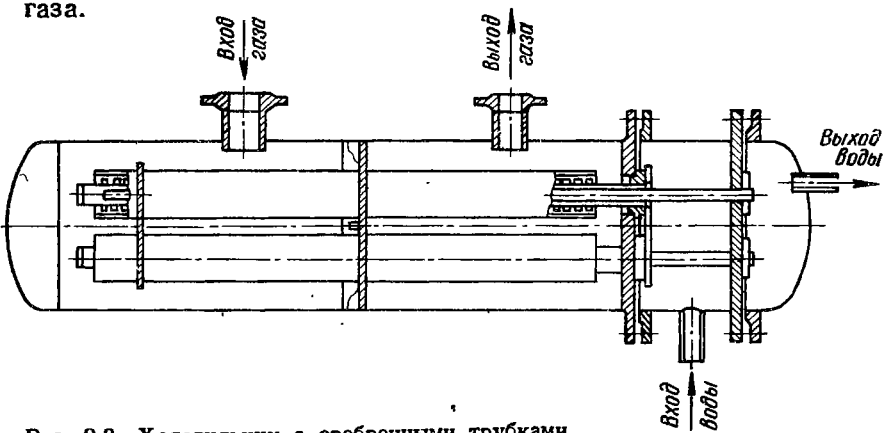


Рис. 9.3. Холодильник с оребренными трубками

В многотрубных охладителях применяют трубы с небольшим внутренним диаметром $d_1 = 12 \div 20$ мм. Малый диаметр труб увеличивает площадь теплопередающей поверхности, приходящуюся на единицу объема. В охладителях с поперечными перегородками используют гладкие или низкооребренные трубки.

Размещение труб в трубных досках кожухотрубных газоохладителей выполняют по вершинам равносторонних треугольников в шахматном порядке или по вершинам равнобедренных треугольников. Шаг между трубками $s_1 = (1{,}3 \div 1{,}5)\, d_2$, где d_2 — наружный диаметр трубки. Расположение трубок по концентрическим окружностям или в коридорном порядке (трубка под трубкой) менее эффективно при поперечном обтекании трубок газом и применяется крайне редко.

Трубки закрепляют в трубных досках развальцовкой, склейкой эпоксидными смолами, пайкой или сваркой. Трубки, внутри которых течет вода, имеют меньшую температуру, чем кожух. Эта разница в температурах приводит к различному тепловому удлинению. В случае жесткого соединения пучка труб с корпусом могут возникнуть значительные напряжения в материале труб и кожуха. Поэтому, если разность температур труб и кожуха превышает 40—50°, в газоохладителях большой длины предусматри-

вают компенсаторы тепловых расширений. Для этого трубный пучок жестко фиксируют с одной стороны, давая возможность этому пучку и кожуху расширяться независимо друг от друга (рис. 9.2).

Кожухотрубные газоохладители выполняются вертикальными и горизонтальными. Охлаждаемый газ направляют сверху вниз, а поток воды, температура которой в охладителе повышается, — снизу вверх для того, чтобы избежать свободных токов во встречном направлении.

Кожухотрубные газоохладители могут быть изготовлены из труб с продольными ребрами (рис. 9.3). В таких конструкциях необходимо обеспечить хорошее равномерное омывание труб газом. В конструкции, показанной на рисунке, для этого вокруг каждой трубы устроен направляющий поток кожух.

Вследствие пульсирующего потока газа, характерного для поршневых компрессоров, гидравлические потери в охладителе больше, чем при плавном потоке газа. Поэтому поток газа в охладителе стремятся сгладить, для чего в газоохладителе устраивают, если возможно, специальные полости, играющие роль буферных емкостей. В газоохладителе одна половина емкости кожуха служит для гашения пульсаций потока газа на входе в направляющие кожухи, другая — на выходе. Иногда в кожухотрубные газоохладители встраивают не только буферные емкости, но и влагомаслоотделители.

Кожухотрубные охладители высокого давления имеют ток газа внутри труб, так как при этом кожух не воспринимает высокого давления и его можно не делать толстостенным. С точки зрения теплопередачи, поток газа внутри трубок, где поверхность меньше, чем с внешней стороны, может быть оправдан тем, что при высоких давлениях коэффициенты теплоотдачи от газа к трубе и от трубы к воде оказываются величинами одного порядка. Большое значение с этой точки зрения имеет увеличение скорости воды, омывающей трубки.

Элементные газоохладители изготовляются вертикальными или горизонтальными. В корпусе охладителя имеются вставные теплообменные элементы, состоящие из оребренных труб с насаженными пластинчатыми ребрами или из труб с накатанными высокими ребрами (рис. 9.4). Внутри труб течет вода. Поток газа, омывающий трубки, не имеет поворотов, а на входе и выходе имеются буферные емкости, что приводит к малым гидравлическим потерям давления. В конструкции элементного охладителя важным является уплотнение теплообменного аппарата в корпусе, чтобы предотвратить протечки газа мимо охлаждающего элемента. Во избежание значительных вибраций частота свободных колебаний труб элементов не должна совпадать или быть кратной частоте вращения коленчатого вала компрессора.

Охладители типа труба в трубе применяются для высоких давлений от 4 до 150 МПа (рис. 9.5). Охладители такого типа представляют собой блок из необходимого числа секций, каждая из

которых состоит из концентрически расположенных (одна в другой) двух труб разного диаметра, и делаются противоточными. Число последовательно соединяемых секций определяется площадью необходимой теплопередающей поверхности.

Движение газа осуществляется либо в межтрубном пространстве (до давления 20 МПа), либо по внутренней трубе. В тех случаях, когда газ движется по межтрубному пространству, а вода по внутренней трубе, используют продольно-оребренные внутренние трубы. Если газ движется по внутренней трубе, то последняя

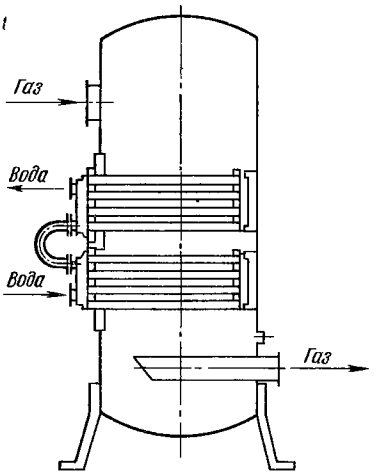
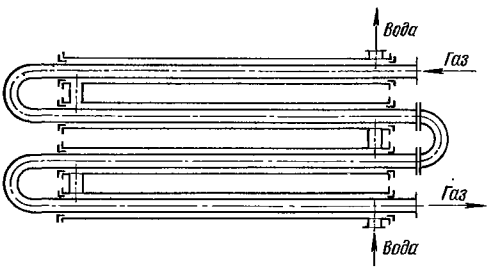


Рис. 9.4. Элементный холодильник

Рис. 9.5. Холодильник труба в трубе



выполняется гладкой. Охладители типа «труба в трубе» легко разбираются и легко чистятся, но громоздки и металлоемки.

U-образные газоохладители используются для высоких давлений. Они представляют собой разновидность кожухотрубных охладителей с потоком газа в трубах, согнутых вдвое. Такой охладитель может быть выполнен вертикальным, занимающим мало места, и очистка его в этом случае будет проста, так как трубный пучок может быть вынут вверх.

Змеевиковый газоохладитель представляет собой трубу, свернутую в змеевик, внутри которой течет газ. Змеевик омывается или потоком воздуха, подаваемым вентилятором, или водой. В последнем случае змеевик помещают в резервуар, через который протекает вода. Иногда змеевик охладителя располагается в расширенной охлаждающей рубашке цилиндра компрессора. При низких давлениях змеевиковые охладители применяются на малых поршневых компрессорах, а при высоких давлениях газа они не рациональны, так как малая скорость воды, омывающей трубки, значительно уменьшает эффективность процесса теплопередачи (скорость газа в змеевике выбирают от 10 до 30 м/с).

Газоохладители радиаторного типа применяются в компрессорах воздушного охлаждения и представляют собой пучок из

нескольких рядов труб, закрепленных в двух трубных досках, который обдувается потоком воздуха, идущим перпендикулярно трубному пучку. Трубки радиаторных охладителей делают оребренными и часто плоскоовальной формы. Скорость газа, набегающего на радиаторный охладитель, выбирается в пределах от 7 до 15 м/с. Для обеспечения более равномерного обдува всей поверхности охладителя иногда используют дефлектор. Последний особенно эффективен, если обдуваемая вентилятором площадь меньше, чем фронтальная площадь газоохладителя.

Пластинчато-ребристые теплообменники (ПРТ) нашли применение как газоохладители воздушного охлаждения при давлении

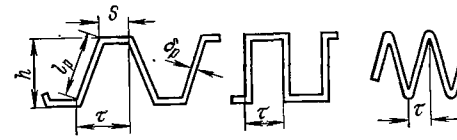


Рис. 9.6. Типы насадок в пластинчато-ребристом холодильнике

газа до 5 МПа. На рис. 9.6 показаны типы насадок ПРТ, а в таблице 9.1 приведены их характеристики. Пластинчато-ребристые теплообменники представляют собой набор унифицированных блоков, объединенных общими коллекторами подвода и отвода сжатого газа. Число блоков определяется требуемой теплопередающей площадью. Унифицированные блоки могут соединяться последовательно и параллельно. Всасываемый вентилятором воздух проходит через поперечные каналы, омывая расположенные в них ребра. Рациональная скорость охлаждающего ПРТ воздуха выбирается в пределах $w_в = 10 \div 20$ м/с. Совместная работа теплообменника с вентилятором характеризуется условием $H_в = \Delta p_1$.

Таблица 9.1

Параметры насадки	Тип насадки							
	ГЭ-6-4,86	ГЭ-4-3,62	ГТ-6-2,13	ГТ-4-1,88	ГТ-3-1,66	ГП-4-2,44	ГП-6-3,78	ГП-4-3,22
Высота ребра $h \cdot 10^{-3}$, м	6	4	6	4	3	4	6	4
Шаг ребер $\tau \cdot 10^{-3}$, м	4,9	3,93	1,55	1,55	1,55	2	3	3
Толщина ребра $S \cdot 10^{-3}$, м	1,9	2,4	0	0	0	2	3	3
Эквивалентный диаметр канала $d_э \cdot 10^{-3}$, м	4,86	3,62	2,13	1,88	1,66	2,44	3,77	3,22
Периметр канала $П_i \cdot 10^{-2}$, м	2,29	1,61	1,51	1,13	9,5	1,16	1,76	1,36
Свободное сечение на 1 м насадки $f_c' \cdot 10^{-3}$, м	5,56	3,61	5,05	3,31	2,44	3,42	5,40	3,55

Здесь $H_в$ — давление воздуха в вентиляторе; Δp_1 — сопротивление аппарата, определяемое по формуле

$$\Delta p_1 = \frac{1}{2}\rho_1 w_в^2 (1 + f_1 F_1/f_{c_1}),$$

где $w_в$ — скорость охлаждающего воздуха, м/с; ρ_1 — плотность воздуха, кг/м^3; f_1 — коэффициент, учитывающий трение; F_1 — площадь поверхности теплообмена, м^2; f_{c_1} — площадь свободного сечения теплообменника, м^2.

Величина площади свободного сечения определяется из уравнения

$$f_{c_1} = \bar{m}_1/\rho_1 W_в,$$

где $\bar{m}_1$ — расход охлаждающего воздуха, кг/с.

Для насадок с прямыми гладкими каналами любой формы, которые применяются в компрессорных ПРТ, коэффициент, учитывающий трение, определяется из уравнения

$$f_1 = 0{,}88/\mathrm{Re}^{0.25}.$$

Здесь Re — критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = W_в d_э/\nu_1,$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр насадки, м; ν_1 — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м^2/с (скорость охлаждаемого сжатого газа в ПРТ составляет 5—15 м/с).

Тепловой расчет газоохладителей. Он может быть двух типов: 1) конструкторским, который имеет своей целью определить площадь теплообменной поверхности, необходимой для охлаждения газа до заданной температуры и расход охлаждающей воды; 2) поверочным, целью которого является определение конечной температуры газа после выбранного теплообменника, т. е. при заданной поверхности теплообмена и заданном расходе воды. При конструировании компрессорных установок и компрессорных машин интерес представляет первый расчет.

Расход охлаждающей воды W (л/с) определяют, учитывая общий тепловой поток Q (Вт), который определяется по формуле

$$Q = Q_1 + Q_2,$$

где Q_1 — тепловой поток охлаждения сухого газа; Q_2 — дополнительный тепловой поток, обусловленный охлаждением и частичной конденсацией водяного пара, содержащегося в газе.

При незначительных изменениях теплоемкости газа при постоянном давлении c_p (Дж/(кг·град)) тепловой поток Q_1, определяется по формуле

$$Q_1 = mc_p (t_1 - t_2), \qquad (9.4)$$

где m — массовый расход газа через охладитель, кг/с; t_1 и t_2 — температуры газа при входе в охладитель и при выходе из него, К.

В тех случаях, когда теплоемкость газа при постоянном давлении c_p изменяется существенно, расчет ведут по зависимости (9.4),

используя среднее значение c_p или по формуле

$$Q_1 = m\,(i_1 - i_2),$$

где i_1 и i_2 — энтальпии газа на входе в охладитель и на выходе из него.

При определении i_1 принимают i_1 из адиабатного сжатия газа в предыдущей ступени, а теплоту, отводимую в цилиндре предыдущей ступени, не учитывают. Дополнительный тепловой поток Q_2 находят из уравнения

$$Q_2 = m\,[c_{p_п}\,(x_1 t_1 - x_2 t_2) + (r_п - c_в t_2)\,(x_1 - x_2)]. \qquad (9.5)$$

Здесь $c_{p_п}$ — средняя теплоемкость водяного пара при постоянном давлении, равная $1{,}88 \cdot 10^3$ Дж/(кг·град); x_1 и x_2 — абсолютная влажность газа при входе в охладитель и при выходе из него

$$x_1 = R_г p_{нп_1} \psi / R_п\,(p_0 - p_{нп} \psi);$$

$$x_2 = R_г p_{нп_2} / R_п\,(p_0 - p_{нп_2}),$$

где $R_г$ — газовая постоянная газа, $R_п = 461{,}5$ — газовая постоянная водяного пара; ψ — относительная влажность газа на всасывании в ступень перед охладителем; $p_{нп_1}$ — давление насыщенного водяного пара при температуре всасывания в ступень сжатия перед охладителем; p_0 — суммарное давление смеси; $p_{нп_2}$ — давление насыщенного водяного пара при температуре газа на выходе из охладителя; $r_п$ — удельная теплота парообразования; $c_в = 4{,}19 \cdot 10^3$ — теплоемкость воды.

Удельная теплота парообразования $r_п$ зависит от температуры и давления и может быть взята из теплотехнических справочников [6]. При расчетах газоохладителей поршневых компрессоров можно принимать $r_п = 2{,}5 \cdot 10^6$ Дж/кг [33].

Дополнительный тепловой поток Q_2 следует учитывать в газоохладителях после I-й и II-й ступеней сжатия. В газоохладителях после III-й ступени сжатия тепловой поток Q_2 значительно меньше, а в газоохладителях после последующих ступеней сжатия значения Q_2 так малы, что в расчетах не учитываются.

Определение теплового потока Q_2 по формуле (9.5) проводят при точных расчетах. В приближенных расчетах газоохладителей поршневых компрессоров можно принять $Q_2 = (0{,}1—0{,}12)\,Q_1$. Необходимый расход охлаждающей воды W (л/с) через газоохладитель составляет

$$W = Q / c_в\,(\tau_2 - \tau_1),$$

где τ_1 и τ_2 — температуры воды на входе и выходе из газоохладителя, К.

Температуру воды τ_2 после охладителя принимают исходя из экономичного нагрева воды в охладителях $\Delta\tau = \tau_2 - \tau_1$, который лежит в пределах (15—20) К. При этом необходимо учитывать, что при $\tau_2 > 313$ К в случае жесткой воды происходит значи-

тельное выделение солей и отложение их в виде накипи на стенках труб, что ухудшает теплопередачу.

Определение необходимой поверхности теплообмена производится из уравнения

$$dq_i = k_i (t_i - \tau_i) dF_i, \tag{9.6}$$

где dq_i — элементарное количество теплоты, передаваемое через элемент поверхности dF_i в единицу времени при коэффициенте теплопередачи k, температуре охлаждаемого газа t_i и температуре охлаждающей воды τ_i.

Температуры t_i и τ_i, а также k_i изменяются вдоль по потоку газа. Интегрирование уравнения (9.6) представляет значительную трудность и возможно только в простейших случаях. При расчете теплообменных аппаратов, как правило, за искомую поверхность принимают ту, у которой коэффициент теплопередачи меньше.

В расчетах газоохладителей поршневых компрессоров делают допущение, что коэффициент теплопередачи k по всей поверхности теплообмена постоянен, тогда расчет можно производить по известной в теории теплообмена формуле [35] для теплообменных аппаратов

$$Q = kF\,\Delta t_{\text{ср}}, \tag{9.7}$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур охлаждаемого газа и охлаждающей воды (средний температурный напор), определяемая с учетом характера их изменения; k — коэффициент теплопередачи; F — поверхность теплообмена.

Для тонкостенных гладких трубок, у которых отношение наружного диаметра к внутреннему $d_2/d_1 \leqslant 1{,}2$, применима зависимость, полученная в теории теплообмена для коэффициента теплопередачи k через плоскую стенку, определяемая по формуле

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_{\text{тр}}/\lambda_{\text{тр}} + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}, \tag{9.8}$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях трубы; $\delta_{\text{тр}}$ и δ — толщина стенки трубы и слоя загрязнения; $\lambda_{\text{тр}}$ и λ — коэффициенты теплопроводности материала трубы и слоя загрязнения.

В тонкостенных трубах, применяемых в компрессоростроении, значения $\delta_{\text{тр}}/\lambda_{\text{тр}}$ и δ/λ малы и ими можно пренебречь. Тогда, если известны α_1 и α_2, необходимая поверхность теплообмена может быть найдена для тонкостенных гладких труб по формуле

$$F = \frac{Q}{k\,\Delta t_{\text{ср}}} = \frac{Q}{(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2)\,\Delta t_{\text{ср}}}. \tag{9.9}$$

Значение теплового потока Q определяется по уравнению (9.3).

Для толстостенных труб при $\alpha_2/\alpha_1 > 1{,}2$, формула (9.8) не применима. В этом случае используют линейный (отнесенный

к одному метру длины трубы) коэффициент теплопередачи $k_{l_{тр}}$, который представляет собой количество теплоты, переданной через стенку единицы длины трубы в единицу времени от газа к жидкости при разности температур между ними в один градус. При этом определению подлежит не величина теплопередающей поверхности, а длина трубы, необходимая для обеспечения передачи заданного количества теплоты.

В компрессоростроении принято при расчете охладителей газа определять по допустимым скоростям газа площадь необходимого проходного сечения, по которому находятся число труб z в пучке и внутренний диаметр труб d_1, а затем по тепловому потоку Q находить длину L трубного пучка. Тогда уравнение (9.7) преобразуется и будет иметь вид

$$Q = k_{l_{тр}} z L \, \Delta t_{ср},$$

а длина трубного пучка, м

$$L = Q/k_{l_{тр}} z \, \Delta t_{ср}. \qquad (9.10)$$

Линейный коэффициент теплопередачи $k_{l_{тр}}$ для гладкой трубы с учетом ее загрязнений

$$k_{l_{тр}} = \frac{\pi d_1}{1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_{тр} d_1/\lambda_{тр} d_{ср} + [(1/\alpha_2 + \delta_2/\lambda_2) d_1]/d_2}, \qquad (9.11)$$

где δ_1 и δ_2 — толщина слоев загрязнения внутри и снаружи трубы; λ_1 и λ_2 — коэффициенты теплопроводности загрязняющих трубу слоев на внутренней и внешней поверхностях трубы; $d_{ср}$ — средний диаметр трубы.

Тепловое сопротивление стенки трубы играет роль только в газоохладителях высокого давления, когда стенки труб достаточно велики. При расчете газоохладителей низкого и среднего давления членом $\delta_{тр} d_1/\lambda_{тр} d_{ср}$ в уравнении (9.11) можно пренебречь. Значениями δ_1 и δ_2 обычно задаются, исходя из накопленного опыта эксплуатации газоохладителей, величины λ_1, λ_2 и $\lambda_{тр}$ находят по справочным данным в литературе. Некоторые рекомендации будут даны ниже.

Таким образом, расчет величины необходимой теплообменной поверхности F по формуле (9.9) или длины трубного пучка L по уравнениям (9.10) и (9.11) сводится к определению входящих в эти зависимости коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 и среднего температурного напора $\Delta t_{ср}$.

Особенности определения коэффициента теплопередачи оребренных труб заключаются в следующем [33].

Значение линейного коэффициента теплопередачи $k_{l_{тр}}$ для оребренной трубы определяется формулой

$$k_{l_{тр}} = \frac{\pi d_1}{1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + (\delta_{тр}/\lambda_{тр})(d_1/d_{ср}) + (1/\alpha_2 + \delta_2/\lambda_2) \pi d_э/f_{экв}}. \qquad (9.12)$$

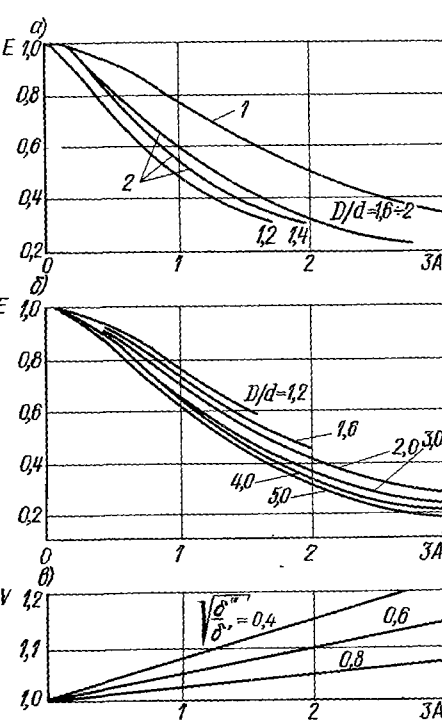


Рис. 9.7. Коэффициенты эффективности ребер E: *а* — для квадратных ребер; *б* — для круглых ребер; *в* — поправочный коэффициент

Здесь $f_{экв}$ — площадь эквивалентной поверхности,

$$f_{экв} = f_{труб} + Ef_{реб},$$

где $f_{труб}$ — площадь внешней поверхности трубы между ребрами на 1 м длины трубы; $f_{реб}$ — поверхность ребер на 1 м длины трубы; E — коэффициент эффективности ребер, определяемый по рис. 9.7 в зависимости от комплекса $A = \beta h$ (h — высота ребра).

Коэффициент эффективности насадки определяется по формуле

$$\beta = \sqrt{\frac{2}{(1/\alpha_{реб} + \delta_2/\alpha_2)\,\delta_{реб}\lambda_{реб}}},$$

где $\alpha_{реб}$ — коэффициент теплоотдачи на поверхности ребра; $\delta_{реб}$ — толщина ребра; $\lambda_{реб}$ — коэффициент теплопроводности материала ребра.

В качестве параметра при определении E служит отношение $D_{реб}/d_2$, где $D_{реб}$ — внешний диаметр круглого ребра или сторона квадрата у квадратных ребер (рис. 9.7, *а*). Зависимость E от комплекса A при $D_р/d_2 = 1$ может быть также использована для нахождения коэффициента эффективности ребер у труб с продольными ребрами.

В случае круглых ребер, получаемых методом накатки, определение E проводится аналогично, но $\delta_{реб}$ принимается равной $\delta_{реб} = (\delta' + \delta'')/2$, а величина E, найденная по рис. 9.7, *б*, корректируется умножением на поправочный коэффициент ϑ, определяемый по рис. 9.7, *в*.

Средний температурный напор $\Delta t_{ср}$ процесса теплопередачи зависит от ряда факторов: начальных и конечных температур охлаждающей и охлаждаемой жидкостей (газов), характера изменения температур охлаждающей и охлаждаемой жидкостей (газов), схемы движения потоков их и т. д. В настоящее время нет общего точного аналитического решения задачи по определению среднего температурного напора $\Delta t_{ср}$. Имеются частные решения этой задачи, в том числе для противоточной схемы движения теплоносителей — уравнение Грасгофа, которое справедливо для противо-

тока в простейшем случае, когда теплота передается через стенки одной трубы

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_1 - \tau_2) - (t_2 - \tau_1)}{\ln [(t_1 - \tau_2)/(t_2 - \tau_1)]}, \qquad (9.13)$$

и применяется для расчетов противоточных газоохладителей типа «труба в трубе».

Применяемые в компрессорных установках газоохладители часто имеют более одной трубы и сложные схемы движения газа и охлаждающей воды. Определение среднего температурного напора для них возможно двумя путями.

Первый способ определения $\Delta t_{ср}$ заключается в введении поправки к уравнению Грасгофа (9.13):

$$\Delta t_{ср} = \varepsilon_{\Delta t} \frac{(t_1 - \tau_2) - (t_2 - \tau_1)]}{\ln [(t_1 - \tau_2)/(t_2 - \tau_1)]},$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ — поправочный коэффициент, зависящий от температур теплоносителей на входе в охладитель и на выходе из него и взаимной ориентации направлений потоков охлаждаемой и охлаждающей жидкостей (газов).

Физический смысл поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ заключается в том, что она показывает во сколько раз количество теплоты, перешедшей от одного теплоносителя к другому в рассматриваемом теплообменнике, отличается от количества теплоты, прошедшей через стенки единичной трубы при противоточном движении теплоносителей, при одинаковых теплообменных поверхностях и коэффициентах теплопередачи.

Значения поправочных коэффициентов $\varepsilon_{\Delta t}$ представляются графически в зависимости от безразмерных комплексов R и P, т. е. $\varepsilon_{\Delta t} = f(R, P)$, где

$$R = (t_1 - t_2)/(\tau_2 - \tau_1), \quad P = (\tau_2 - \tau_1)/(t_1 - \tau_1).$$

Графические зависимости $\varepsilon_{\Delta t}$ от R и P для наиболее часто встречающихся схем компрессорных газоохладителей представлены на рис. 9.8.

Второй способ определения $\Delta t_{ср}$, рекомендованный для расчета компрессорных газоохладителей РТМ 26-12-10-75, использует формулу

$$\Delta t_{ср} = (\theta_1 - \theta_2)/\ln(\theta_1/\theta_2). \qquad (9.14)$$

Здесь θ_1 и θ_2 — наибольшая и наименьшая разности температур

$$\theta_1 = \theta_{са} + 0{,}5\,\Delta T; \quad \theta_2 = \theta_{са} - 0{,}5\,\Delta T,$$

где $\theta_{са}$ — среднеарифметическая разность температур потоков, °С; ΔT — характеристическая разность температур потоков, °С. Среднеарифметическая разность температур потоков

$$\theta_{са} = (t_1 + t_2)/2 - (\tau_1 + \tau_2)/2 = t_1 - \tau_1 - 0{,}5\,(\Delta t + \Delta\tau),$$

где $\Delta t = t_1 - t_2$; $\Delta\tau = \tau_2 - \tau_1$.

Характеристическая разность температур потоков учитывает отклонение от противоточности и подсчитывается по формуле

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t + \Delta\tau)^2 - 4\chi\,\Delta t\,\Delta\tau},$$

где χ — индекс противоточности, представляющий собой отношение водяного эквивалента поверхности при противотоке к полному водяному эквиваленту поверхности.

Численные значения индексов противоточности χ приведены в [33]. При противотоке $\chi = 1$, формула (9.14) превращается в уравнение Грасгофа (9.13).

Газоохладители компрессоров проектируют таким образом, чтобы температура t_2 охлажденного газа превышала на 5—8 К тем-

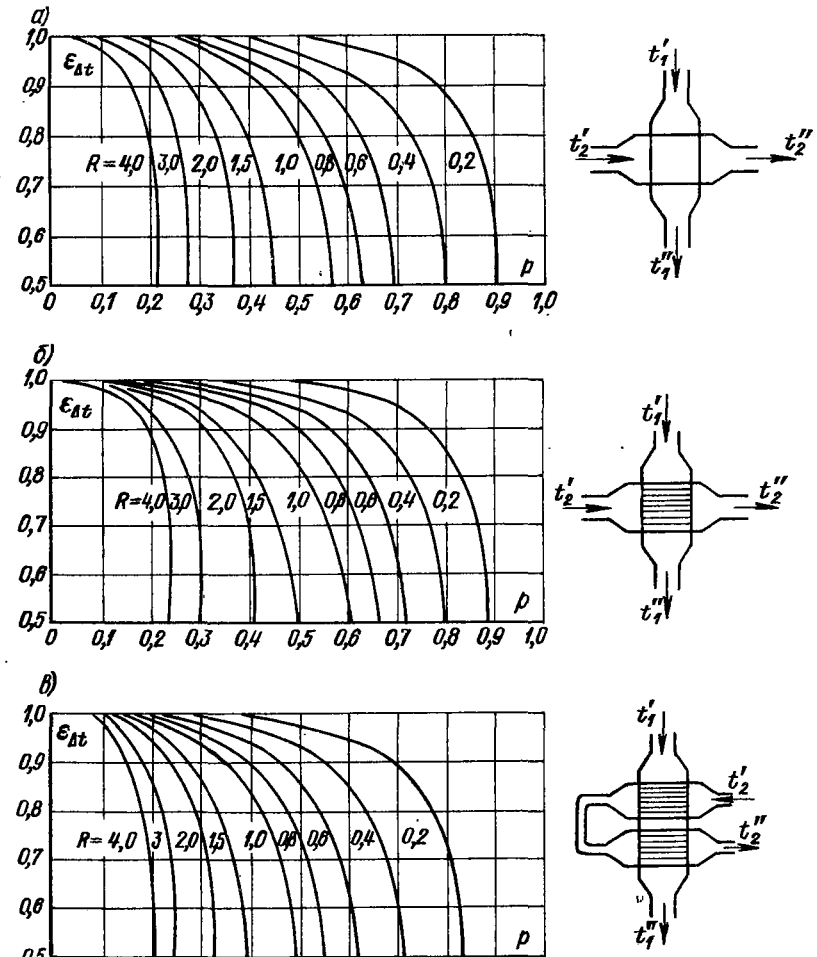
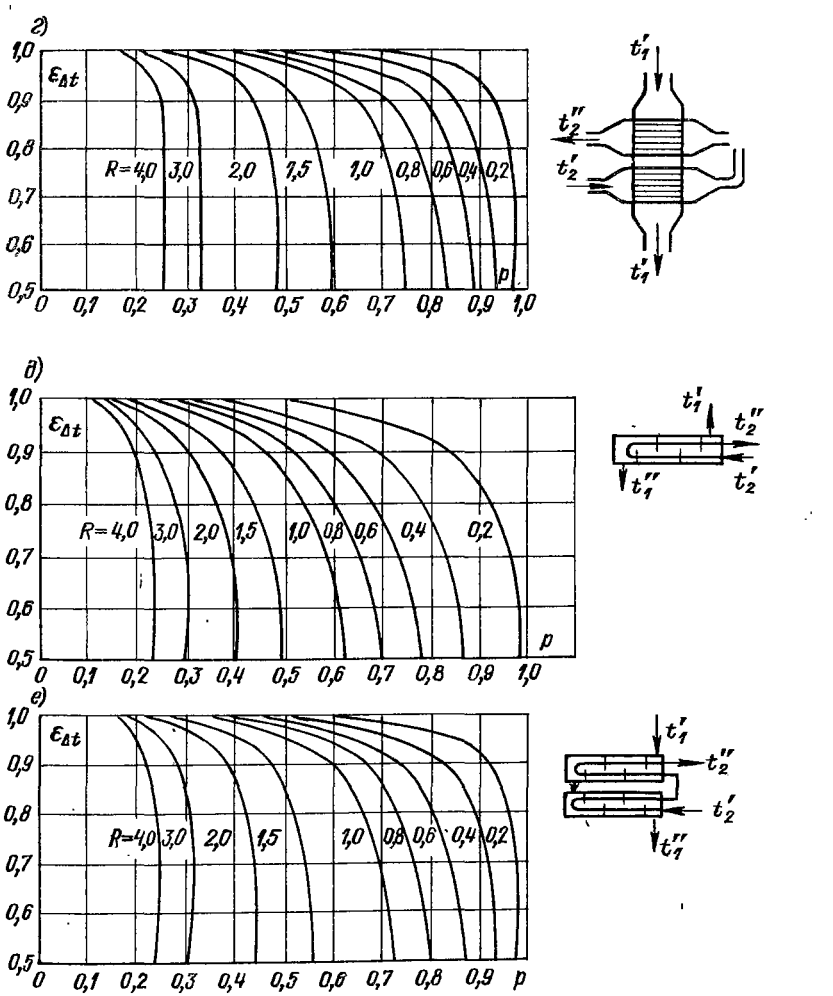


Рис. 9.8. К определению

пературу входящей в охладитель охлаждающей воды. Меньшее значение выбирается для газоохладителей стационарных компрессоров. Для газоохладителей с воздушным охлаждением температуру охлажденного сжатого газа принимают на 15—20 К выше температуры охлаждающего воздуха.

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 находят через критерий Нуссельта Nu, который представляет собой безразмерный коэффициент теплоотдачи:

$$\mathrm{Nu} = \alpha d_э/\lambda, \qquad (9.15)$$



коэффициента k_0

где $d_э$ — характерный размер канала, равный эквивалентному диаметру канала.

Зависимость для определения α получают из уравнения (9.15):

$$\alpha = \lambda/d_э \, \mathrm{Nu}. \qquad (9.16)$$

Значение критерия Nu определяется по полуэмпирическим зависимостям, полученным на основании теории подобия и анализа размерностей:

для ламинарного течения

$$\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, \mathrm{Gr}, \mathrm{Pr}_{ст});$$

для турбулентного течения

$$\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, \mathrm{Pr}_{ст}).$$

Здесь Re — критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = w d_э/\nu = w d_э \rho/\mu; \qquad (9.17)$$

Pr — критерий Прандтля при температуре потока

$$\mathrm{Pr} = \nu/a = \mu c_p/\lambda, \qquad (9.18)$$

где $a = \lambda/c_p\rho$ — коэффициент температуропроводности, м²/с;
Gr — критерий Грасгофа

$$\mathrm{Gr} = g_э^3 \beta_t (t_{ст} - t)/\nu^2; \qquad (9.19)$$

$\mathrm{Pr}_{ст}$ — критерий Прандтля при температуре стенки, которая определяется экспериментально.

В уравнениях 9.17—9.19 приняты следующие обозначения: w — скорость жидкости; $d_э$ — эквивалентный диаметр; ν — кинематическая вязкость жидкости; μ — динамическая вязкость жидкости; ρ — плотность жидкости; λ — коэффициент теплопроводности жидкости; g — ускорение свободного падения; $t_{ст}$ — температура стенки; t — температура жидкости; β_t — коэффициент объемного расширения жидкости, $К^{-1}$.

Значения ν, μ, λ и β_t находятся по справочникам или в литературе.

Скорость воды в газоохладителях выбирают в пределах 1—2 м/с. Для охладителей «труба в трубе» допускается повышение скорости воды, и она принимается в пределах $\omega_в$ = 1,5—3 м/с.

Скорость газа w подсчитывают по формуле

$$w = \bar{m}/\rho f_{хол},$$

где $f_{хол}$ — площадь проходного сечения для газа в охладителе, м².

В случае пучка труб скорость газа определяется для самого узкого сечения.

Эквивалентный диаметр канала $d_э$ определяют по следующим формулам.

При движении потока в круглых трубах

$$d_э = d_1,$$

где d_1 — внутренний диаметр трубы.

При движении потока в канале с неправильной формой сечения

$$d_э = 4f/П,$$

где f — площадь поперечного сечения канала; П — периметр сечения.

При движении потока в кольцевом канале охладителя типа «труба в трубе»

$$d_э = D_1 - d_2,$$

где D_1 — внутренний диаметр наружной трубы; d_2 — наружный диаметр внутренней трубы, м.

При движении потока поперек пучка оребренных труб

$$d_э = s,$$

где s — шаг ребер.

При движении потока в кольцевом зазоре вдоль поперечно-оребренной трубы

$$d_э = D_1 - D_{реб},$$

где D_1 — внутренний диаметр наружной трубы; $D_{реб}$ — наружный диаметр оребренной трубы с учетом ребер.

При турбулентном течении газа или воды ($Re = 1.10^4 — 5.10^6$) по трубам и каналам или вдоль труб критерий Nu определяется по формуле М. А. Михеева [23]

$$Nu = 0{,}021\, Re^{0{,}8} Pr^{0{,}43} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}. \quad (9.20)$$

Для газов может быть упрощено до вида

$$Nu = 0{,}021\, Re^{0{,}8} Pr^{0{,}43}. \quad (9.21)$$

Для воздуха, когда $Pr = 0{,}69$, уравнение 9.20 превращается в более простое уравнение [33]:

$$Nu = 0{,}019 Re^{0{,}8}. \quad (9.22)$$

Отношение $(Pr/Pr_{ст})$ в уравнении 9.20 учитывает влияние направления теплового потока на теплоотдачу. Формулы 9.20—9.22 следует применять для труб с отношением $l/d_1 > 50$, где l — длина трубы. При меньших значениях l/d_1 получаются заниженные результаты. В точных расчетах, в этом случае, необходимо в формулу 9.20 вводить поправочный коэффициент.

При ламинарном движении воды по трубе пользуются зависимостью

$$Nu = 0{,}17\, Re^{0{,}33} Pr^{0{,}43} Gr^{0{,}1} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}.$$

Теплоотдача при переходном режиме течения жидкостей в трубе ($2200 < Re < 10\,000$) изучена плохо, и примерное значение критерия может быть найдено по формуле М. А. Михеева

$$Nu = K_0\, Pr^{0{,}43} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}, \quad (9.23)$$

где K_0 — коэффициент, учитывающий влияние Re на интенсивность теплоотдачи (рис. 9.9).

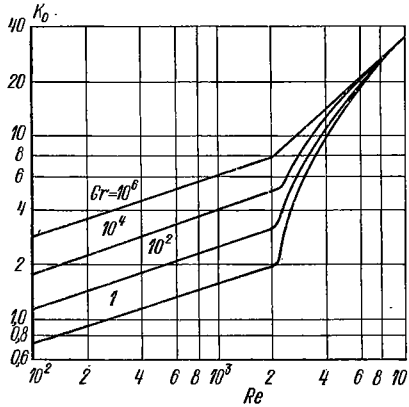


Рис. 9.9. Зависимость k_0 при ламинарном и переходном режимах течения от числа Рейнольдса

При использовании уравнения 9.23 критерий Грасгофа Gr берется в качестве параметра.

При движении газа в спиральной змеевиковой трубке возникает центробежный эффект, вызывающий вторичную циркуляцию. Поэтому коэффициент теплоотдачи в спиральном змеевике выше, чем в прямой трубе на $\varepsilon_r = 1 + 1{,}77\, d_1/R_{зм}$, где d_1 — внутренний диаметр трубы; $R_{зм}$ — средний радиус змеевика. Однако чаще всего для змеевиковых газоохладителей теплоотдача к воде определяется свободным движением последней, так как змеевик, как правило, помещается в полость с водой, имеющей незначительную скорость, а коэффициент теплоотдачи в этом случае может быть определен по формуле [33]:

$$\alpha = C\,(\Delta\tau_w/d_2)^{0.25},$$

где $\Delta\tau_w$ — средняя разность температур внешней стенки трубы и воды, К; d_2 — внешний диаметр трубы, м; C — коэффициент, зависящий от $\Delta\tau_w$.

Значения $\Delta\tau_w$ и C приведены ниже:

Средняя разность температур внешней стенки трубы и воды $\Delta\tau_w$, К	0	20	40	60	80
Коэффициент, C	60	96	128	153	176

Величина $\Delta\tau_w$ определяется методом перебора таким образом, чтобы соответствовать проверке, которая производится по формуле

$$\Delta\tau_w = \frac{\Delta t_{ср}}{\alpha_2 d_2/\alpha_1 d_1 + 1}.$$

При течении газа вдоль трубы с продольными прерывистыми ребрами значение Nu подсчитывается как

$$Nu = 0{,}06\,Re^{0.78}Pr^{0.43}\,(d_2/l_{реб})^{0.164}. \qquad (9.24)$$

где $l_{реб}$ — длина ребра между поперечными прорезами.

При поперечном (под углом $\psi = 90°$) омывании газом пучка гладких труб, расположенных в шахматном порядке, коэффициент теплоотдачи α находят по числу Nu, определяемому по уравнению

$$Nu = 0{,}334\,C_z\,Re^{0.6}Pr^{0.33}\,[(s_1 - d_2)/(s_2 - d_2)]^{0.25}, \qquad (9.25)$$

где s_1 — фронтальный шаг (в направлении, перпендикулярном потоку); s_2 — диагональный шаг; d_2 — наружный диаметр труб; C_z — коэффициент, зависящий от числа рядов труб z. Численные значения C_z и z даны ниже:

Число рядов z	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Коэффициент C_z	0,77	0,83	0,87	0,9	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00

В качестве характерного определяющего размера принят внешний диаметр труб d_2, а характерная скорость определяется в самом узком сечении.

Формула 9.24 может быть использована для определения числа Nu при $(s_1 - d_2)/(s_2 - d_2) \geqslant 0{,}7$. В тех случаях, когда поток газа набегает на трубный пучок под углом ψ, отличным от 90° более чем на 10°, следует полученное по уравнению (9.25) значение Nu умножить на коэффициент ε_ψ, численные значения которого даны ниже:

Угол ψ, °	70	60	50	40	30	20	10
Коэффициент ε_ψ	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Для кожухотрубных газоохладителей с перегородками угол ψ считают равным углу между прямой, соединяющей средние точки проходов, оставленных двумя смежными перегородками, и осью пучка труб.

При поперечном обтекании газом пучка труб с поперечными ребрами величина Nu определяется формулой Э. С. Карасиной

$$\mathrm{Nu} = C_\text{к}\,\mathrm{Re}^{0{,}65}\mathrm{Pr}^{0{,}33}\,(s_\text{р}/d)^{0{,}54}\,(s_\text{р}/h)^{0{,}14}, \qquad (9.26)$$

где d — диаметр трубы у основания ребер; s — шаг ребра; h — высота ребра; $C_\text{к}$ — опытный коэффициент для труб с круглыми ребрами — 0,215 и для труб с прямоугольными ребрами 0,197.

Приведенные значения коэффициента $C_\text{к}$ даны с учетом неравномерности теплоотдачи на поверхности ребра. Формула (9.26) справедлива для $\mathrm{Re} = 3 \cdot 10^3 - 25 \cdot 10^3$ и $d_2/s_\text{р} = 3 \div 4{,}8$ [33].

При движении газа вдоль гофрированных пластин в пластинчатых газоохладителях используется зависимость

$$\mathrm{Nu} = C_\text{г}\mathrm{Re}^{0{,}73}\mathrm{Pr}^{0{,}43}\,(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_\text{ст})^{0{,}25}, \qquad (9.27)$$

где $C_\text{г}$ — коэффициент, учитывающий положение гофр (для прямых гофр — $C_\text{г} = 0{,}097$, для гофр «в елочку» $C_\text{г} = 0{,}135$).

Для пластинчато-ребристых теплообменников рекомендуются следующие зависимости для расчета Nu [1]:
при Re от $2 \cdot 10^3$ до $1 \cdot 10^4$ и d_2/l от 0,01 до 0,1

$$\mathrm{Nu} = 0{,}03\,\mathrm{Re}^{0{,}813}\,(d_2/l)^{0{,}2}, \qquad (9.28)$$

где l — длина канала, м;

[1] Формулы для расчета ПРТ предоставлены автору канд. техн. наук П. Мильштейном.

при Re от $1{,}8 \cdot 10^3$ до $5 \cdot 10^6$

$$Nu = 0{,}02\,Re^{0{,}8}Pr^{0{,}43}$$

и при $Re < 1800$

$$Nu = 1{,}5\,(RePr\,d_э/l)^{0{,}33}.$$

Определение коэффициента теплоотдачи α по уравнению 9.16 через критерий Nu, который в свою очередь находится по уравнениям (9.20)—(9.23) и (9.24)—(9.28), относится к сухому газу. В случае влажного газа интенсивность теплоотдачи увеличивается, а коэффициент теплоотдачи α для влажного газа будет в $\varepsilon_{вл}$ раз больше. Способ расчета коэффициента $\varepsilon_{вл}$ изложен в [33].

Учет влияния загрязнений теплопередающей поверхности на процесс теплопередачи особенно важен при высоких значениях α_1 (со стороны газа), что имеет место при высоких давлениях. В уравнениях (9.11) и (9.12) для определения коэффициента теплопередачи влияние загрязненнй учитывается комплексами δ_1/λ_1 и δ_2/λ_2. В практических расчетах отношения δ_1/λ_1 и δ_2/λ_2 заменяют значениями тепловых сопротивлений Ω_1 и Ω_2. Тогда уравнение для определения коэффициента теплопередачи примут вид:

для гладкой трубы

$$k_{l_{тр}} = \frac{\pi d_1}{1/\alpha_1 + \Omega_1 + \delta_{тр} d_1/\lambda_{тр}\, d_{ср} + (1/\alpha_2 + \Omega)\, d_1/d_2},$$

и для ребристой трубы

$$k_{l_{тр}} = \frac{\pi d_1}{1/\alpha_1 + \Omega_1 + \delta_{тр} d_1/\lambda_{тр} d_{ср} + (1/\alpha_2 + \Omega_2)\, \pi d_1/f_э}.$$

Средние значения тепловых сопротивлений $\Omega \cdot 10^4$ ($м^2 \cdot град/Вт$) загрязнений следует принимать для накипи (слой 0,5 мм) — 2,8, для ржавчины (слой 0,5 мм) — 4,3 и для масла (слой 0,1 мм) до 7,2.

Гидравлический расчет газоохладителей. При течении газа и воды в газообменниках возникают сопротивления, препятствующие движению. На преодоление этих сопротивлений затрачивается энергия, которая пропорциональна потере давления Δp, связанной с потерями мощности. Мощность, теряемая в газоохладителях стационарных компрессоров, не должна превышать 1,5 %, а передвижных — 3 % от мощности предшествующей газоохладителю ступени сжатия.

Задачей гидравлического расчета газоохладителей является определение потерь давления Δp, которые нужны не только для определения потерь мощности, но и для оценки рациональности конструкции аппарата и оценки правильности выбора скоростей газа и воды в данной конструкции охладителя. При определении полной потери давления Δp в технических расчетах принято суммировать отдельные потери. Такой метод расчета основан на допущении, что полное сопротивление последовательно расположенных элементов равно сумме их отдельных сопротивлений. Расчеты потерь давления Δp в газоохладителях компрессоров также основаны на этом допущении. Однако следует помнить, что в действи-

тельности это не так. В частности, сопротивление прямого участка трубы за поворотом значительно выше, чем сопротивление такого же участка трубы перед поворотом. Точный расчет взаимного влияния последовательных сопротивлений в настоящее время не разработан.

Потери давления в газоохладителях обусловлены сопротивлением трения газа о стенки каналов, зависящим от физических свойств газа, его скорости, от качества поверхности и размеров канала, а также от местных сопротивлений.

Сопротивление трения газа в практических расчетах определяется по формуле

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} l \omega^2 \rho / 2 d_э, \qquad (9.29)$$

где ω — средняя скорость газа; ρ — плотность газа; l — длина канала или трубы; $d_э$ — эквивалентный диаметр канала; $\lambda_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения.

При ламинарном течении ($Re \leqslant 2320$) воды в трубах охладителей, коэффициент сопротивления трения определяется по формуле Пуазейля

$$\lambda_{тр} = A/Re,$$

где A — постоянная, которая зависит от формы сечения канала. Значения A для некоторых применяемых в компрессоростроении гладких каналов приведены ниже:

Форма сечения канала	квадратная	кольцевая	эллиптическая при a/b (a — малая полуось, b — большая полуось)			
			0,3	0,5	0,7	1
Постоянная A	57	96	73	68	65	64

При турбулентном режиме движения потока в гладком канале для $Re = 3 \cdot 10^3 — 1 \cdot 10^5$ коэффициент сопротивления трения определяется по формуле Блазиуса

$$\lambda_{тр} = 0{,}3164/Re^{0.25}, \qquad (9.30)$$

а для $Re = 1 \cdot 10^5 — 1 \cdot 10^8$ — по формуле Никурадзе

$$\lambda_{тр} = 0{,}0032 + 0{,}221/Re^{0.237}. \qquad (9.31)$$

Следует отметить, что формулы (9.29)—(9.31) предназначены для потока с постоянной температурой в гладких каналах. Уточнение коэффициента сопротивления трения с учетом неизотермичности может быть произведено перемножением значений $\lambda_{тр}$, полученных по уравнениям (9.29)—(9.31) на комплекс $Pr/Pr_{ст}^{0.33}$, где $Pr_{ст}$ — число Прандтля, подсчитанное при температуре стенки канала. При течении газа по каналам газоохладителя следует определять $\lambda_{тр}$ с учетом шероховатости стенок. При движении газа вдоль труб с продольными ребрами справедлива зависимость

$$\lambda_{тр} = 0{,}15\, Re^{-0.068} (d_э/l_р)^{0.212},$$

где $l_р$ — длина ребра между поперечными прорезями, м.

При движении потока вдоль пластинчатой поверхности применима формула

$$\lambda_{тр} = 2\,\mathrm{Re}^{-0,25},$$

а при движении потока вдоль пластинчато-ребристой поверхности для непрерывных ребер

$$\lambda_{тр} = 0{,}26\,\mathrm{Re}^{-0,21}$$

и для прерывистых ребер

$$\lambda_{тр} = 0{,}48\,\mathrm{Re}^{-0,085}.$$

Местные сопротивления приводят к потере давления $\Delta p_м$, Па

$$\Delta p_м = \zeta_м \rho w^2/2,$$

где $\zeta_м$ — коэффициент местного сопротивления.

Значения $\zeta_м$ наиболее часто встречающихся местных сопротивлений даны в [33].

Коэффициенты местных сопротивлений газоохладителей $\zeta_м$

Удара и поворота во входной и выходной камерах	1,5
Поворот на 180° из одной секции в другую через колено	2,0
Входа в межтрубное пространство перпендикулярно трубам	1,5
Поворота на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
Выхода из межтрубного пространства перпендикулярно трубам	1,0

При поперечном омывании пучков труб сопротивление можно рассматривать как сумму местных сопротивлений сужений и расширений. Сопротивление трения в этом случае незначительны, и их не учитывают. Для определения коэффициента $\zeta_м$ гладкотрубного пучка можно использовать формулы:
для шахматных пучков при $s_1/d_2 < s_2/d_2$

$$\zeta_м = (4 + 6{,}6m)\,\mathrm{Re}^{-0,28};$$

для шахматных пучков при $s_1/d_2 \geqslant s_2/d_2$

$$\zeta_м = (5{,}4 + 3{,}4m)\,\mathrm{Re}^{-0,28};$$

для коридорных пучков

$$\zeta_м = (6 + 9m)\,(s_1/d_2)^{-0,23}\,\mathrm{Re}^{-0,28},$$

где m — число рядов труб в пучке; d_2 — наружный диаметр трубок; s_1 — фронтальный шаг между осями труб; s_2 — шаг между осями труб по ходу потока.

В этих формулах скорость отнесена к самому узкому сечению в пучке, а Re определяется по средней температуре газового потока.

В случае поперечного омывания газом труб с круглыми или квадратиыми ребрами $\zeta_м$ рекомендуется определять по зависимости

$$\zeta_м = 2{,}7m\,(h/d_2)^{0{,}45}\,(u/d_2)^{-0{,}72}\,\mathrm{Re}^{-0{,}24}, \qquad (9.32)$$

где m — число рядов труб в пучке; h — высота ребер; u — свободное расстояние между ребрами; Re — число Рейнольдса, подсчитанное по скорости газа в самом узком месте и при температуре стенки трубы.

Формула 9.32 применима при $\mathrm{Re} = (1 \div 6)\,10^4$, $u/d_2 = 0{,}15 \div 0{,}23$ и $h/d_2 = 0{,}25$—$0{,}5$.

Значения ζ для других конфигураций трубных пучков можно найти в специальной литературе [23], [35].

Особый случай представляет определение потерь давления в кожухотрубном газоохладителе с поперечными перегородками. Сопротивление теплообменной частн такого охладителя находится как сумма сопротивлений в трубных пучках между перегородками и при огибании перегородок. М. И. Френкель [33] рекомендует определять коэффициент местного сопротивления сразу для всех проходов между перегородками по формуле

$$\zeta_{м_з} = 2\,(m+1)\,n\,\mathrm{Re}^{-0{,}27}, \qquad (9.33)$$

где m — число рядов труб в пучке; n — число поперечных ходов газа между перегородками.

Местные сопротивления при огибании перегородок на 180° могут быть найдены по ранее приведеиным рекомендациям; $\zeta_{м_з}$ и Re в формуле (9.33) относятся к скорости газа в наиболее узком месте.

Потери давления газа Δp в охладителе подсчитываются как сумма потерь давления на входе $\Delta p_{вх}$, в теплообменной части $\Delta p_{то}$ и на выходе $\Delta p_{вых}$

$$\Delta p = \Delta p_{вх} + \Delta p_{то} + \Delta p_{вых}.$$

Так, в газоохладителе элементного типа потери иа входе $\Delta p_{вх}$ обусловлены внезапным расширеиием и поворотом потока газа; потери на выходе $\Delta p_{вых}$ — поворотом и внезапным сужением (при входе в трубу) потока и трением в отводной трубе; потери в теплообменной части $\Delta p_{то}$ — входом в первый трубный пучок, потерями при течении в нем, выходом из этого пучка, входом во второй трубный пучок, потерями при течении в нем и выходом из иего.

Аналогичным образом могут быть определены потери давления в других типах теплообменников.

Например, потери $\Delta p_{то}$ в теплообмениой части змеевикового газоохладителя представляют собой сумму потерь от сопротивления трения на всей длине змеевиковой трубы и потерь от поворота потока в трубе на 360° в каждом витке.

9.3. ОЧИСТКА И ОСУШКА СЖАТОГО ГАЗА

Фильтры. В атмосферном воздухе и промышленных газах имеются взвешенные частицы пыли. Попадание пыли в проточную часть компрессора ухудшает его работу и вызывает нарушение герметичности клапанов. В цилиндре пыль вместе со смазочным маслом, находящимся на его поверхности, образует абразивную пасту, вызывая ускоренный износ трущихся деталей и повышая их температуру.

В межступенчатых коммуникациях пыль вызывает ускоренную реакцию окисления смазочных масел, поступающих из цилиндров компрессора, и образование нагара на поверхности труб. Последний может быть источником взрыва в межступенчатой коммуникации и выхода из строя компрессора.

Очистка газа от различных видов пыли является обязательной. Отделяются частицы пыли диаметром меньше 10 мкм. Запыленность, т. е. содержание пыли в 1 м^3 воздуха должна быть не выше 1 мг/м^3, а в некоторых установках требуется еще меньшая запыленность. Такая очистка называется тонкой.

Наибольшее распространение для очистки газов от пыли в поршневых компрессорах нашли ячейковые фильтры. Ячейка фильтра представляет собой коробку из листовой стали с дном и верхом из металлической сетки, внутри которой находятся различные наполнители. Ячейки фильтра ФяП заполнены листами паропласта толщиной 20—25 мм; фильтра ФяУ — упругим стекловолокном, уложенным между двумя металлическими сетками; фильтра ФяР — гофрированной металлической сеткой. Пыль удерживается в порах заполнителя и по мере заполнения пылью возрастает гидравлическое сопротивление фильтра. По достижении предельно допустимого значения ячейку заменяют новой. Очистку заполнителя от пыли производят при сухой пыли промывкой в холодной воде, а при липкой — в теплой.

Очень часто очистку всасываемого в компрессор воздуха производят липким фильтром. В конструкции фильтра Е. В. Рекка ячейка заполняется пакетом гофрированных стальных сеток. Гофры сеток укладываются перпендикулярно соседним. По ходу движения газа уменьшаются размеры отверстий в сетках и диаметры проволоки, из которой они изготовлены. Поверхность проволочек сетки смазана веретенным маслом и является липкой. Двигаясь внутри пакета сеток воздух многократно меняет направление и скорость. Частицы пыли, имеющие бóльшую плотность, чем у воздуха, по инерции продолжают двигаться в прежнем направлении, ударяются о поверхность проволоки и прилипают к ней, в результате этого очищается всасываемый в компрессор запыленный газ.

В других конструкциях липких фильтров ячейку заполняют прессованной тонкой токарной стружкой или мелкими обрез-

ками трубок, у которых длина примерно равна диаметру. Как стружка, так и обрезки трубок (кольца Рашига) смазаны липким висциновым маслом, имеющим низкую температуру затвердевания. Воздух, проходя заполнитель ячейки, многократно меняет скорость и направление, и пылинки осаждаются на поверхности заполнителя. При достижении сопротивлением фильтра предельно допустимого значения удержанной пыли его заменяют новым.

Очистка ячейки от пыли выполняется путем отмывки ее в теплом содовом растворе, а затем водой. Ячейку сушат и после этого помещают ее в бак с маслом. Затем ставят ее на стеллажи, чтобы стек излишек масла, затем ей можно пользоваться вновь.

Расчет фильтра сводится к определению необходимой площадки его поперечного сечения $F_ф$ по условной скорости газа в коробке фильтра $c_ф$

$$F_ф = \overline{V}/c_ф,$$

где $\overline{V}$ — объемная производительность компрессора; $c_ф$ — принимают от 1 до 1,5 м/с.

Сопротивление чистого фильтра при этих скоростях составляет 50—100 Па. Предельно допустимое сопротивление запыленного фильтра не более 500 Па. Ячейка фильтра, как правило, имеет площадь сечения 0,25 м^2. Для компрессоров производительностью 0,33 м^3/с достаточно установки одной ячейки, для $\overline{V} \leqslant 0{,}7$ м^3/с — двух, а для $\overline{V} \geqslant 1{,}7$ м^3/с — четырех.

Очистка газа от капельной жидкости. В потоке газа, движущегося в проточной части компрессора, имеются капли жидкости. Они появились вследствие конденсации водяных паров после охлаждения в межступенчатой коммуникации. Также могут быть и мелкие капли масел, выносимых из цилиндров ступеней. Капельная жидкость является одной из причин аварий ступеней поршневых компрессоров. Скопление жидкости в цилиндре вызывает гидравлический удар, поломки в механизме движения компрессора или выдавливание крышек цилиндров. Капли воды смывают масло со стенок цилиндра, а это увеличивает потери на трение и износ.

Скопление жидкости в наиболее низких местах коммуникации может закупорить ее. Затем давлением газа жидкостная пробка прорывается, и жидкость с большой скоростью двигается по трубопроводу и на первом же повороте она может разорвать трубу или арматуру. Кроме аварийных ситуаций, жидкость в трубопроводах уменьшает их сечение, увеличивает скорости газа в них и потери давления. В зимнее время в магистральных трубопроводах возможно образование льда, что приводит к росту потерь давления.

В соответствии с правилами эксплуатации поршневых компрессоров капельную влагу необходимо удалять из сжимаемого газа. Для отделения капельной жидкости от газа в систему трубопрово-

дов включаются аппараты, называемые водомаслоотделителями (ВМО) различных конструкций. В ряде ВМО использовали массовые или объемные силы для разделения газа от жидкости. Подобные гравитационные ВМО не нашли широкого применения в компрессорных установках из-за больших габаритных размеров аппаратов и отделения только крупных капель жидкости. В большом количестве ВМО используются инерционные силы. В таких ВМО газ неоднократно изменяет свое направление; плотность жидкости намного больше, чем у газа, и при перемене направления скорости потока ее частицы по инерции продолжают двигаться в прежнем направлении, ударяются о стенки, теряют скорость и удаляются из потока.

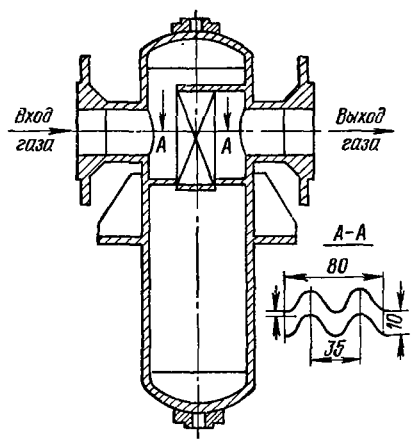


Рис. 9.10. Жалюзийный водомаслоотделитель

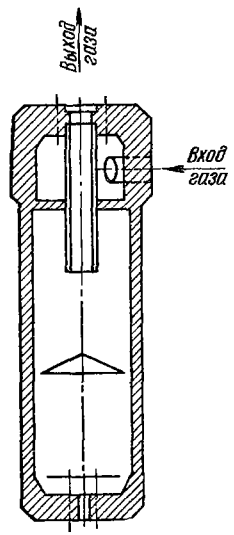


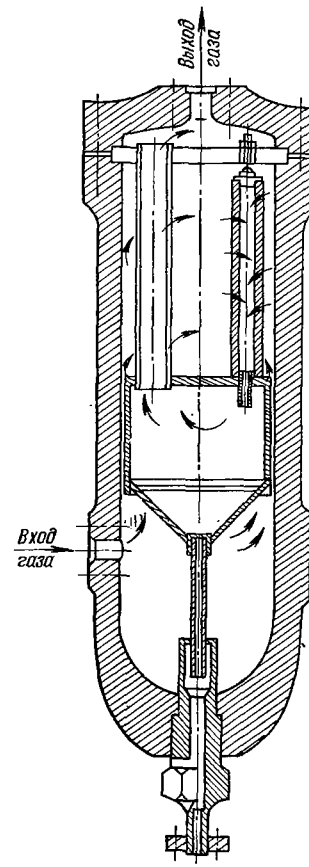
Рис. 9.11. Масловодоотделитель типа «Циклон»

В компрессоростроении нашли широкое применение водомаслоотделители жалюзийнного (ВМОЖ) типа с вертикально установленным пакетом жалюзийных пластин и циклонного (ВМОЦ) типа.

Схема ВМОЖ изображена на рис. 9.10. Газожидкостный поток интенсивно изменяет скорость в пакете из гофрированных пластин (жалюзей); капли жидкости ударяются о стенки пластин, теряют скорость, отделяются от потока газа и стекают в нижнюю часть аппарата. Отделенная жидкость выбрасывается из ВМО при его продувке. Выполняются ВМОЖ для компрессоров с рабочим давлением газа до 4 МПа. Допускаемая скорость газа при входе в пакет жалюзей не должна разрушать пленку стекающей по ней жидкости со срывом мелких капель и находится из уравнения

$$c = 1{,}5\sqrt[4]{Q\sigma\,(\rho_{ж} - \rho_{г})/\rho_{ж}^{2}},$$

Рис. 9.12. Фильтрующий водомаслоотделитель



где σ — поверхностное натяжение жидкости (для воды — $72{,}8 \cdot 10^{-3}$; для компрессорного масла — $45 \cdot 10^{-3}$ н/м); $\rho_ж$ и $\rho_г$ — плотности жидкости и газа в потоке.

Площадь поперечного сечения пакета жалюзей в ВМОЖ $F_п$ определяется в по формуле $F_п = Q/c$, где Q — объемный расход газа через ВМО при рабочем давлении.

Водомаслоотделитель циклонного типа (ВМОЦ), рассчитанный на высокие рабочие давления (до 32 МПа) представлен на рис. 9.11. Смесь газа и капель жидкости подается в корпус ВМО по касательной к внутренней поверхности корпуса, что вызывает вращательное движение газа внутри аппарата. Под действием центробежных сил капли жидкости двигаются к поверхности корпуса, ударяются об нее, теряют скорость и стекают в нижнюю часть аппарата. Затем скопившаяся жидкость выбрасывается в отстойники при продувке ВМО. Выход очищенного газа происходит через центральную трубу. Выбор стандартного ВМОЦ производится на основании ОСТ-26-12-242-70 по величине рабочего давления и условному диаметру входного трубопровода в наиболее узком сечении. При очистке газожидкостной смеси от воды скорость ее в этом сечении c не должна превышать $73/\sqrt{\rho_г}$, при очистке от компрессорного масла—$102/\sqrt{\rho_г}$ при условном диаметре $d^* = \sqrt{4Q/\pi c}$, где Q — расход газа в коммуникации.

Конструкция фильтрующего водомаслоотделителя с насадками (ВМОН) представлена на рис. 9.12. При прохождении газожидкостной смесью керамических трубок с размером пор до 0,2 мкм и пористостью до 70 % капли жидкости укрупняются и стекают в нижнюю часть аппарата. Отделение капель происходит также при входе, когда скорость газа резко падает, а капли по инерции проскакивают до стенок аппарата. Затем после прохождения пористых трубок и укрупнения капель происходит поворот потока, который также способствует отделению.

Стандартные ВМОН имеют различное число трубок длиной 250 и 500 мм; допускаемый объемный расход газа через них $Q_г$ 3,5×

$\times 10^{-3}$ и $7 \cdot 10^{-3}$ м³/с соответственно; число трубок определяется по формуле $z^* = Q/Q_т$. Для окончательной очистки газа после компрессора устанавливают ВМОН. Он улавливает до 95 % от содержащейся капельной жидкости в потоке, тогда как ВМОЦ отделяют до 80 %, а ВМОЖ до 45 %. Конечно, количество отделяемой влаги очень сильно зависит от дисперсности влаги, и эти цифры даны для обычно встречающейся дисперсности в коммуникациях компрессора.

Осушка газов. В ряде технологических процессов требуется очищать газы не только от капельной воды, но и от ее паров и других примесей, которые ухудшают процесс и делают его небезопасным. Например, при разделении воздуха для получения кислорода, азота и других инертных газов путем глубокого его охлаждения пары воды конденсируются на поверхностях теплообменников, замерзают и резко снижают теплообмен, а, следовательно, и производительность установок.

В пневматических установках требуется предотвратить обмерзание редукционных клапанов и трубопроводов. Последнее возможно сделать при осушке, т. е. удалении из газов содержащихся в них водяных паров.

Основными методами, применяемыми в технике, являются поглощение паров воды некоторыми химическими соединениями, вымораживание и поглощение паров воды адсорбентами. При химической очистке часто нельзя создать необходимого удаления паров воды. Например, при осушке газового потока твердым NaOH достигается точка росы (—20 °С). Вымораживание чаще всего выполняют в криогенных установках.

Наибольшее распространение нашли установки, в которых пары воды удаляются из потока вследствие их адсорбции силикогелями, алюмогелями и синтетическими цеолитами. Наиболее эффективно адсорбируют пары воды синтетические цеолиты, с помощью которых достигается точка росы (—76 °С). Кроме того, цеолиты имеют большую механическую прочность по истиранию и могут работать при положительных температурах и многократно регенерироваться.

В современных установках производится комплексная очистка воздуха от CO_2, взрывоопасных углеводородов и паров воды в блоках очистки. Основным узлом, производящим очистку от всех примесей, являются адсорберы, заполненные цеолитами. В блоках очистки, которые изготавливает промышленность, предусмотрены два адсорбера, автоматически по очереди переключающиеся на очистку газа и регенерацию.

ГЛАВА 10

СМАЗКА КОМПРЕССОРОВ

10.1. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

В поршневых компрессорах (ПК) для нормальной работы узлы трения должны смазываться. Смазка уменьшает работу механических трений и износ деталей. Масла охлаждают поверхности деталей, предохраняют их от коррозии, улучшают герметичность уплотнений, заполняя щели. Смазка в большей части ПК выполняется нефтяными маслами и изготавливаемыми синтетическим путем. В тех случаях, когда технологические процессы исключают контакты с маслами, применяют изготовление деталей из самосмазывающих материалов. В поршневых компрессорах существуют две системы смазки: 1) цилиндров и сальников штоков; 2) узлов трения механизма движения.

Уплотнения поршня и сальников штоков находятся в контакте с горячими газами под повышенным давлением. К маслам используемых для смазки этих узлов предъявляется ряд требований: 1) достаточная вязкость при рабочих температурах для создания устойчивой пленки на поверхности трущихся деталей; 2) стабильность, т. е. сохранение свойства не вступать в соединения с сжимаемыми газами и материалами деталей; 3) хорошая подвижность, т. е. работа без пробок в маслопроводах.

В СССР для смазки цилиндров и сальников применяются следующие масла, изготавливаемые из нефти (табл. 10.1). Индекс вязкости ИВ характеризует зависимость вязкости масла от температуры и измеряется в условных единицах. Масла с высоким ИВ (100) мало изменяют вязкость от температуры и потому их применение более предпочтительнее.

Для азотных, азотоводородных и водородных компрессоров рекомендуют для средних давлений легкие, а для высоких тяжелые цилиндровые масла. Эти газы инертны к маслам и не образовывают нагара.

Компрессоры для кислорода и других агрессивных газов смазывать минеральными маслами строго запрещено, так как произойдет взрыв. В этих случаях используются синтетические неуглеводородные масла (фторорганические, полиэтиленгликолевые, полиорганосилоксановые), мыльно-глицериновые смазки. В этиленовых компрессорах сверхвысокого давления цилиндры и сальники смазываются белым нафтеновым маслом или специальными синтетическими маслами.

Чем выше скорости механизма движения и ниже температуры охлаждающей воды (окружающей среды), тем меньшая вязкость должна быть у смазочного масла. У компрессоров с низкими скоростями (0,5 м/с) вязкость масла должна быть более высокая.

Масла для смазки механизма движения. Эти масла при раздельной смазке рекомендуется выбирать с вязкостью 40—70 сСт при 50 °С. Наибольшее распространение получили машинные

Таблица 10.1

Характеристика масла	К-83 (ТУ-38 101538—75)	К-12 (ГОСТ 1861—73*)	К-12В (ТУ 38 538—75)	К-19 (ГОСТ 1861—73*)	КС-19 (ГОСТ 9243—75*)	К-28 (ТУ 38 101182—71)
Вязкость при 100 °С, сСт	8—9	11—14	11—14	17—21	18—22	26—30
Индекс вязкости, не менее	120	—	100	—	92	—
Стабильность против окисления кислородом воздуха (осадок после испытания, не больше), %	—	0,25	—	0,02	—	0,01
КОН, нейтрализующий 1 г масла, мг	0,8	—	0,8	—	0,5	0,5
Температура вспышки (не менее), °С	190	216	220	245	270	275
Температура застывания (не выше), °С	—45	—25	—30	—15	—15	—10

масла: «Индустриальное 30», «Индустриальное 45» и «Индустриальное 50» (табл. 10.2). Последние два применяют для средних и крупных компрессоров. Для смазки механизма движения оппозитных компрессоров рекомендуют индустриальные масла И40А и И50А (ГОСТ 20799—75*). Для смазки механизма движения пригодны также масла: компрессорные К12 и К19 и авиационные масла МС-20 и МК-22.

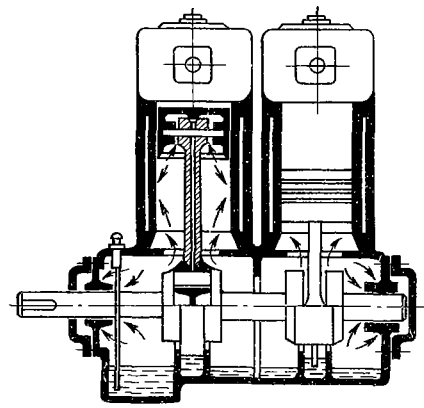
В масла, используемые для смазки механизма движения высокооборотных компрессоров, добавляют антипенные присадки (например, ПМС-200А, которую вводят в соотношении 0,003—0,005 % к массе масла).

Масло в системе смазки механизма движения заменяют, если в нем содержится более 2,5 % воды, если вязкость масла изменилась на 20—25 % и если содержание механических примесей составляет более 2 %. Средний срок службы масла около 2500 ч.

10.2. СМАЗКА ЦИЛИНДРОВ И САЛЬНИКОВ

Смазка цилиндров поршневых компрессоров осуществляется одним из трех способов: разбрызгиванием масла, залитого в картер; впрыском распыленного масла в поток всасываемого газа; под

Рис. 10.1. Смазка разбрызгиванием



давлением от специального масляного насоса.

Смазка цилиндров разбрызгиванием применяется в бескрейцкопфных компрессорах. Обычно масло разбрызгивается из масляной ванны в картере специальным разбрызгивателем, устанавливаемом на шатуне (рис. 10.1). При этом избегают ударов крышки шатуна по маслу, так как это приводит к потерям мощности и излишнему нагреву масла. Количество масла, попадающего на зеркало цилиндра, при этом способе значительно превышает необходимое по нормам. Для снижения количества масла, попадаемого в цилиндровую полость, на поршне устанавливают маслосъемные кольца.

Смазка впрыском распыленного масла в поток всасываемого газа используется в бескрейцкопфных компрессорах. Расточка цилиндра малого диаметра в бескрейцкопфных компрессорах с дифференциальным поршнем смазывается разбрызгиванием; расточка цилиндра большого диаметра — распыленным маслом, попадающим во всасывающий патрубок из установленной на нем масленки-капельницы. Этот способ имеет ряд недостатков: лишь часть впрыскиваемого во всасывающий патрубок масла попадает на зеркало цилиндра; большая часть масла, не попадая на рабочую поверхность цилиндра, контактирует с горячим газом, что способствует увеличенному нагарообразованию. Смазка цилиндров и сальников подачей масла под давлением применяется чаще всего в крейцкопфных компрессорах. В цилиндры горизонтальных компрессоров масло подводится в середине хода поршня в верхней точке. При диаметрах цилиндра более 500 мм или при сжатии газов, которые разжижают масло, подвод осуществляют сверху и снизу, а при диаметрах цилиндра более 1000 мм выполняют дополнительно боковые подводы.

Таблица 10.2

Наименование масла	Вязкость кинематическая при 50 °С, 10^{-6} м²/с	Температура, °С	
		вспышки	застывания
Индустриальное 30	27—33	180	—10
Индустриальное 45	38—52	190	—15
Индустриальное 50	48—58	200	—20
Авиационное МК-22	40—50	230	—14

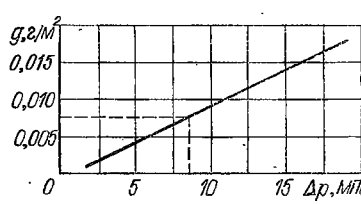


Рис. 10.2. Зависимость удельного расхода масла от давления

У вертикальных цилиндров подвод масла выполняют в нескольких точках (равномерно по окружности) в верхней трети поверхности скольжения поршневых колец. В уплотнениях штока (сальниках) предусматривают один подвод и два или три ввода. Подача масла под давлением осуществляется специальным насосом — лубрикатором, который имеет несколько плунжерных насосных элементов с индивидуальным регулированием количества подаваемого каждым насосным элементом масла, а также — каплеуказателями, позволяющими контролировать подачу масла. Контролируя подачу масла, считают, что на 1 г приходится 13—16 капель. Лубрикаторы имеют привод от коленчатого вала компрессора или от специального индивидуального электродвигателя (для крупных компрессоров). Емкость резервуара лубрикатора выбирают, исходя из расчета его работы не менее 8 ч без дополнительного залива маслом. Давление, на которое рассчитываются насосные элементы, должно быть не менее среднего давления газа в цилиндре. Ввод масла в цилиндр осуществляется в основном во время всасывания. Чтобы избежать нагрузки насосных элементов от излишнего давления, на всех линиях подачи смазки устанавливают обратные клапаны. Маслопроводы выполняют из стальных или медных труб с внутренним диаметром 4 мм.

Излишнее количество масла в цилиндре нежелательно, так как, чем больше масла контактирует с горячим газом, тем больше образуется нагара. Поэтому следует строго нормировать количество подаваемого в цилиндры масла. Расход масла определяют, исходя из допустимого на 1 м² смазываемой поверхности g, г/м² (g рекомендуется выбирать для компрессоров низкого и среднего давления в пределах 0,002—0,0025 г/м², а для компрессоров высокого давления по рис. 10.2). Нормы расхода масла на 1 м² смазываемой поверхности в сальниках в два-три раза больше.

В период приработки новых компрессоров (200—500 ч) подачу масла в цилиндры и сальники удваивают.

10.3. СМАЗКА МЕХАНИЗМА ДВИЖЕНИЯ

Трущиеся поверхности механизма движения смазывают двумя способами: разбрызгиванием и подачей смазки под давлением.

Смазка разбрызгиванием (см. рис. 10.1) предусматривает разбрызгивание масла, находящегося в масляной ванне картера, специальными разбрызгивателями, укрепленными на шатуне, т. е. создание в картере так называемого масляного тумана. Часть капель попадает в специальные карманы, предусмотренные

для сбора масла, и по каналам попадают к месту смазки. Основное преимущество такой системы смазки — простота. Однако к трущимся поверхностям подводится недостаточное для охлаждения (отвода теплоты трения) количество масла. Поэтому смазка механизма движения разбрызгиванием применяется для небольших компрессоров, не работающих длительное время без остановок. К недостаткам смазки разбрызгиванием следует отнести также отсутствие фильтрации масла, что приводит к постепенному загрязнению масла.

Количество разбрызгиваемого масла зависит от уровня масла в картере. Для обеспечения постоянного уровня масла для разбрызгивания в картере делают специальные поддоны. В эти поддоны масло подается шестеренкой, зубья которой захватывают масло из общей масляной ванны картера (см. рис. 10.1). Излишнее масло, подаваемое шестеренкой в поддон, сливается через край в картер.

Смазка механизма движения под давлением выполняется циркуляционной: масло забирается насосом (чаще всего шестеренчатым) из маслосборника и подается по маслопроводам под давлением 0,2—0,4 МПа к местам смазки, затем масло из узлов трения вытекает через зазоры и стекает в картер и маслосборник.

Циркуляционная смазка под давлением дает возможность постоянно очищать масло от механических примесей. Современные системы смазки имеют несколько ступеней очистки. Первая наиболее грубая фильтрация осуществляется при засасывании масла из маслосборника; приемное устройство имеет сетку, которая предохраняет насос от попадания в него наиболее крупных твердых частиц. Вторая ступень фильтрации — пропускание всего количества масла после насоса через фильтр грубой очистки, который задерживает частицы размером более 0,08—0,1 мм. В качестве фильтров грубой очистки широкое применение нашли щелевые пластинчатые фильтры. Рекомендуется производить очистку масла от частиц, превышающих размером толщину масляного слоя в подшипниках. Для этого в некоторых компрессорах используют третью ступень очистки и пропускают через фильтр тонкой очистки часть потока масла (5—15 % от всего количества). После фильтра тонкой очистки масло сбрасывается в маслосборник. При этом все масло профильтровывается после нескольких циклов обращения. В качестве фильтров тонкой очистки применяют центробежные сепараторы или фильтры с картонными элементами, которые удерживают не только твердые частицы размером до 0,001 мм, но и часть продуктов разложения смазочного масла.

Иногда в крупных компрессорах циркулирующее в системе смазки механизма движения масло охлаждают, пропуская через специальные масляные холодильники или путем погруженного в маслосборник змеевика, в котором протекает охлаждающая вода.

Производительность масляного насоса рассчитывается по количеству теплоты, которое должно быть отведено маслом. Исходя из этого и учитывая, что с износом насос уменьшит производительность, рекомендуется удельную производительность насоса S_y задавать в следующих пределах: для систем смазки с охлаждением масла в холодильнике $S_y = 0{,}0008—0{,}0016$ л/с на 1 кВт мощности на валу компрессора; для систем смазки без охлаждения масла $S_y = 0{,}0025—0{,}005$ л/с на 1 кВт мощности. При определении геометрических размеров шестеренчатого насоса его коэффициент подачи принимают $\eta \approx 0{,}7$.

Мощность насоса, кВт определяют по формуле

$$N_{нас} = pS/\eta_{нас},$$

где p — давление в системе смазки, МПа; S — полная производительность насоса, л/с; $\eta_{нас}$ — КПД насоса, который находится в пределах от 0,3 (для малых) до 0,6 (для крупных насосов).

Привод насоса осуществляют или от коленчатого вала или от индивидуального электродвигателя (для крупных компрессоров). Приводимые от коленчатого вала насосы устанавливают на оси коленчатого вала или ниже уровня масла. В последнем случае насос получает вращение от коленчатого вала через дополнительный вертикальный валик. Такое усложнение конструкции оправдано тем, что насос постоянно перед пусками заполнен маслом.

У небольших и средних компрессоров в качестве маслосборника служит картер. Для крупных компрессоров маслосборник выполняют автономно, соединяя его с картером для того, чтобы масло от картера сливалось в маслосборник. Количество заливаемого в маслосборник масла проходит через систему смазки за 5—8 мин работы насоса.

Маслопроводы выполняют таким образом, чтобы обеспечить скорость масла в пределах 1,0—1,5 м/с.

Типичная схема смазки под давлением показана на рис. 10.3. Шестеренчатый насос *7* забирает масло из маслосборника — картера через заборник *5* с сеткой $0{,}6 \times 0{,}6$ мм и прогоняет масло через фильтр *4*.

Затем масло подается в коленчатый вал *1* и поступает к шатунным подшипникам по специальным радиальным сверлениям в шейке вала. Далее по сверлению в теле шатуна или по специальной трубке, приклепленной к шатуну, — к верхней головке шатуна для смазки пальца крейцкопфа. Смазка пар трения крейцкопфами и его направляющими осуществляется через специальный маслопровод, на котором установлен автоматический выключатель *9*, останавливающий компрессор, если в системе смазки механизма движения нет давления. Коренные подшипники *2* смазываются масляным туманом, образуемым вытекающим через зазор в шатунных подшипниках маслом. Манометр, контролирующий давление в масляной системе механизма движения, подсоединяется к маслопроводу, идущему к направляющим крейцкопфов.

На этом же рисунке штриховой линией показана система смазки цилиндров и сальников. Насос-лубрикатор *6*, приводимый в действие через специальный вертикальный валик, забирает масло

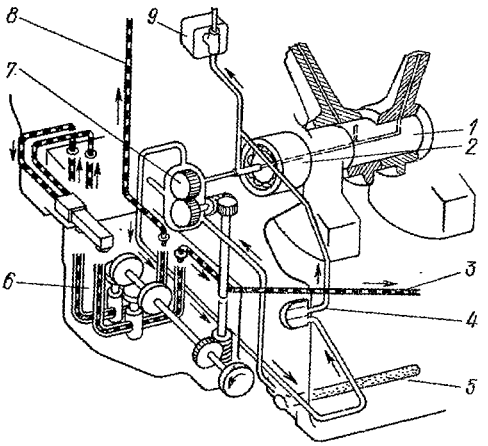
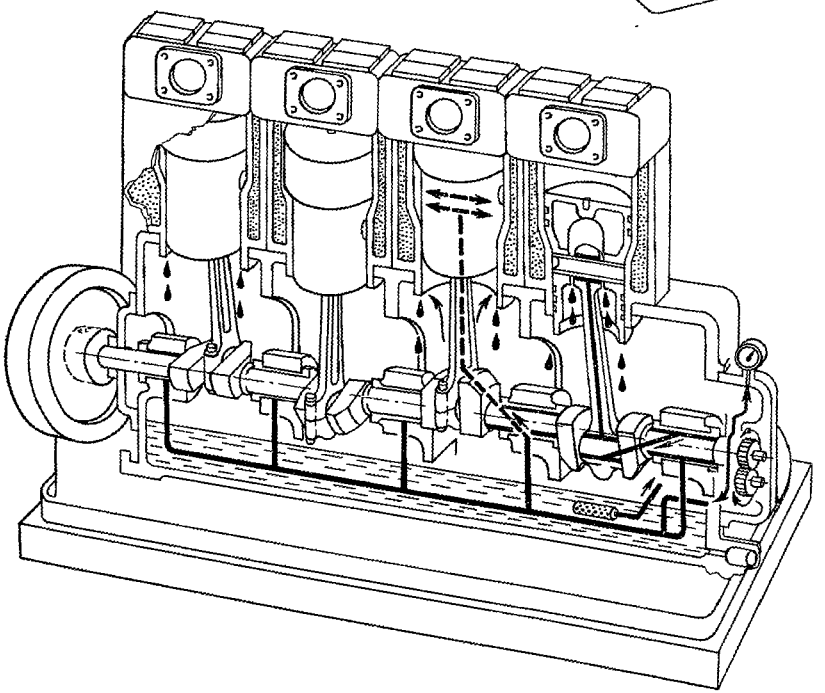


Рис. 10.3. Смазка под давлением:
1 — коленчатый вал; *2* — коренные подшипники; *3*, *8* — трубки; *4* — фильтр; *5* — заборник; *6* — насос-лубрикатор; *7* — шестеренчатый насос; *9* — автоматический выключатель

Рис. 10.4. Смазка механизма движения под давлением, а цилиндров — разбрызгиванием



из резервуара и по трубкам *3* и *8* подает его в цилиндры I-й и II-й ступеней. Сальники в этом компрессоре не имеют специальных подводов масла и смазываются маслом, которое попадает на шток в цилиндровой полости. В компрессорах среднего и высо-

кого давления лубрикатор имеет большее число насосных плунжерных элементов, подающих масло как в цилиндры, так и в уплотнения штоков.

В тех случаях, когда в небольших бескрейцкопфных машинах механизм движения имеет циркуляционную под давлением смазку, а цилиндры смазываются разбрызгиванием, в картер заливается компрессорное масло и пары трения механизма движения смазываются компрессорным маслом. В этом случае на шатунах не устанавливают разбрызгивателей, так как для создания масляного тумана и смазки цилиндров достаточно масла, вытекающего из зазора шатунных подшипников (рис. 10.4).

Подача масла от шестеренчатого насоса в сверление в валу осуществляется с торца коленчатого вала (см. рис. 10.3), через подшипники скольжения (рис. 10.4) или через специальный ложный подшипник.

Контроль циркуляционной системы смазки механизма движения предусматривает измерение давления масла, а иногда и температуры масла в маслосборнике.

ГЛАВА 11

РЕГУЛИРОВАНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

11.1. РЕГУЛИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ БЕЗ СПЕЦИАЛЬНЫХ РЕГУЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Технологические процессы по способу использования сжатых газов можно разделить на две основные группы. К первой группе относятся процессы, предусматривающие переработку сжатого газа в результате химических превращений и получение из него требуемого конечного продукта. Технологические процессы второй группы основываются на использовании сжатого воздуха для привода различных пневматических машин, инструментов и приспособлений, с целью механизации и автоматизации производства. Скорость протекания химических реакций W в технологических процессах зависит от множества факторов. В большинстве случаев она пропорциональна парциальному давлению p_i и температуре T газа и описывается зависимостью

$$W = kTp_i^y,$$

где y и k — эмпирические константы.

Для обеспечения ритмичной работы предприятия с оптимальной скоростью химических реакций требуется поддерживать давление газа в элементах технологической линии постоянным. В пневматических воздушных системах предприятий также необходимо поддерживать давление на заданном уровне. Снижение давления в сети приводит к уменьшению полезной мощности и эффективности использования пневмоприемников; повышение давления в сети обычно сопровождается срабатыванием автоматических устройств, обеспечивающих безопасность эксплуатации компрессорных установок. В результате эффективность использования энергии сжатого воздуха снижается.

Процесс изменения одного или нескольких параметров работы компрессора по заранее заданному закону называется регулированием, а сам компрессор — регулируемым объектом. Параметры процесса, которые необходимо изменять по заданному закону, называются регулируемыми параметрами. Устройства, осуществляющие изменение регулируемых параметров, называются регуляторами. Регулируемый объект и регулятор составляют систему регулирования.

Рассмотрим вначале работу поршневого компрессора при отсутствии регулятора, предполагая, что сжатый газ поступает в коллектор или газосборник, а затем в сеть и далее к отдельным потребителям. Массовый расход газа, поступающий из компрессора

в газосборник, обозначим $\bar{m}_1$, а утекающий из него в пневматическую сеть $\bar{m}_2$.

В теории регулирования различают установившиеся и переходные режимы работы регулируемого объекта. Установившимся называется режим работы, который наступает через большой промежуток времени после окончания действия возмущения на систему регулирования. Он характеризуется равновесием массовых или энергетических потоков, поступающих в объект регулирования. На установившемся режиме массовый расход газа, поступающий из компрессора в газосборник, равен $\bar{m}_{1_0}$, а утекающий из него в пневматическую сеть $\bar{m}_{2_0}$. При этом давление газа в газосборнике обозначим p_0.

Под влиянием внешних воздействий установившийся режим может быть нарушен. Чаще всего это происходит в результате изменения нагрузки, т. е. потребления сжатого газа сетью. Такое воздействие называется главным или *основным возмущением*. Возмущающие воздействия могут возникать вследствие взаимодействия системы с окружающей средой. Например, в поршневом воздушном компрессоре при падении давления всасываемого воздуха или увеличении его температуры происходит уменьшение массового расхода нагнетаемого воздуха. Такое воздействие, как правило, вызывает меньшие возмущения и потому его называют *дополнительным*. Режимы работы регулируемого объекта между двумя установившимися режимами называют *переходными*.

Под влиянием возмущающих факторов в регулируемом объекте произойдет отклонение величины регулируемого параметра от предписанной. Из материального баланса газа в газосборнике находим

$$\bar{m}_1 - \bar{m}_2 = V d\rho/dt, \tag{11.1}$$

где V, ρ — объем и плотность газа в газосборнике; t — время.

При установившемся режиме это уравнение будет иметь вид

$$\bar{m}_{1_0} - \bar{m}_{2_0} = 0. \tag{11.2}$$

Решая совместно уравнения (11.1) и (11.2), получим

$$\bar{m}_1 - \bar{m}_{1_0} - (\bar{m}_2 - \bar{m}_{2_0}) = V\, d\rho/dt. \tag{11.3}$$

Обозначим: $\Delta\bar{m}_1 = \bar{m}_1 - \bar{m}_{1_0}$; $\Delta\bar{m}_2 = \bar{m}_2 - \bar{m}_{2_0}$.

В теории регулирования рассматриваются только малые отклонения регулируемой величины, под которой в данном случае понимается давление газа в газосборнике p. Допуская, что температура газа в газосборнике изменяется очень незначительно, ее влиянием на p можно пренебречь и считать $T_0 = \text{const}$. С принятыми допущениями уравнение (11.3) будет иметь вид

$$\Delta\bar{m}_1 - \Delta\bar{m}_2 = \frac{V}{RT_0}\frac{dp}{dt}. \tag{11.4}$$

Приращения расходов $\Delta\bar{m}_1$ и $\Delta\bar{m}_2$ являются функциями давления газа в газосборнике p. Воспользуемся свойством дифференциалов и найдем $\Delta\bar{m}_1$ и $\Delta\bar{m}_2$

$$\Delta\bar{m}_1 = \left(\frac{\partial\bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 \Delta p; \quad \Delta\bar{m}_2 = \left(\frac{\partial\bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 \Delta p. \tag{11.5}$$

Индекс «0» у скобок, заключающих частные производные, указывает, что они взяты в точке устойчивого режима, т. е. до действия возмущения.

Заменив в уравнении (11.4) $\Delta\bar{m}_1$ и $\Delta\bar{m}_2$ зависимостями из уравнения (11.5), получим

$$\left(\frac{\partial\bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 \Delta p - \left(\frac{\partial\bar{m}_2}{\partial p}\right) \Delta p = \frac{V}{RT_0}\frac{dp}{dt}. \tag{11.6}$$

Заменяя переменный регулируемый параметр p безразмерной величиной φ, получим

$$\varphi = (p - p_0)/p_0 = \Delta p/p_0.$$

После замены переменных уравнение (11.6) примет вид

$$\left(\frac{\partial\bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 p_0\varphi - \left(\frac{\partial\bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 p_0\varphi = \frac{V}{RT_0} p_0 \frac{d\varphi}{dt}. \tag{11.7}$$

В результате несложных преобразований уравнение (11.7) может быть приведено к более удобному виду

$$\frac{d\varphi}{dt} + \frac{\varphi}{T_1} = 0. \tag{11.8}$$

Здесь

$$T_1 = \frac{Vp_0}{RT_0\left[\left(\frac{\partial\bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 - \left(\frac{\partial\bar{m}_1}{\partial p}\right)_0\right]p_0} = \frac{V\rho_0}{\left[\left(\frac{\partial\bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 - \left(\frac{\partial\bar{m}_1}{\partial p}\right)_0\right]p_0},$$

где размерностью T_1 является время; ρ_0 — плотность газа в ресивере до появления возмущающих воздействий.

Решением дифференциального уравнения (11.8) является выражение

$$\varphi = Ce^{-\frac{t}{T_1}}.$$

Если величина относительного отклонения регулируемого параметра φ при увеличении времени t до бесконечности стремится к нулю, то регулируемый параметр p стремится к постоянной величине. Такие системы называют устойчивыми.

Если величина φ при стремлении t к бесконечности также стремится к беспредельному увеличению, то такие переходные режимы называются расходящимися, а системы неустойчивыми.

$$\lim_{t\to\infty}\varphi = \lim_{t\to\infty} Ce^{-\frac{t}{T_1}}.$$

Последнее справедливо при $T_1 < 0$.

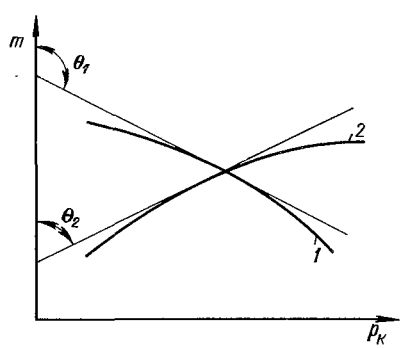


Рис. 11.1. Статические характеристики: *1* — подвода газа; *2* — отвода газа из газосборника

Из уравнения (11.8) следует, что величина T_1 положительна при выполнении неравенства

$$\left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 > 0.$$

Статические характеристики компрессора $\bar{m}$ в зависимости от давления представлены на рис. 11.1. Эти характеристики в координатах $\bar{m}$, $p_к$ близки к линейным; $\bar{m}_1$ снижается с увеличением $p_к$, а отвод массы газа $\bar{m}_2$ — увеличивается; под $p_к$ следует понимать избыточное давление над атмосферным. Пересечение характеристик подвода $\bar{m}_1 = f_1(p_к)$ и отвода $\bar{m}_2 = f_2(p_к)$ указывает рабочую точку при устойчивом режиме, т. е. при равенстве $\bar{m}_{1_0}$ и $\bar{m}_{2_0}$ и давлении $p_{к_0}$. Касательные к кривым $f_1(p_к)$ и $f_2(p_к)$ в точке пересечения составляют с осью абсцисс углы θ_1 и θ_2, тангенсы которых равны

$$\operatorname{tg}\theta_1 = \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p}\right)_0; \quad \operatorname{tg}\theta_2 = \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p}\right)_0.$$

При постоянном давлении всасываемого газа производительность компрессора снижается с увеличением $p_к$ и $\operatorname{tg}\theta_1 < 0$. Расход газа, вытекающего из газосборника, увеличивается с ростом $p_к$ и $\operatorname{tg}\theta_2 > 0$. Следовательно, для поршневых компрессоров при $T_1 > 0$ справедливо неравенство

$$\operatorname{tg}\theta_2 - \operatorname{tg}\theta_1 = \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 > 0.$$

В газосборнике при поступлении в него газа из компрессора и отводе его в сеть, сопротивление которой пропорционально квадрату скорости, процесс регулирования давления будет устойчивым. Такие объекты называют объектами с *саморегулированием*. После различных возмущений, действующих на объект, возникает сходящийся переходный процесс, который заканчивается новым устойчивым режимом. Этот режим будет находиться на характеристике подвода массы $f_1(\bar{m}_1)$, так как может изменяться только $\bar{m}_2$. Объекты, обладающие способностью саморегулирования, называются *статическими*.

Объекты, не обладающие способностью саморегулирования, называют *нейтральными* или *астатическими*. Устойчивая работа астатических объектов возможна лишь при применении специальных регуляторов.

11.2. РАБОТА КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ С СИСТЕМОЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Рассматривая работу компрессорной установки, когда новый устойчивый режим возникает только из-за наличия саморегулирования, в большинстве случаев очень трудно удовлетворить требованиям технологического процесса предприятия. При подобном регулировании характеристика подвода массы в газосборник $\bar{m}_1$ определяется работой компрессора. Переход к другому режиму работы вызовет изменение характеристики отвода $\bar{m}_2$ и геометрическое место точек возможных устойчивых режимов работы установки окажется на характеристике подвода. В поршневых многоступенчатых компрессорах зависимость производительности $\bar{m}_1$ от конечного давления $p_к$ очень слабая.

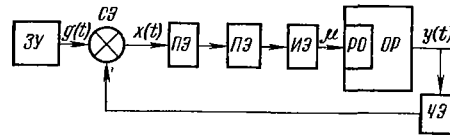


Рис. 11.2. Функциональная схема регулирования компрессора: *ОР* — объект регулирования; *ЧЭ* — чувствительный элемент; *ЗУ* — задающее устройство; *СЭ* — сравнивающий элемент; *ПЭ* — промежуточный элемент; *ИЭ* — исполнительный элемент; *РО* — регулирующий орган; y — регулируемый параметр; g — задающее воздействие; x — ошибка; μ — регулирующее воздействие

При изменении $\bar{m}_2$ для достижения устойчивого режима работы установки потребуется значительное изменение давления в газосборнике, что может оказаться неприемлемым для предприятия. Следовательно, для поддержания допустимого изменения регулируемого параметра при изменении $\bar{m}_2$ необходимо изменять каким-нибудь способом и $\bar{m}_1$, т. е. повернуть характеристику подвода массы в нужном направлении. Поворот характеристики подвода и получение необходимой линии устойчивых режимов работы установки, т. е. регулировочной характеристики, выполняется с помощью регуляторов.

В зависимости от конкретной задачи, которая ставится перед системой регулирования, состав элементов системы может быть различный. Функциональная схема регулирования установки изображена на рис. 11.2. Она состоит из связанных между собой отдельных звеньев. Каждое звено представляет собой конструктивно оформленную часть системы автоматического регулирования, которая выполняет определенные задачи. На схеме функциональные звенья изображены прямоугольниками, связанными стрелками, указывающими направление передачи сигнала. В звено подается какой-то сигнал от идущего до него звена или входной сигнал. Из звена выходит другой сигнал, который может отличаться от входного по физической природе или по величине.

Если при изменении выходного сигнала входной не изменяется, т. е. сигнал может проходить только в одном направлении, то такое звено называется однонаправленным. При наличии хотя бы одного однонаправленного звена в схеме сигнал будет проходить

только в одном направлении и схема является однонаправленной. При регулировании давления в сети, обслуживаемой компрессором, в объект регулирования (ОР) включается сам компрессор с газосборником. Давление газа в газосборнике p является регулируемым параметром.

В потоке газа, проходящего через газосборник, необходимо измерять давление. Поэтому за ОР следует звено, измеряющее p. Сигнал от ЧЭ передается на вход звена СЭ. В сравнивающий элемент подаются два сигнала: один от чувствительного элемента, другой от задающего устройства; последний регламентирует закон изменения регулируемого параметра в функции от времени или от другой величины.

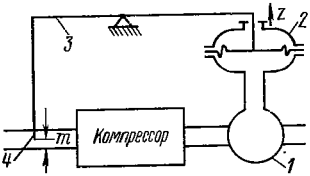


Рис. 11.3. Схема стабилизации давления газа в газосборнике:
1 — регулируемый объект; *2* — чувствительный элемент; *3* — связь чувствительного элемента с регулирующим органом; *4* — регулирующий орган

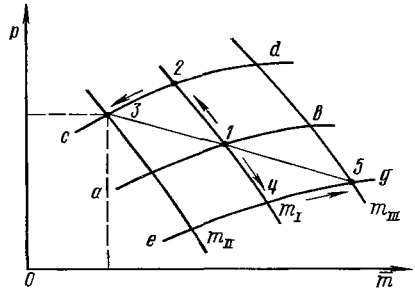
Выходным сигналом $x(t)$ сравнивающего устройства является разность между задающим сигналом, определяющим требуемый закон изменения регулируемой величины $g(t)$, и фактически измеренным сигналом $y(t)$ на выходе из системы, $x(t) = g(t) - y(t)$. Ошибка $x(t)$ является входной величиной в ПЭ, который может состоять из звеньев, преобразующих сигнал ошибки путем усиления его, корректирующих (осуществляющих дифференцирование, интегрирование, т. е. производящих функциональные преобразования) и преобразующих $x(t)$ в другую физическую величину, более удобную, например, для передачи сигнала на расстояние.

Из промежуточных элементов преобразованный сигнал ошибки поступает в ИЭ — звено, преобразующее сигнал $x(t)$ в механическое перемещение $\mu(t)$. Последнее подается на вход звена РО и изменяет положение регулирующего органа, который служит для изменения поступления в объект регулирования ОР массы вещества или энергии. Исполнительный элемент обычно выполняется конструктивно связанным с ОР и потому изображен на схеме фигурой, входящей в прямоугольник объекта.

Представленная схема является вариантом системы автоматического регулирования (САР), работающей по сигналу ошибки $x(t)$, стремясь своими действиями компенсировать влияние внешних возмущений. Число звеньев САР может быть уменьшено, а некоторые звенья совмещены (например, чувствительный элемент, задающее устройство и сравнивающий элемент в системе стабилизации давления).

Рассмотрим простейшую систему прямого регулирования давления поршневого компрессора, предназначенную для автомати-

Рис. 11.4. Схема поворота характеристики компрессора регулятором



ческого поддержания давления газа в газосборнике (рис. 11.3). Такие системы называются системами стабилизации.

Газ из трубопровода линии всасывания поступает в компрессор и нагнетается в газосборник. Измерение давления газа в газосборнике осуществляется мембранным чувствительным элементом. Изменение давления в газосборнике сопровождается различным прогибом мембраны и перемещением жестко связанного с ней штока. Шток связан рычагом первого рода с задвижкой, установленной на всасывающем трубопроводе. Перемещение задвижки изменяет сопротивление движению всасываемого в компрессор газа. При увеличении сопротивления давление газа на входе в компрессор снижается, что приводит к уменьшению производительности компрессора. При увеличении давления в газосборнике мембрана чувствительного элемента прогнется сильнее, шток поднимется вверх и заставит с помощью рычажной связи опуститься вниз задвижку. Сопротивление движению газа увеличится и уменьшится подача газа в газосборник $\bar{m}_1$. Массовый расход газа m_2 сравняется с приходом массы газа в газосборник; давление газа в газосборнике стабилизируется.

Такой способ изменения производительности компрессора называется воздействием на коммуникацию или дросселированием на всасывании. Система регулирования называется системой *прямого регулирования*, так как перемещение регулирующего органа происходит за счет энергии, накопленной в чувствительном элементе. Если перемещение регулирующего органа осуществляется за счет дополнительного подвода энергии от другого источника (электрическая, гидравлическая, пневматическая), то такая система называется системой *непрямого регулирования*.

Характеристики подвода массы газа в газосборник $\bar{m}_I$, $\bar{m}_{II}$, $\bar{m}_{III}$ при положениях заслонки в трубопроводе l_1, l_2 и l_3 приведены на рис. 11.4. Линии *ab*, *cd* и *eg* изображают размерные характеристики отвода газа из газосборника.

Пусть в рассматриваемый период времени имеем характеристики подвода $\bar{m}_I$ и отвода *ab*. Устойчивый режим работы соответствует точке *1*. Вследствие изменения нагрузки характеристика отвода стала *cd*. Возник переходный режим. Вдоль характеристики подвода давление газа должно расти до точки пересечения характеристики подвода $\bar{m}_I$ и отвода *cd*, т. е. до точки *2*. При изменении (повышении) давления шток чувствительного элемента поднимается вверх и переместит задвижку в положение l_2. Последнее вызовет понижение давления и плотности всасываемого газа в ком-

прессор. Производительность снизится и новый устойчивый режим будет соответствовать точке пересечения характеристики подвода $\bar{m}_{II}$ с открытием l_2 и отводом cd, т. е. точке *3*.

Если характеристика отвода изменится на eg вместо ab, то, произведя такой же анализ работы системы, найдем, что новый устойчивый режим работы будет соответствовать точке *5*, стоящей на характеристике подвода $\bar{m}_{III}$ и отвода eg. Линия устойчивых режимов будет проходить через точки *3*, *1*, *5*. Система регулирования повернула характеристику возможных режимов работы установки таким образом, что при различных характеристиках отвода давление газа в газосборнике остается практически неизменным или малоизменяющимся.

Выведем уравнения регулируемого объекта при наличии системы регулирования. Изменение массы газа в газосборнике в этом случае также описывается уравнением (11.3). Величина $\bar{m}_1$ в данной системе регулирования кроме давления в газосборнике p зависит от положения дроссельной заслонки l, изменяющей поступление массы газа в компрессор $\bar{m}_1 = \bar{m}_1(p, l)$. Расход газа из газосборника зависит только от давления газа в нем $\bar{m}_2 = \bar{m}_1(p)$. Изменение массового расхода газа, поступающего в газосборник, определяется по формуле

$$\Delta\bar{m}_1 = \bar{m}_1 - \bar{m}_{1_0} = \left(\frac{\partial\bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 \Delta p + \left(\frac{\partial\bar{m}_1}{\partial l}\right)_0 \Delta l. \qquad (11.9)$$

Здесь $(\partial\bar{m}_1/\partial p)_0$ и $(\partial\bar{m}_1/\partial l)_0$ — частные производные в момент устойчивого состояния работы установки; $\Delta p = p - p_0$, а $\Delta l = l - l_0$. Изменение массового расхода газа, выходящего из газосборника, определяется по формуле

$$\Delta\bar{m}_2 = \bar{m}_2 - \bar{m}_{2_0} = \left(\frac{\partial\bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 \Delta p. \qquad (11.10)$$

В системах регулирования в большинстве случаев нет линейной зависимости выходной величины каждого звена от входной. Однако для упрощения решения систем дифференциальных уравнений и их анализа производят линеаризацию уравнений звеньев. Для этого разлагают уравнение движения звена в ряд Тейлора и ограничиваются двумя первыми членами разложения. В тех случаях, когда требуется большая точность расчетов или когда система находится на границе устойчивости, число членов разложения увеличивают. Линеаризованные уравнения достаточно точно описывают поведение системы. Если функции, описывающие движение звеньев, не могут быть разложены в ряд Тейлора, то система регулирования называется нелинейной и способ ее решения будет в каждом отдельном случае различный.

Подставив в уравнение (11.3) величины $\Delta\bar{m}_1$ и $\Delta\bar{m}_2$ из уравнений (11.9) и (11.10), получим

$$\left(\frac{\partial\bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 \Delta p + \left(\frac{\partial\bar{m}_1}{\partial l}\right)_0 \Delta l - \left(\frac{\partial\bar{m}_2}{\partial p}\right) \Delta p = \frac{V}{RT_{cp}} \frac{dp}{dt}. \qquad (11.11)$$

Заменяя размерные переменные безразмерными, находим

$$\varphi = \frac{p - p_0}{p_0} = \frac{\Delta p}{p_0}; \quad p = \varphi p_0 + p_0;$$

$$\frac{dp}{dt} = p_0 \frac{d\varphi}{dt} = p_0 \dot{\varphi}; \quad \mu = \frac{l - l_0}{l_{\max} - l_{\min}} = \frac{\Delta l}{l_{\max} - l_{\min}},$$

где $l_{\max}$ и $l_{\min}$ — максимальное и минимальное открытие всасывающего трубопровода компрессора ($l_{\min}$ соответствует полному закрытию трубопровода и в большинстве случаев равна нулю; $l_{\max}$ соответствует полному открытию трубопровода; $\Delta l = l - l_0 = \mu l_{\max}$).

В системах регулирования добиваются, чтобы изменение положения регулирующего органа линейно изменяло расход газа в трубопроводе. В этом случае величина μ может быть выражена уравнением $\mu = (\bar{m} - \bar{m}_0)/\bar{m}_{\max}$. После замены переменных в уравнении (11.11) получим

$$\left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p}\right)_0 p_0 \varphi + \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial l}\right)_0 l_{\max} \mu - \left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 p_0 \varphi = \frac{V p_0 \dot{\varphi}}{R T_0}. \quad (11.12)$$

Уравнение (11.12) после несложных преобразований запишем в виде

$$\dot{\varphi} + \varphi/T_1 - \mu/T_2 = 0. \quad (11.13)$$

Здесь

$$T_1 = \frac{m_0}{\left[\left(\frac{\partial \bar{m}_2}{\partial p}\right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial p}\right)_0\right] p_0}; \quad T_2 = \frac{m_0}{\left(\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial l}\right)_0 l_{\max}},$$

где $m_0 = V\rho_0$ — масса газа в газосборнике при установившемся режиме.

Уравнение регулируемого объекта (11.13) содержит две переменные φ и μ и недостаточно для определения движения элементов системы автоматического регулирования.

Перемещение конца штока чувствительного элемента z в зависимости от величины регулируемого параметра p представим в безразмерной форме

$$\frac{z - z_0}{z_{\max} - z_{\min}} = \frac{p - p_0}{p_{\max} - p_{\min}}, \quad (11.14)$$

где $z_{\max}$ и $z_{\min}$ — положение штока чувствительного элемента при соответствующих регулируемых параметрах $p_{\max}$ и $p_{\min}$.

Обозначим

$$(z - z_0)/(z_{\max} - z_{\min}) = \xi, \quad (11.15)$$

где ξ — относительное перемещение чувствительного элемента.

Правую часть уравнения (11.14) можно представить, поделив числитель и знаменатель на p_0, в виде

$$\frac{p - p_0}{p_{\max} - p_{\min}} = \frac{(p - p_0)/p_0}{(p_{\max} - p_{\min})/p_0},$$

где $(p - p_0)/p_0 = \varphi$ — относительное отклонение регулируемой величины.

Обозначим

$$(p_{max} - p_{min})/p_0 = \delta, \qquad (11.16)$$

где δ — относительная величина неравномерности регулируемого параметра.

Из уравнений (11.14)—(11.16) получим относительное перемещение чувствительного элемента в виде

$$\xi = \varphi/\delta. \qquad (11.17)$$

Однако и этого уравнения недостаточно для описания движения элементов системы регулирования, так как два полученных уравнения содержат три неизвестные величины. Шток чувствительного элемента в данной схеме регулирования связан рычагом первого рода с перемещением регулирующего органа задвижки. Эта связь может быть выражена зависимостью

$$(z - z_0)/(z_{max} - z_{min}) = -(l - l_0)/l_{max} - l_{min}) = -\mu. \qquad (11.18)$$

Знак «—» в правой части уравнения указывает на то, что величине z_{max} соответствует минимальное открытие задвижки l_{min}, а z_{min} соответствует l_{max}.

Из уравнений (11.15) и (11.18) получим *уравнение связи*

$$\xi = -\mu. \qquad (11.19)$$

С учетом соотношений (11.17) и (11.19) уравнение (11.13) можно представить в виде

$$\dot{\varphi} + (1/T_1 + 1/\delta T_2)\,\varphi = 0.$$

Эта зависимость называется уравнением регулируемого параметра. С точки зрения математики оно является линейным дифференциальным уравнением первого порядка с постоянными коэффициентами. Его решение имеет вид

$$\varphi = Ce^{-(1/T_1 + 1/\delta T_2)\,t},$$

где C — постоянная.

Устойчивость системы, определяемая выражением $\lim\limits_{t \to \infty} \varphi \to 0$, обеспечивается при удовлетворении неравенства

$$1/T_1 + 1/\delta T_2 > 0. \qquad (11.20)$$

Знак T_2 соответствует знаку частной производной $\frac{\partial \bar{m}_1}{\partial l}$, которая положительна, так как при прочих равных условиях с увеличением l растет площадь прохода и расход газа через трубопровод. Величина δ всегда положительна, поскольку $p_{max} - p_{min} > 0$. Следовательно, второе слагаемое неравенства (11.20) всегда положительно. Величина T_1 в компрессорных машинах на основании анализа, проведенного в п. 11.1, тоже положительна.

Таким образом, в поршневых компрессорах переходные процессы всегда заканчиваются установлением устойчивого режима работы установки.

11.3. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Основным возмущающим действием, вследствие которого повышается или понижается давление в сети, обслуживаемой компрессором, является изменение расхода массы газа, потребляемой из сети пневмоприемниками. Для поддерживания давления по требуемому закону необходимо изменять производительность компрессора $\bar{m}_1$ с таким расчетом, чтобы она была равна расходу массы газа из сети $\bar{m}_2$.

Массовая производительность компрессора определяется уравнением

$$\bar{m}_1 = \rho_н \bar{V}_{h1} \lambda.$$

Требуемую массовую производительность компрессора при изменении нагрузки сети представим в виде

$$\bar{m}^* = \rho_н^* \bar{V}_{h1}^* \lambda^*.$$

Из приведенных уравнений следует, что производительность компрессора можно изменить, варьируя плотностью всасываемого в компрессор газа $\rho_н$, объемом, описываемым поршнем первой ступени $\bar{V}_{h1}$, величиной коэффициента производительности по отдельности или в любой комбинации.

Для удобства последующих выводов введем понятие об относительной производительности компрессора

$$\sigma = \bar{m}^*/\bar{m} = \rho_н^* \bar{V}_{h1}^* \lambda^* / \rho_н \bar{V}_{h1} \lambda.$$

Иногда σ называют степенью снижения производительности компрессора на режиме регулирования.

Существует множество способов изменения производительности компрессора. Для оценки достоинств каждого будем рассматривать их со следующих позиций: 1) с какой степенью точности обеспечивается поддержание давления в сети; 2) как изменяются при этом затраты мощности привода и удельная работа; 3) насколько усложнит конструкцию установки использование выбранного способа. Кроме того, необходимо учитывать ряд факторов, характеризующих работу компрессора на режиме регулирования: перераспределение загрузки ступеней, изменение температур газа по тракту, надежность системы регулирования и т. д.

Изменение производительности одноступенчатого компрессора при дросселировании всасываемого газа. Плотность всасываемого газа можно уменьшать, повышая его температуру или снижая давление. При повышении начальной температуры $T_н$ возрастает

удельная индикаторная работа, температура нагнетаемого газа и усиливается окисление смазочных масел. Поэтому подогрев газа не применяется для регулирования компрессоров.

Уменьшение начального давления достигается установкой во всасывающем трубопроводе дроссельного устройства, сопротивление которого можно изменять. Так как процесс дросселирования идеального газа изотермный, то отношение плотностей при нем равно отношению давлений

$$\rho_{\text{н}}^*/\rho_{\text{н}} = p_{\text{н}}^*/p_{\text{н}}.$$

Здесь $p_{\text{н}}^* = p_{\text{н}} - \Delta p_{\text{н}}$; $\Delta p = \rho_{\text{н}}\zeta\frac{c^2}{2}$ — потеря давления в местном сопротивлении, где ζ — коэффициент местного сопротивления, а c — скорость газа в наиболее узком сечении дросселя.

Относительная производительность при изменении $p_{\text{н}}^*$ записывается в виде

$$\sigma = p_{\text{н}}^*\lambda^*/p_{\text{н}}\lambda_0.$$

В процессе регулирования ставится задача стабилизации давления $p_{\text{к}}$, поэтому при уменьшении $p_{\text{н}}^*$ увеличивается отношение давлений Π^*, которое изменит λ^* и главным образом за счет λ^*_0. Поэтому величину σ с достаточной точностью можно определить по формуле

$$\sigma = [1 - a(\Pi^{*1/n_{\text{p}}} - 1)]\,\Pi/[1 - a(\Pi^{1/n_{\text{p}}} - 1)]\,\Pi^*.$$

Теоретически значения σ могут изменяться от 1 до 0. Номинальному режиму работы компрессора соответствует $\sigma = 1$, когда отсутствует дросселирование газа на всасывании. Нулевая производительность компрессора $\sigma = 0$ соответствует условию

$$\ln \Pi^* = n_{\text{p}} \ln [(1 + a)/a].$$

Данный способ обеспечивает плавное изменение производительности компрессора за счет снижения $p_{\text{н}}^*$ и λ_0 при плавно изменяющемся положении заслонки. В предельном случае $\sigma = 0$ произойдет полное перекрытие всасывания. Осуществление такого способа не вызывает технических трудностей.

Рассмотрим изменение удельной индикаторной работы $l_{\text{ин}}^*$ при изменении только плотности всасываемого газа

$$l_{\text{и}}^* = [n/(n-1)]\,RT\,[(p_{\text{к}}/p_{\text{н}}^*)^{(n-1)/n} - 1]. \qquad (11.21)$$

При регулировании величина $p_{\text{н}}^*$ уменьшается и может быть определена из уравнения

$$p_{\text{н}}^* = p_{\text{н}} - \Delta p = p_{\text{н}}(1 - \varkappa_1), \qquad (11.22)$$

где $\varkappa_1 = \Delta p/p_{\text{н}}$ — относительное изменение давления всасывания.

Из уравнений (11.21) и (11.22) получим

$$l_{\text{и}} = [n/(n-1)]\,RT\,\{[p_{\text{к}}/(1 - \varkappa_1)\,p_{\text{н}}]^{(n-1)/n} - 1\}. \qquad (11.23)$$

Относительное изменение давления всасывания при регулировании представляет собой сравнительно небольшую величину и поэтому

$$1/(1-\varkappa_1) \approx 1+\varkappa_1.$$

Разложим величину $(1+\varkappa_1)^{(n-1)/n}$ в ряд Тейлора и ограничимся двумя членами разложения

$$(1+\varkappa_1)^{(n-1)/n} \approx 1+[n-1)/n]\,\varkappa_1. \qquad (11.24)$$

Из уравнений (11.23) и (11.24) после несложных преобразований величина $l_и^*$ может быть выражена уравнением

$$l_и^* = \frac{n}{n-1} RT_в \left[\left(\frac{p_к}{p_в}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] + RT_в \left(\frac{p_к}{p_в}\right)^{\frac{n-1}{n}} \varkappa_1. \qquad (11.25)$$

Первый член правой части уравнения (11.25) представляет собой удельную работу, затрачиваемую на сжатие и перемещение газа при номинальном режиме $l_и$, а второй — увеличение этой работы при дросселировании. Относительное изменение удельной работы будет

$$l_и^*/l_и = 1+[(n-1)\,\Pi^{(n-1)/n}\varkappa_1]/n\,(\Pi^{(n-1)/n}-1).$$

В данном уравнении при принятых допущениях все величины за исключением $\varkappa_1$ постоянны. Дросселирование газа сопровождается увеличением $\varkappa_1$, что приводит к росту удельной индикаторной работы компрессора на режимах регулирования. Если учитывать дополнительно влияние мертвого пространства на производительность компрессора, то с уменьшением давления всасывания интенсивность ее снижения возрастет. Однако увеличение удельной индикаторной работы будет и в этом случае, так как мертвое пространство практически не изменяет величину $l_и$.

В компрессорах небольшой производительности иногда применяют полное перекрытие всасывающего трубопровода. Прекращение поступления свежего газа в компрессор приводит к выкачиванию газа из объема между дросселем и цилиндром. Давление всасывания постепенно становится ниже атмосферного, а отношение давлений в цилиндре увеличивается до тех пор, пока весь заполняющий цилиндр газ не уместится в мертвом пространстве при сжатии. Дальнейшее снижение давления всасывания прекратится.

Процесс отсасывания газа из замкнутого объема сопровождается увеличением отношения давлений и температуры в цилиндре. Если этот объем мал, то рост $T_ц$ кратковременный. Достигнув максимума, температура газа в цилиндре падает из-за охлаждения его водой и рассеивания тепла в окружающую среду. Подобный перевод компрессора на холостой ход сопровождается затратой работы на преодоление трений в механизме движения компрессора и совершение индикаторной работы холостого хода, что составляет примерно 15—20 % от номинальной работы. Как

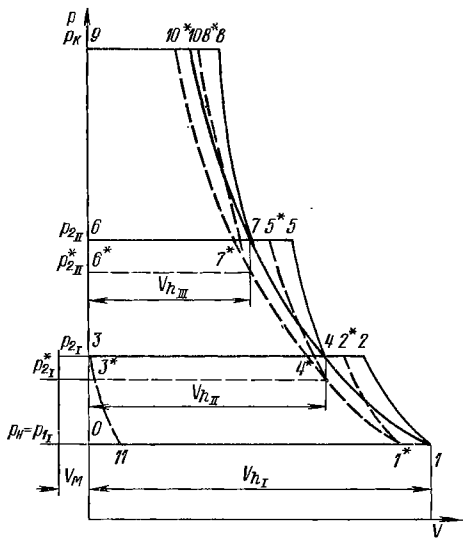


Рис. 11.5. График изменения совмещенной индикаторной диаграммы многоступенчатого компрессора при теоретическом процессе и дросселировании всасываемого газа:

— — — — индикаторные диаграммы ступеней компрессора при номинальном режиме; ——— — то же при снижении давления всасываемого газа дросселированием

и всякий позиционный процесс регулирования, он может поддерживать давление в сети в диапазоне между максимально и минимально допустимыми значениями. В этом случае компрессор должен некоторое время работать, пока давление не достигнет максимальной величины. Затем закрывается автоматически всасывающий трубопровод, компрессор переходит на холостой ход с нулевой производительностью. В это время из сети продолжает расходоваться газ и давление в ней падает. Когда оно достигнет минимальной величины, всасывающий трубопровод открывается и вновь сеть заполняется нагнетаемым компрессором газом. Переход компрессора с холостого на рабочий ход вызывает резкое увеличение мощности, потребляемой компрессором, и нагрев двигателя. Учитывая данное обстоятельство, перекрытие всасывающего трубопровода иногда дополняют перепуском газа с нагнетания на всасывание. На участке от нагнетательного патрубка компрессора до запорного (обратного) клапана присоединяют перепускной трубопровод. Другой его конец соединяют с трубопроводом всасывания до устройства (по ходу газа), перекрывающего всасывающий трубопровод. В момент закрытия всасывающего трубопровода открывается устройство, перепускающее газ из полости нагнетания во всасывающий трубопровод. Обратный клапан отсоединяет компрессор из сети. Давление в полости нагнетания падает до давления всасывания. В результате этого снижаются температура газа в цилиндре и индикаторная мощность холостого хода.

В качестве недостатков регулирования перекрытием всасывающего трубопровода можно указать следующее.

1. При перекрытии всасывающего трубопровода в цилиндре образуется давление ниже атмосферного. При этом из картера в цилиндр происходит подсос газа и смазочного масла. Скопление последнего в цилиндре может вызвать гидравлический удар и аварию.

2. Этот способ требует добавочного расхода энергии на преодоление трений и индикаторную работу. Теряется работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение перепускаемого газа.

3. Неравномерность нагрузки двигателя при периодическом перекрытии трубопровода вызывает его перегрев.

Для многоступенчатых машин этот способ не применим из-за длительности периода опорожнения межступенчатых коммуникаций и продолжительности работы компрессора с максимальными температурами газа в цилиндре, что может явиться причиной взрыва масла и продуктов неполного его разложения.

Изменение производительности многоступенчатого компрессора при дросселировании всасываемого газа. Рассмотрим изменение давления по ступеням многоступенчатого компрессора в случае дросселирования всасываемого газа. Для упрощения анализа сделаем это на примере трехступенчатого компрессора с теоретическим рабочим процессом при адиабатном сжатии газа в ступенях с порядковыми номерами I, II и III.

Индикаторная диаграмма компрессора на номинальном режиме с давлением всасывания $p_н$ и нагнетания $p_к$ изображена штриховыми линиями на рис. 11.5. Отрезками линии *0—1* в масштабе изображен объем, описываемый поршнем первой ступени V_{h_I}, *3—4* — $V_{h_{II}}$ и *6—7* — $V_{h_{III}}$. Линия *1—10* диаграммы является изотермой с температурой $T_н$ и массой газа $\bar{m}_1$. При дросселировании всасываемого газа его давление снизится до величины $p_н^* = \sigma p_н$; давление нагнетаемого газа останется постоянным равным $p_к$.

Для построения индикаторных диаграмм ступеней компрессора на режиме регулирования проведем линию постоянного давления $\sigma p_н$. Затем через точку *1* проведем линию, параллельную оси ординат, которая пересечет линию $\sigma p_н = \text{const}$ в точке *1**. Отрезок линии $\sigma p_н = \text{const}$ от точки *0** на оси ординат и *1** равняется V_{h_I} по построению. Из точки *1** проведем изотерму *1*—10**, описываемую уравнением $pV = \sigma m R T_н$, и линии, параллельные оси ординат, через точки *4* и *7*, соответствующие началу процессов сжатия во второй и третьей ступенях при номинальном режиме. Точки пересечения изотермы *1*—10** с линиями постоянных абсцисс *4* и *7* обозначим *4** и *7**. Проведем через точки *4** и *7** линии, параллельные оси абсцисс. Отрезки линий *3*—4** и *6*—7** являются по построению объемами $V_{h_{II}}$ и $V_{h_{III}}$ соответственно. Проведем из точек *1**, *4** и *7** адиабаты до пересечения с линией постоянной ординаты *3**, *6** и обозначим эти точки через *2**, *5**, *8**. Индикаторная диаграмма первой ступени при новом давлении описывается линиями *0*—1*—2*—3*—0**, второй *3*—4*—5*—6*—3** и третьей *6*—7*—8*—9*—6**.

Точки *1* и *4* лежат на одной изотерме и поэтому справедлива зависимость

$$p_4/p_1 = p_{1\,II}/p_{1I} = V_1/V_4 = V_{h_I}/V_{h_{II}}. \qquad (11.26)$$

Давление в точке *4* диаграммы является давлением всасывания второй ступени p_{1II} и нагнетания первой p_{2I}. Обозначим отношение давлений

$$p_{4\,II}/p_{1I} = p_{2I}/p_{1I} = \Pi_I. \qquad (11.27)$$

Точки *1** и *4** тоже лежат на одной изотерме *1*—10**. Давление в точке *4** равно давлению нагнетания первой ступени по аналогии с номинальным режимом. Из уравнения изотермы с учетом соотношения (11.26) получим

$$p_4^*/p_1^* = V_{h_I}/V_{h_{II}} = p_4/p_1. \qquad (11.28)$$

Обозначим

$$\Pi_I^* = p_4^*/p_1^* = p_{2I}^*/p_{1I}^*. \qquad (11.29)$$

На основании уравнений (11.27)—(11.29) находим $\Pi_I^* = \Pi_I$. По аналогии для второй ступени найдем, что $\Pi_{II}^* = \Pi_{II}$. Общее отношение давлений в компрессоре при работе на номинальном режиме

$$\Pi_0 = p_к/p_н = \Pi_I\Pi_{II}\Pi_{III}. \qquad (11.30)$$

Отношение давлений в компрессоре при работе на режиме регулирования

$$\Pi_0^* = p_к/p_н = p_к/p_н\sigma = \Pi_I^*\Pi_{II}^*\Pi_{III}^*. \qquad (11.31)$$

Из уравнений (11.30) и (11.31) находим

$$\Pi_0 = \Pi_I^*\,\Pi_{II}^*\Pi_{III}^*\sigma = \Pi_I\Pi_{II}\Pi_{III}.$$

Учитывая равенство отношений давлений в первой и второй ступенях при работе компрессора на номинальном режиме и режиме регулирования, определим

$$\Pi_{III}^* = \Pi_{III}/\sigma.$$

Следовательно, при дросселировании всасываемого газа отношения давлений во всех ступенях, кроме последней, остаются постоянными, а на последней оно возрастает в $1/\sigma$ раз. Вследствие этого могут возникнуть опасные для работы последней ступени температуры газа, что ограничивает допустимый диапазон изменения σ. С целью расширения диапазона изменения σ при проектировании многоступенчатых компрессоров, в которых предполагается применение дросселирования всасываемого газа, отношение давлений на последней ступени Π_z при работе на номинальном режиме занижают на 10—20 % по сравнению с другими ступенями.

Индикаторная работа во всех ступенях, кроме последней, определяется на режиме регулирования уравнением

$$L_{ni}^* = [k/(k-1)]\,p_{н_i}^* V_{h_i}\left(\Pi_i^{*\,(k-1)/k} - 1\right).$$

Так как в этих ступенях $p^*_{нi} = \sigma p_{нi}$, а $\Pi^*_i = \Pi_i$, то $L^*_{иi} = \sigma L_{иi}$. В последней ступени $\Pi^*_z = \Pi_z/\sigma$ и индикаторная работа определяется по формуле

$$L^*_z = [k/(k-1)]\, p_{нz}\sigma V_{h_z}[(\Pi_z/\sigma)^{(k-1)/k} - 1],$$

т. е. индикаторная работа в последней ступени изменяется так же, как в одноступенчатом компрессоре при снижении давления всасывания.

Удельная индикаторная работа при дросселировании всасываемого газа во всех ступенях остается постоянной, а в последней возрастает в соответствии с уравнением (11.25). Суммарная удельная индикаторная работа $l^*_{и_{мк}}$ определяется уравнением

$$l^*_{и_{мк}} = l_{и_{мк}} + RT_н(\Pi_z/\sigma)^{(k-1)/k}(1-\sigma).$$

Удельная работа, затрачиваемая на преодоление механических трений в механизме, увеличивается главным образом из-за снижения производительности компрессора.

Способ плавного изменения массовой производительности многоступенчатого компрессора дросселированием всасываемого газа достаточно прост, не требует больших затрат времени и средств на изготовление, но увеличивает удельные затраты работы. В связи с указанным он находит ограниченное применение преимущественно в компрессорах малой производительности.

Изменение производительности компрессора изменением объема, описываемого поршнем в единицу времени $\overline{V}_h$. Величина $\overline{V}_h$ ступени компрессора определяется из уравнения $\overline{V}_h = Fsn$. При постоянном ходе s и площади F поршня изменение $\overline{V}_h$ можно осуществлять за счет плавного или ступенчатого изменения частоты вращения вала n.

Рассмотрим способы воздействия на привод установки с точки зрения требований, предъявляемых к системам регулирования.

1. При плавном изменении частоты вращения двигателя и коленчатого вала компрессора достигается точность поддерживания заданного закона изменения давления.

2. Если двигатель допускает плавное изменение частоты врвщения, то конструкция компрессора не усложняется.

Для оценки затрат работы или мощности при изменении производительности этим способом рассмотрим изменение изотермного КПД $\eta_{из}$ при разных частотах вращения вала n_1 и n_2, причем $n_1 > n_2$

$$\eta_{из} = N_{из}/(N_н + N_{тр}).$$

Здесь $N_{из}$ — изотермная мощность, которая определяется уравнением

$$N_{из} = \bar{m}RT_н \ln(p_к/p_н),$$

где R, $T_н$, $p_к$ и $p_н$ — постоянны при обоих режимах работы по условию.

Производительность компрессора

$$\bar{m} = \rho_н V_h n \lambda, \qquad (11.32)$$

где λ — коэффициент производительности.

Из уравнения (11.32) найдем зависимость между производительностями компрессора при n_1 и n_2

$$\bar{m}_2 = \bar{m}_1 n_2 \lambda_2 / n_1 \lambda_1.$$

Тогда

$$N_{2\,и} = N_{1\,из} n_2 \lambda_2 / n_1 \lambda_1.$$

Индикаторная мощность $N_и$ определяется при обработке экспериментальных данных в соответствии с уравнением

$$N_и = kAn,$$

где A — площадь индикаторной диаграммы; k — масштаб площади диаграммы.

Выразим $N_{2и}$ через $N_{1и}$

$$N_{2и} = N_{1и} A_2 n_2 / A_1 n_1.$$

Мощность, затрачиваемую на преодоление механических трений в механизме движения $N_{2тр}$ при постоянстве коэффициентов трений деталей, можно выразить через $N_{1тр}$.

$$N_{2тр} = N_{1тр} n_2 / n_1.$$

Подставив значение мощностей в уравнение для $\eta_{из}$, найдем

$$\eta_{2\,из} = \frac{N_{1\,из} \lambda_2 / \lambda_1}{N_{1и} A_2 / A_1 + N_{1\,тр}}. \qquad (11.33)$$

Проанализируем полученное выражение. Если $A_2/A_1 = 1$ и $\lambda_2/\lambda_1 = 1$, то $\eta_{1из} = \eta_{2из}$. При уменьшении частоты вращения вала снижаются средняя скорость поршня и скорость газа в клапанах в отношении n_2/n_1. Газодинамические сопротивления клапанов уменьшаются в отношении $(n_2/n_1)^2$. Процессы сжатия и расширения осуществляются с меньшими показателями политропы. Вследствие этого отношение $A_2/A_1 < 1$, что указывает на повышение изотермного КПД по мере снижения частоты вращения вала.

Отношение λ_2/λ_1 меняется неоднозначно при достаточно широком диапазоне изменения частоты вращения вала. Функция $\lambda = f(n)$ имеет максимум при $n = n_{опт}$. Если $n_1 < n_{опт}$, то уменьшению частоты вращения вала от n_1 до n_2 соответствует $\lambda_2/\lambda_1 < 1$. При $n_1 > n_{опт}$ и $n_2 < n_1$ величина $\lambda_2/\lambda_1 > 1$. Она достигает максимального значения при $n_2 = n_{опт}$, а затем постепенно снижается и при определенном значении n_2 становится меньше единицы. Таким образом, в зависимости от конструкции рассматриваемого компрессора и величины исходной частоты вращения вала n_1 снижение ее до n_2 может приводить как к повышению (при $\lambda_2/\lambda_1 > 1$), так и к понижению (при $\lambda_2/\lambda_1 < 1$) изотермного КПД компрессора.

Совместное влияние рассмотренных факторов приводит к тому, что в ограниченном диапазоне изменения частоты вращения вала изотермный КПД компрессора меняется незначительно.

Поясним сказанное выше на примере. При расчете рабочего процесса в ступени компрессора ВУ 3/8 с помощью математической модели при $n_1 = 48{,}83$ с$^{-1}$ и $n_2 = 13$ с$^{-1}$ отношение $\lambda_2/\lambda_1 = 1{,}34$, а $A_2/A_1 = 0{,}6$. Из уравнения (11.33) следует, что $\eta_{2из} > \eta_{1из}$, так как $\lambda_2/\lambda_1 > 1$ и $A_2/A_1 < 1$, т. е. в данном случае с уменьшением частоты вращения вала КПД компрессора увеличивается.

На изменение КПД сильно влияет правильный выбор клапанов, которые должны иметь наибольшую эффективность в диапазоне предполагаемого изменения частоты вращения вала.

Наиболее часто приводом компрессорной установки являются электродвигатели. Синхронные электродвигатели имеют абсолютно жесткую характеристику и не допускают изменения частоты вращения ротора. Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, которые наиболее часто применяются для небольших компрессоров из-за своей дешевизны, также имеют жесткую характеристику. Изменение частоты вращения их роторов соответствует величине скольжения (2 %), а это ничтожно мало. Асинхронные двигатели с фазным ротором при включении сопротивлений в цепь статора допускают в ограниченном диапазоне изменение частоты вращения, но работают на этих режимах неэкономично. Только электродвигатели постоянного тока имеют мягкую характеристику. На промышленных предприятиях, как правило, нет постоянного тока, а двигатели, питаемые от выпрямителей, сложны в эксплуатации, имеют большие энергетические потери и дороги. Все эти причины не позволяют широко использовать плавное изменение частоты вращения вала для изменения производительности компрессора.

Плавное изменение частоты вращения допускают паровые машины и двигатели внутреннего сгорания, устойчивая работа которых сохраняется при снижении n до 55 % от номинальной. Последние часто используют в передвижных компрессорных установках. При уменьшении частоты вращения КПД двигателя понижается, а КПД компрессора растет. Общий КПД установки зависит от состояния компрессора и двигателя. Обосновывая допустимый диапазон изменения частоты вращения вала, обычно исходят из посылки, что КПД установки должен быть примерно постоянным.

В некоторых случаях между электродвигателем и компрессором устанавливается гидромуфта, которая позволяет плавно изменять частоту вращения вала компрессора. Это удорожает установку и ухудшает ее КПД, но дает возможность регулировать работу компрессора.

В последнее время находит применение ступенчатое изменение частоты вращения вала для целей регулирования давления в сети. Простейшим случаем использования такого способа является остановка двигателя, т. е. двигатель имеет две возможные частоты вращения вала — рабочую и нулевую. Применение такого регу-

лирования обосновано только тогда, когда компрессор имеет производительность $\bar{m}$ больше, чем потребление газа сетью $\bar{m}_c$, а технологический процесс предприятия допускает изменение давления в сети от p_{max} до p_{min}.

Идеальный процесс регулирования осуществляется следующим путем. При достижении в газосборнике максимального давления p_{max} останавливается двигатель компрессора и производительность компрессора становится равной нулю. Во время остановки двигателя за счет потребления сжатого газа уменьшается его масса в сети и снижается давление. Когда давление достигает величины p_{min}, вновь автоматически пускается двигатель. Так как производительность компрессора больше потребления газа из сети, то в последней начинает накапливаться масса газа и повышаться его давление. По достижению газом давления p_{max} двигатель останавливается и начинается новый цикл регулирования. Если обозначить время цикла регулирования t, работы компрессора в цикле t_1 и остановки t_2, то справедливы равенства

$$\bar{m}t_1 = \bar{m}_c t; \tag{11.34}$$

$$\bar{m}_c t_2 = V_p (\rho_{max} - \rho_{min}), \tag{11.35}$$

где V_p — объем газосборника (ресивера); ρ_{max} и ρ_{min} — максимальная и минимальная за цикл регулирования плотность газа в газосборнике.

Из уравнений (11.34) и (11.35) находим

$$\bar{m}\,(t_1/t)\,t_2 = V_p\,(\rho_{max} - \rho_{min}).$$

Обозначим относительное время работы компрессора за цикл регулирования t_1/t буквой ν и, зная, что $t_2 = (1 - \nu)\,t$, найдем

$$t = V_p\,(\rho_{max} - \rho_{min})/\nu\,(1 - \nu)\,\bar{m}.$$

Число циклов регулирования z за час будет определяться по формуле

$$z = 3600/t = \nu\,(1 - \nu)\,\bar{m}3600/V_p\,(\rho_{max} - \rho_{min}). \tag{11.36}$$

Из уравнения (11.36) следует, что z пропорционально производительности компрессора $\bar{m}$ и обратно пропорционально V_p и разности плотностей $\Delta\rho$.

Так как в газосборнике находится газ, охлажденный в межступенчатом холодильнике, и допустимая разность давлений невелика, то можно представить Δp в виде

$$\Delta\rho = \rho_{max} - \rho_{min} = (p_{max} - p_{min})/RT_{ср},$$

где $T_{ср}$ — средняя температура газа в газосборнике.

Величина $\nu = t_1/t = \bar{m}_c/\bar{m}$ отражает зависимость между расходом газа из газосборника в сеть и производительностью компрес-

сора. Для оценки ее влияния на z найдем условия максимума произведения членов, содержащих ν

$$\frac{d}{d\nu}[\nu(1-\nu)] = 1 - 2\nu = 0;$$

отсюда $\nu = 0{,}5$.

При $\nu = 0{,}5$ произведение $\nu(1-\nu)$ имеет максимальное значение, а число включений z наибольшее для заданных $\dot{m}$, $\dot{m}_c$ и V_p.

Наибольшее число включений определяется по формуле

$$z_{max} = 900\dot{m}RT_{ср}/V_p(p_{max} - p_{min}).$$

При работе компрессора могут возникать различные значения ν, а число включений ограничиваться условиями работы двигателей. По данным Лакмана при регулировке остановками для электродвигателя с фазным ротором $z_{max} = 15$ ч$^{-1}$; для электродвигателей с короткозамкнутым ротором при пуске с переключением со звезды на треугольник $z_{max} = 30$ ч$^{-1}$; при регулировании переводом на холостой ход $z_{max} = 60$ ч$^{-1}$. В настоящее время с целью уменьшения размеров газосборников в передвижных компрессорных станциях при переводе компрессора на холостой ход допускают до 100 включений двигателя в час.

В случае идеального процесса регулирования методом остановок считается, что при работе компрессорной установки на номинальном режиме ее удельная индикаторная работа остается постоянной. Когда компрессор стоит, то он не потребляет никакой энергии. Следовательно, этот способ является экономичным. Точность поддержания давления в этом случае определяется допустимой зоной изменения $\Delta p = p_{max} - p_{min}$. Процесс регулирования связан с конструкцией двигателя, но совершенно не усложняет конструкцию самого компрессора. Такое заключение соответствует только идеальному процессу.

Действительный процесс вносит некоторые изменения в оценке достоинств данного способа регулирования. При запуске компрессора происходит резкое увеличение потребляемой двигателем энергии и он перегревается. С целью разгрузки двигателя его пуск обычно производится при атмосферном противодавлении. Весь сжатый газ из цилиндров, межступенчатых коммуникаций и части нагнетательного трубопровода до обратного запорного клапана выпускается в этом случае в атмосферу. При $z = 102$, $\nu = 0{,}5$ в компрессоре ВУ 3/8 по данным экспериментальных исследований выпуск газа в атмосферу составлял более 15 % от номинальной производительности компрессора.

Время работы двигателя возрастает на: время заполнения цилиндров и коммуникаций компрессора сжатым воздухом до давления p_{min} — $\Delta\tau_1$; время выпуска газа из этих объемов при остановке — $\Delta\tau_2$; время выполнения системой подготовительных операций — $\Delta\tau_3$. Время же остановки двигателя уменьшается на сумму этих величин. Уже при $\nu > 0{,}8$ двигатель фактически не останавливается и подобный способ регулирования для таких

условий не лучше, чем выпуск сжатого воздуха в атмосферу. Затраты удельной работы при различных режимах возрастают, достигая до 25 % свыше номинальной. При таких частых остановках и пусках двигателя быстро увеличивается его износ.

Несмотря на эти недостатки рассмотренный способ регулирования применяют на компрессорах небольшой производительности с мощностью до 100 кВт, в частности, на транспортных установках.

Изменение производительности одноступенчатого компрессора путем присоединения к цилиндру дополнительных полостей. Анализируя причины, вызывающие изменение относительной производительности ступени σ, необходимо рассмотреть способы влияния на коэффициент производительности λ. Наиболее сильное влияние на λ оказывает объемный коэффициент λ_0. Если изменять величину относительного объема мертвого пространства a, то можно получить различные значения λ_0 и производительности ступени. Изменять мертвое пространство можно, присоединяя к цилиндру дополнительную полость $V_д$ постоянного или переменного объема. Относительную величину дополнительного мертвого пространства обозначим $a_д$.

Пусть объемный коэффициент при номинальном режиме работы ступени компрессора будет

$$\lambda_0 = 1 - a\left(\Pi^{1/n} - 1\right).$$

Допустим, что параметры газа в цилиндре компрессора, а также в основном и дополнительном мертвом пространстве в течение всего рабочего цикла ступени одинаковы. В этом случае объемный коэффициент с учетом дополнительного мертвого пространства λ_0^* будет определяться уравнением

$$\lambda_0^* = 1 - (a + a_д)\left(\Pi^{1/n_p} - 1\right). \qquad (11.37)$$

В одноступенчатом компрессоре при регулировании $p_к$ и $p_н$ остаются постоянными. Величины $\lambda_д$, $\lambda_т$ и массообмен изменяются очень незначительно. Величину σ поэтому можно определять с помощью уравнения $\sigma = \lambda_0^*/\lambda_0$.

Из уравнения (11.37) следует, что λ_0^* можно изменить подсоединением $a_д$ от 1 при $a + a_д = 0$ до 0 при $a_д = 1/(\Pi^{1/n_p} - 1) - a_0$. Величина $a_д$ при заданной σ будет определяться по формуле $a_д = (1 - \sigma)\,\lambda_0/(\Pi^{1/n_p} - 1)$. Если плавно изменять объем дополнительного мертвого пространства, то производительность ступени изменяется тоже плавно. Это позволяет поддерживать давление газа в сети в соответствии с заданным законом. Если газ не подчиняется законам идеального, то последнее учитывается чаще всего вводом коэффициента сжимаемости ξ. Величина объемного коэффициента в этом случае определяется из уравнения

$$\lambda_0 = 1 - a\left(\xi_н \Pi^{1/n_T}/\xi_в - 1\right),$$

где $\xi_н$, $\xi_к$ — коэффициенты сжимаемости газа при параметрах в конце процессов всасывания и нагнетания; n_T —температурный показатель политропы по конечным параметрам p и T (при высоких давлениях $n_T = k$).

Необходимые для заданных условий абсолютная и относительная величины мертвого пространства определяются уравнениями:

$$V_д = [(1 - \sigma)\lambda_0/(\xi_н \Pi^{1/n_T}/\xi_к - 1)]\, V_h;$$

$$a_д = (1 - \sigma)\lambda_0/(\xi_н \Pi^{1/n_T}/(\xi_к - 1).$$

Удельная работа, затрачиваемая на привод компрессора, на номинальном режиме до подсоединения $a_д$ равна $l = l_и + l_{тр}$ и при регулировании — $l^* = l^*_и + l^*_{тр}$. Удельная индикаторная работа при $n_р = n_с$ остается постоянной $l_и = l^*_и$. Работа, затрачиваемая на преодоление механических трений, тоже практически неизменна, а потому $l^*_{тр} = l_{тр}/\sigma$.

Относительная величина удельной работы определяется по формуле

$$l^*/l = [1 - (1 - \sigma)\,\eta_{мех}]/\sigma,$$

где $\eta_{мех}$ — механический КПД компрессора.

Отношение l^*/l будет немного возрастать с уменьшением σ. Например, при $\eta_{мех} = 0{,}85$ и $\sigma = 0{,}7$ относительная удельная работа увеличится только на 4 %.

Присоединение полостей дополнительного мертвого пространства производится к цилиндру с помощью управляемых клапанов. Чаще всего присоединяются полости постоянного объема. На рис. 11.6 изображена схема цилиндра ступени двойного действия с дисковым поршнем и двумя рабочими камерами ($А$, $Б$), к которым подсоединены по две полости ($а$, $г$ и $б$, $в$). Каждая подсоединенная полость снижает производительность рабочей камеры на половину при расчетном отношении давлений. Следовательно, эта ступень может иметь пять различных производительностей, отличающихся на 25 %. В том случае, когда все полости дополнительного мертвого пространства отсоединены от цилиндра, ступень имеет 100 %-ную номинальную производительность. Присоединение дополнительных полостей производится по очереди к обеим рабочим камерам. Присоединяя полость к одной рабочей камере, снижают ее производительность на половину, а всей ступени — на 25 %. Подсоединение следующей полости дополнительного мертвого пространства производится к рабочей камере, расположенной по другую сторону дискового поршня, и тоже снижает производительность полости на 50 %, а ступени еще на 25 %. Подсоединение производится последовательно по мере повышения давления в газосборнике автоматически.

Действительный процесс в ступени с присоединенной полостью дополнительного мертвого пространства будет отличаться от идеального, так как параметры газа в цилиндре и присоединенной

полости не идентичны. На рис. 11.7 показано отношение плотностей газа в цилиндре $\rho_ц$ и присоединенной к нему полости $\rho_д$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Эта зависимость была экспериментально получена в лаборатории кафедры «Компрессоростроение» ЛПИ [22].

Как видно из графиков, отношение $\rho_ц/\rho_д$ за цикл при $n = 16{,}7\ с^{-1}$, $П = 3$, $a = 0{,}48$ и отношении площади поршня $F_п$ к площади проходного сечения в клапане $f_к$, равном 30, колеблется от 1,35 до 0,6. Такое сравнительно большое колебание плотностей

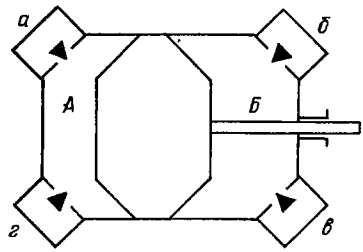


Рис. 11.6. Схема подсоединения полостей дополнительного мертвого пространства к ступени двойного действия с дисковым поршнем: *а*, *б*, *в*, *г* — полости дополнительного мертвого пространства; *А*, *Б* — полости цилиндра

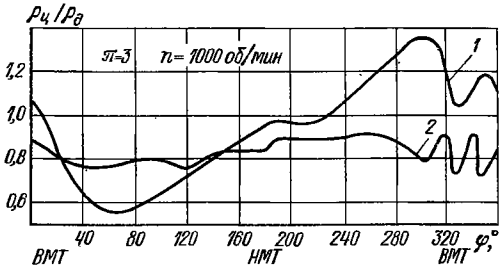


Рис. 11.7. Зависимость отношения плотности газа в цилиндре $\rho_ц$ и дополнительном мертвом пространстве $\rho_д$ от угла поворота коленчатого вала φ:
1 — при $a_д = 0{,}4793$; *2* — при $a_д = 0{,}0458$

вызвано отклонениями давлений и температуры газа в цилиндре и присоединенной полости. Если в цилиндре изменение параметров газа происходит вследствие движения поршня, то в присоединенной полости это вызвано массообменом с газом цилиндра. Между цилиндром и полостью находится управляемый клапан, который представляет собой гидравлическое сопротивление. Скорость перетекания газа через узкое сечение клапана является функцией разности давлений между цилиндром и полостью. Эта скорость гасится за счет трения струи, а кинетическая энергия ее превращается в тепло. Появляется и разность температур между газом в цилиндре и дополнительной полости, обусловленная, в частности, различием в условиях внешнего теплообмена. Как правило, температура газа в полости, осредненная за цикл, будет выше средней температуры газа в цилиндре.

На проталкивание газа из цилиндра в полость необходимо затрачивать определенную работу. При расширении и перетекании газа из полости в цилиндр отдается меньшая работа из-за сопротивлений клапанов, чем при расширении из основного мертвого пространства. Все это увеличивает удельную индикаторную работу при режимах регулирования.

Отношение $\rho_ц/\rho_д$ увеличивается с ростом относительного мертвого пространства a, так как большая масса газа циркулирует

между соединенными полостями. Такое же действие оказывает увеличение отношения давлений в ступени П и скорости газа в подсоединительных клапанах из-за увеличения отношения $F_{\text{п}}/F_{\text{к}}$ или частоты вращения вала компрессора.

Давление в подсоединенной полости в процессе расширения будет больше, чем в цилиндре. Если выравнивание давлений произойдет в процессе всасывания, то уравнение для определения справедливо. Если же это произойдет в процессе сжатия, то присоединенная полость имеет слишком большой объем. При этом увеличение удельной индикаторной работы и уменьшение производительности ступени будут выше расчетных. То же самое вызовет заниженная площадь сечения подсоединительных клапанов.

Рабочие процессы в ступени реального компрессора при изменении производительности путем подсоединения дополнительных полостей мертвого пространства правильнее рассчитывать с помощью математических моделей. Рассмотрим расчет рабочего процесса ступени с тронковым поршнем при подсоединении полости дополнительного мертвого пространства.

Ступень составляют четыре полости, соединенные каналами. Параметры газа перед всасывающим патрубком ступени и после нагнетательного патрубка постоянны в течение цикла. Уравнения, описывающие изменения параметров газа в полостях, будут:

для полости всасывания или всасывающих клапанов

$$p_{\text{кв}} = (k-1)\,U_{\text{кв}}/V_{\text{кв}};$$

$$U_{\text{кв}_i} = U_{\text{кв}_{i-1}} + dU_{\text{кв}_{i-1}};$$

$$dU_{\text{кв}_{i-1}} = [\omega\, dQ_{\text{кв}}/d\varphi + i_{\text{в}}\bar{m}_1 + i_{\text{ц}}\bar{m}_4 + i_{\text{кв}}\,(\bar{m}_2 + \bar{m}_3)]\, d\varphi/\omega;$$

$$M_{\text{кв}_i} = M_{\text{кв}_{i+1}} + (\bar{m}_1 + \bar{m}_4 - \bar{m}_2 - \bar{m}_3)\, d\varphi/\omega;$$

$$T_{\text{кв}_i} = p_{\text{кв}} V_{\text{кв}}/RM_{\text{кв}};$$

для полости цилиндра

$$p_{\text{ц}} = (k-1)\,U_{\text{ц}}/V_{\text{ц}};$$

$$U_{\text{ц}} = U_{0_{\text{ц}}} + dU_{\text{ц}};$$

$$dU_{\text{ц}} = \left[\frac{\omega\, dQ_{\text{ц}}}{d\varphi} - \frac{\omega p_{\text{ц}}\, dV_{\text{ц}}}{d\varphi} + i_{\text{кв}}\bar{m}_3 + i_{\text{кн}}\bar{m}_5 + i_{\text{кол}}\bar{m}_7 + \right.$$

$$\left. + i_{\text{дм}}\bar{m}_{12} - i_{\text{ц}}\,(\bar{m}_4 + \bar{m}_6 + \bar{m}_8 + \bar{m}_{11})\right] d\varphi/\omega;$$

$$M_{\text{ц}} = M_{0_{\text{ц}}} + (\bar{m}_3 + \bar{m}_5 + \bar{m}_7 + \bar{m}_{12} - \bar{m}_4 - \bar{m}_6 - \bar{m}_8 - \bar{m}_{11})\, d\varphi/\omega;$$

$$T_{\text{ц}} = p_{\text{ц}} V_{\text{ц}}/RM_{\text{ц}};$$

для полости нагнетания

$$p_{кн} = (k-1)\,U_{кн}/V_{кн};$$

$$U_{кн} = U_{0_{кн}} + dU_{кн};$$

$$dU_{кн} = [\omega\, dQ_{кн}/d\varphi + i_{ц}\bar{m}_6 + i_{к}\bar{m}_{10} - i_{кн}(\bar{m}_5 + \bar{m}_9)]\, d\varphi/\omega,$$

$$M_{кн} = M_{0_{кн}} + (\bar{m}_6 + \bar{m}_{10} - \bar{m}_5 - \bar{m}_9)\, d\varphi/\omega;$$

$$T_{кн} = p_{кн}V_{кн}/RM_{кн},$$

для полости дополнительного мертвого пространства

$$p_{дм} = (k-1)\,U_{дм}/V_{дм};$$

$$U_{дм} = U_{0_{дм}} + dU_{дм};$$

$$dU_{дм} = [\omega\, dQ_{дм}/d\varphi + i_{ц}\bar{m}_{11} - i_{дм}\bar{m}_{12}]\, d\varphi/\omega;$$

$$M_{дм} = M_{0_{дм}} + (\bar{m}_{11} - \bar{m}_{12})\, d\varphi/\omega;$$

$$T_{дм} = p_{дм}V_{дм}/RM_{дм},$$

где $p_{кв}$, $p_{ц}$, $p_{кн}$, $p_{дм}$, $T_{кв}$, $T_{ц}$, $T_{кн}$, $T_{дм}$ — давления и температуры газа в полостях всасывания, цилиндра, нагнетания и дополнительного мертвого пространства соответственно; $Q_{кв}$, $Q_{ц}$, $Q_{кн}$, $Q_{дм}$ — количество теплоты, передаваемое к газу в полостях; $M_{кв}$, $M_{ц}$, $M_{кн}$, $M_{дм}$ — массы газа в полостях; $U_{кв}$, $U_{ц}$, $U_{кн}$, $U_{дм}$ — полные внутренние энергии; $i_{кв}$, $i_{ц}$, $i_{кн}$, $i_{дм}$ — энтальпии газа в полостях; $i_{кол}$ — энтальпия газа в первом межкольцевом объеме уплотнения; $i_{н}$, $i_{к}$ — энтальпии газа в полостях перед всасывающим и после нагнетательного патрубка.

Систему уравнений, описывающую рабочий процесс в ступени компрессора с присоединенной полостью дополнительного мертвого пространства, необходимо дополнить уравнениями движения пластин всасывающих и нагнетательных клапанов

$$\frac{dh_{в}}{d\varphi} = z_{в}/\omega;$$

$$\frac{dz_{в}}{d\varphi} = \frac{1}{\omega m_{в}}[P_{z_{вс}} - C_{в}(h_{в} + h_{0_{в}}) + G_{в}];$$

$$\frac{dh_{н}}{d\varphi} = \frac{z_{н}}{\omega};$$

$$\frac{dz_{н}}{d\varphi} = \frac{1}{\omega m_{н}}[P_{z_{н}} - C_{н}(h_{н} + h_{0_{н}}) - G_{н}],$$

затем, как и в п. 2.13, уравнения записываются в разностной форме и решение выполняется с помощью ЭВМ. Определение всех величин, необходимых для проведения расчетов на ЭВМ, кроме касающихся полости дополнительного мертвого пространства, было уже приведено в гл. 2.

Рис. 11.8. График изменения коэффициента μ от угла поворота вала φ:
——— при $\Pi = 1{,}5$; — — — — при $\Pi = 2$; —|— при $\Pi = 2{,}5$; —|—— при $\Pi = 3$; ∼∼∼∼ при $\Pi = 3{,}5$

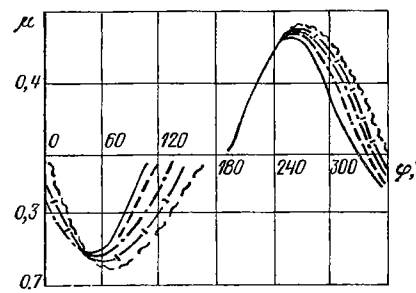
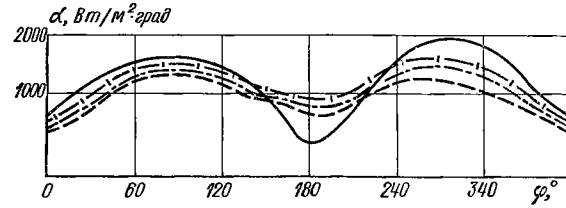


Рис. 11.9. График зависимости коэффициента теплоотдачи в полости дополнительного мертвого пространства от угла поворота вала при различных отношениях давлений:
— — — — при $\Pi = 1{,}5$;
—·— — при $\Pi = 2$;
——|—— при $\Pi = 2{,}5$;
——— — при $\Pi = 2{,}8$



Восполним недостающие сведения по этому вопросу. Расход газа в полость дополнительного мертвого пространства определяется по формуле

$$\bar{m}_{11} = \mu_{11} f_{11} \frac{p_{дм}}{T_{дм}} \sqrt{\frac{2kT_н}{(k-1)R}\left[1-\left(\frac{p_{дм}}{p_ц}\right)^{(k-1)/k}\right]};$$

расход газа из присоединенной полости в цилиндр определяется уравнением

$$\bar{m}_{12} = \mu_{12} f_{11} \frac{p_ц}{T_ц} \sqrt{\frac{2kT_{дм}}{(k-1)R}\left[1-\left(\frac{p_ц}{p_{дм}}\right)^{(k-1)/k}\right]},$$

где μ_{11} и μ_{12} — коэффициенты истечения газа из цилиндра в полость дополнительного мертвого пространства и из него в цилиндр; f_{11} — площадь проходного сечения в клапане, подсоединяющем полость дополнительного мертвого пространства к цилиндру.

Зависимость μ_{11} от φ, полученная в результате расчетно-экспериментального исследования, представлена на рис. 11.8, где μ_{11} изменяется от 0,75 до 0 и линейно зависит от числа Re, определенного по фактической скорости газа в проходном сечении присоединительного клапана.

Коэффициент теплоотдачи α на основании выполненного расчетно-экспериментального исследования зависит от угла поворота φ. Эта зависимость, характерная для высокооборотных компрессоров с повышенными скоростями газа в каналах присоединительных клапанов, в качестве примера представлена на рис. 11.9.

Температура стенок полости всасывания, осредненная по всем поверхностям, изменяется от 60 до 80° в зависимости от σ и $a_д$; наибольшее значение в ступени компрессора с одной присоединенной полостью она достигает при $\sigma = 0{,}2 \div 0{,}3$.

Расчетные исследования рабочего процесса в ступени с подсоединенной к ней полостью дополнительного мертвого пространства показали следующее.

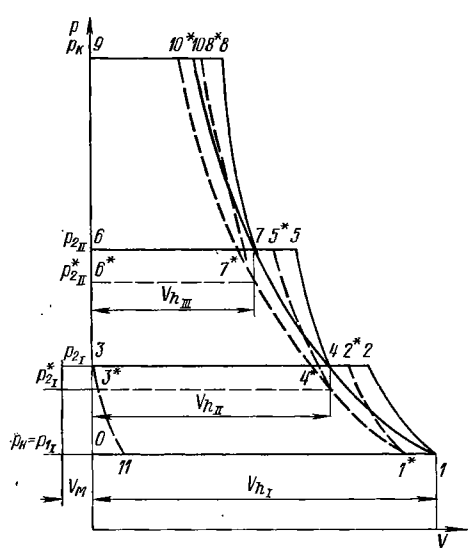


Рис. 11.10. Совмещенные индикаторные диаграммы теоретического процесса в трехступенчатом компрессоре:

1—10 — изотерма $pV_{h_I} = mRT_1$; *1—10** — изотерма $pV_{h_\Sigma} = m^*RT_1$;

———— индикаторные диаграммы теоретического процесса в ступенях; — — — — индикаторные диаграммы при присоединении мертвого пространства только к первой ступени компрессора

1. Средняя температура газа в дополнительной полости выше, чем в цилиндре. В результате ухудшаются энергетические показатели ступени. По данным расчетов подогрев газа в присоединенной полости увеличивал на 6 % удельную индикаторную работу ($a_д$ = = 0,54, П = 3,5) по сравнению с режимом при отсутствии этого подогрева. Специальное охлаждение стенок дополнительной полости водой позволило на экспериментальной установке снизить ее величину на 2,5 %. Последнее показывает полезность организации усиленного охлаждения стенок присоединяемой полости.

2. Площадь сечения подсоединительных каналов влияет на сопротивление движению газа; ее следует увеличивать при росте $a_д$ и частоте вращения вала n.

3. Увеличение относительного объема дополнительного мертвого пространства снижает экономичность регулирования. При росте $a_д$ от 0,07 до 0,54 удельная индикаторная работа увеличилась на 40 %.

Расчеты процессов с помощью математической модели позволяют определить оптимальные значения объема полости дополнительного мертвого пространства, площади сечений подсоединительных клапанов и свести до минимума доводочные работы.

Изменение производительности многоступенчатого компрессора подсоединением дополнительных полостей к рабочим камерам. Рассмотрим теоретический рабочий процесс многоступенчатого компрессора при подсоединении полостей дополнительного мертвого пространства к ступеням (можно подсоединять к отдельным или ко всем ступеням компрессора).

Совмещенная индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора изображена на рис. 11.10. Отрезки диаграммы *0—1*; *3—4*; *6—7* представляют в масштабе объемы, описываемые поршнями ступеней за ход поршня V_{h_I}, $V_{h_{II}}$ и $V_{h_{III}}$. Ординаты линий

0—1 представляют в масштабе давление $p_н$, *3—4* $p_{2I} = p_{1II}$; *6—7* $p_{2II} = p_{1III}$ и линии *8—9* $p_к$ конечное давление нагнетания.

Линия, соединяющая точки начала сжатия в каждой ступени, является изотермой $pV = mRT_н$. Процессы сжатия в каждой ступени адиабатные.

Подсоединим к рабочей камере с первой ступени мертвое пространство, уменьшающее ее всасывающую способность в σ раз. При теоретическом процессе это равносильно уменьшению объема, описываемого поршнем первой ступени в σ раз, и перемещению точки начала сжатия газа в точку *1**. Так как при теоретическом процессе температуры газа в начале сжатия во всех ступенях равны, то они должны лежать на изотерме.

$$pV = \sigma mRT_н.$$

Проведем через точки диаграммы *4* и *7* линии, параллельные оси ординат до пересечения с новой изотермой, которые обозначим *4** и *7**. Абсциссы этих точек будут $V_{h_{II}}$ и $V_{h_{III}}$ соответственно. Ордината точки *4** равна давлению $p_{2I} = p_{1III}$, а точки *7** — $p_{2II} = p_{1III}$.

До подсоединения полости мертвого пространства в цилиндрах в начале сжатия содержится масса газа m, а после присоединения вследствие уменьшения всасываемого объема — σm. Для изотермных процессов справедливы уравнения

$$p_{2_I}/p_{1_I} = V_{h_I}/V_{h_{II}} = \Pi_I; \tag{11.38}$$

$$p^*_{2_I}/p_{1_I} = V_{h_I}\sigma/V_{h_{II}} = \Pi^*_I. \tag{11.39}$$

Из уравнений (11.38), (11.39) находим

$$\Pi^*_I = \Pi_I\sigma, \tag{11.40}$$

т. е. в многоступенчатом компрессоре при подсоединении мертвого пространства к цилиндру первой ступени, уменьшающего ее всасывающую способность в σ раз, отношение давлений в ней снизится тоже в σ раз.

Рассмотрим изменение Π во второй ступени от присоединения мертвого пространства к первой ступени. Для точек *4* и *7* диаграммы, лежащих на одной изотерме, справедливо

$$p_{2_{II}}/p_{1_{II}} = \Pi_{II} = V_{h_{II}}/V_{h_{III}}; \tag{11.41}$$

для точек *4** и *7**, лежащих на другой изотерме,

$$p^*_{2_{II}}/p^*_{1_{II}} = \Pi^*_{II} = V_{h_{II}}/V_{h_{III}}. \tag{11.42}$$

Из уравнений (11.41) и (11.42) следует

$$\Pi^a_{II} = \Pi_{II}. \tag{11.43}$$

т. е. при подсоединении мертвого пространства только к первой ступени отношения давлений в промежуточных ступенях многоступенчатого компрессора остаются неизменными.

Общее отношение давлений в компрессоре при любом режиме работы остается неизменным, равным Π_0. При теоретическом процессе справедливо

$$\Pi_0 = \Pi_I \Pi_{II} \Pi_{III}. \qquad (11.44)$$

Используя уравнения (11.40), (11.43), (11.44), получим

$$\Pi'_{III} = \Pi_{III}/\sigma,$$

т. е. при подсоединении мертвого пространства к первой ступени отношение давлений в выходной ступени многоступенчатого компрессора возрастет в $1/\sigma$ раз. Выходная ступень будет иметь наиболее напряженный режим работы. Если подсоединить дополнительное мертвое пространство только к промежуточной ступени, что уменьшит ее всасывающую способность в σ раз, и произвести приведенный выше расчет, то получим следующее: 1) отношение давлений в ступени, предшествующей ступени с подсоединенной дополнительной полостью, увеличится в $1/\sigma$ раз; 2) отношение давлений в ступени с подсоединенной полостью снизится в σ раз; 3) на остальные ступени никакого влияния не оказывается. Если подсоединить дополнительное мертвое пространство ко всем ступеням компрессора, снижающее их всасывающую способность в σ раз, то отношение давлений по ступеням не изменится.

В реальном процессе происходит увеличение индикаторной работы от сопротивлений подсоединительных клапанов. Чтобы уменьшить сопротивления, подсоединяют полости дополнительного мертвого пространства к первой ступени, снижающие ее всасывающую способность в σ раз, и к последней ступени, всасывающая способность которой уменьшается в $\sqrt{\sigma}$ раз. В результате отношение давлений в первой ступени снижается в σ раз, а в двух последних повышается в $1/\sqrt{\sigma}$ раз. При таком подсоединении дополнительных полостей допускается больший диапазон изменения производительности и снижается суммарная индикаторная мощность, так как в этом случае только в клапанах двух подсоединенных полостей затрачивается работа на преодоление газодинамического сопротивления.

Определение величины объема дополнительных полостей $V_д$, присоединяемых к ступеням многоступенчатого компрессора, является более сложной задачей, чем в одноступенчатой установке, даже если допустить одинаковые параметры газа в цилиндре и полости дополнительного мертвого пространства в течение всего цикла компрессора.

Присоединение дополнительного мертвого пространства к первой ступени при теоретическом процессе, вызывающем снижение всасывающей способности ступени в σ раз, одновременно снижает

в ней отношение давлений во столько же раз. Если в действительном процессе (при условии равенства параметров в полостях) присоединить дополнительное пространство такой же величины, то производительность уменьшается в меньшей степени, чем снижается отношение давлений в ступени.

Связь между производительностью ступени на режиме регулирования $\bar{m}^*$ и номинальном режиме $\bar{m}$ должна удовлетворять уравнению

$$\bar{m}^* = \sigma \bar{m}, \tag{11.45}$$

где σ — действительно требуемое изменение производительности.

Уравнение (11.45) можно записать более подробно

$$\sigma = \frac{\rho_н^* V_н^* \lambda_o^* \lambda_д^* \lambda_T^* \lambda_г^*}{\rho_н V_h \lambda_o \lambda_д \lambda_T \lambda_г}.$$

При снижении отношения давлений в ступени изменятся главным образом коэффициенты λ_o и λ_T. Поэтому уравнение (11.45) можно записать в виде $\sigma = \lambda_o^* \lambda_T^* / \lambda_o \lambda_T$; отсюда $\lambda_o^* = \lambda_o \lambda_T \sigma / \lambda_T^*$, а $a_д$ определится из уравнения

$$a_д = \frac{1 - a(\Pi^{*1/n} - 1) - \sigma \lambda_T \lambda_o / \lambda_T^*}{\Pi^{*1/n} - 1}. \tag{11.46}$$

Обозначим

$$1 - a(\Pi^{*1/n} - 1) = \lambda_o^{**}, \tag{11.47}$$

где λ_o^{**} — объемный коэффициент от основного мертвого пространства, но с отношением давлений, соответствующим режиму регулирования.

Тогда, используя уравнения (11.42), (11.47), для первой ступени получим

$$a_д = \frac{\lambda_o^{**} - \sigma \lambda_T \lambda_o / \lambda_T^*}{\Pi^{*1/n} - 1}.$$

Однако даже в этом простейшем случае определить $a_д$ практически невозможно, так как неизвестной величиной является и отношение давлений на режиме регулирования.

Для остальных ступеней уравнение для $a_д$ будет сложнее

$$a_д = \frac{\lambda_o^{**} - \sigma \rho_н \lambda_T \lambda_o / \rho_н^{**} \lambda_T^*}{\Pi^{*1/n} - 1}.$$

Плотность перед всасывающим патрубком ступени с номером i на режиме регулирования $\rho_{нi}^*$ отличается от ее значений при номинальном режиме из-за возможных изменений отношений давлений в предыдущих ступенях. Задачу можно решить графически методом последовательного приближения, задаваясь $a_д$. Однако предварительно нужно найти промежуточные давления в соответствии с методикой, изложенной в п. 3.8. Можно рассчитывать распределение давлений по ступеням, используя ЭВМ, и

корректировать Π^*, добиваясь заданного σ при наиболее выгодном отношении давлений по ступеням. Если газ не является идеальным, то уравнение для определения $a_{дi}$ необходимо корректировать учетом реальности газа

$$a_{дi} = \frac{\lambda_0^{**} - \sigma\lambda_{0i}\rho_н\lambda_T/\rho_н^*\lambda_T^*}{\xi_1\Pi^{1/n}/\xi_2 - 1},$$

где ξ_1, ξ_2 — коэффициенты сжимаемости газа при температуре и давлении в начале и конце процесса расширения.

Процессы регулирования в многоступенчатом компрессоре путем присоединения дополнительных полостей мертвого пространства необходимо рассчитывать с помощью упрощенных математических моделей (без учета колебаний газа в межступенчатых коммуникациях), изложенных в гл. 3. Если пользоваться приближенными уравнениями, то необходимо иметь в виду, что они дают несколько завышенные значения дополнительного мертвого пространства.

Изменение производительности компрессора отжимом пластин самодействующих клапанов. Если каким-либо способом не дать закрыться пластинам всасывающих клапанов, то при изменении направления движения поршня газ из цилиндра ступени будет перетекать в полость всасывания. Следующее изменение направления движения поршня приведет к новому заполнению цилиндра газом из полости всасывания. В течение всего процесса нагнетательные клапаны ступени будут закрыты, производительность ступени $\bar{m} = 0$, а колебания давления в цилиндре будут происходить относительно среднего давления p_1. Если подобным же путем не дать закрыться пластинам нагнетательных клапанов ступени, то в процессе всасывания цилиндр будет заполняться газом из полости нагнетания. С изменением направления движения поршня вошедший в цилиндр газ вновь будет вытолкнут в полость нагнетания, а давление газа в цилиндре будет колебаться около среднего давления в полости нагнетания. Всасывающие клапаны за время полного оборота вала в этом случае закрыты и производительность ступени равна нулю.

При регулировании давления газа в сети переводом компрессора на холостой ход различают две производительности: номинальную $\bar{m}_н$, когда клапаны работают нормально, и нулевую, когда пластины всасывающих или нагнетательных клапанов отжаты. Точность поддержания давления в сети определяется допустимой полосой изменения давления для выполнения технологического процесса, обслуживаемого компрессором.

Напишем упрощенное уравнение движения пластины клапана при наличии отжимного устройства

$$m\frac{d^2h}{dt^2} = P_г - T_г$$

где m — масса подвижных частей клапана и отжимного устройства; $P_г$ — сила давления газового потока на пластину клапана при ее обтекании; T — сила, препятствующая закрытию клапана; h — высота подъема пластины.

Если $P_г < T$, то пластина неподвижна и прижата к ограничителю подъема (проход для движения газа из цилиндра в полость и обратно открыт).

Сила давления газа на пластину при ее обтекании определяется уравнением

$$P_г = \rho\zeta c_{щ}^2 f_c/2, \tag{11.48}$$

где ρ — плотность газа перед щелью клапана; ζ — коэффициент местных сопротивлений щели; $c_{щ}$ — скорость газа в щели клапана; f_c — площадь поперечного сечения каналов в седле клапана, перекрываемого пластиной.

Скорость газа в щели клапана $c_{щ}$ приближенно определим из уравнения неразрывности для несжимаемой жидкости

$$c_{щ} = Fc_п/f_{щ}, \tag{11.49}$$

где F и $c_п$ — площадь поршня и его скорость; $f_{щ}$ — площадь сечения щели клапана.

При допущении бесконечно большой длины шатуна и постоянства угловой скорости вала $c_п$ определяется на основании уравнения

$$c_п = Fr\omega \sin\varphi/f_{щ}, \tag{11.50}$$

где r — радиус кривошипа; φ — угол поворота кривошипа, отсчитываемый от мертвой точки.

Из уравнений (11.48)—(11.50) получим $P_г = k\sin^2\varphi$.

Диаграммы изменения давления в цилиндре в функции от его объема при отжиме в течение полного оборота вала всасывающей (нижняя кривая *1*) или нагнетательной (кривая *2*) пластины клапана изображены на рис. 11.11. Наибольшая за процесс амплитуда отклонения давления от среднего соответствует $\varphi = \pi/2$ и $\varphi = 3\pi/2$. Площадь, ограниченная линией изменения давления за цикл, выражает в масштабе работу, затрачиваемую двигателем на всасывание газа в цилиндре и его обратное вытеснение.

Так как при отжиме нагнетательных клапанов плотность перетекающего газа больше, то площадь диаграммы для нагнетательных клапанов больше, чем при отжиме всасывающих, и в результате затрачивается большая индикаторная работа. Это является причиной использования отжима только всасывающих клапанов для перевода компрессора на холостой ход. В этом случае двигатель затрачивает работу только на перемещение газа и преодоление механических сопротивлений в механизме движения компрессора. Если индикаторная работа при переводе на холостой ход составляет примерно 15 % от номинальной, а механический КПД установки в небольших компрессорах — около 80 % (с учетом снижения КПД электродвигателя при малых нагрузках), то переведенный

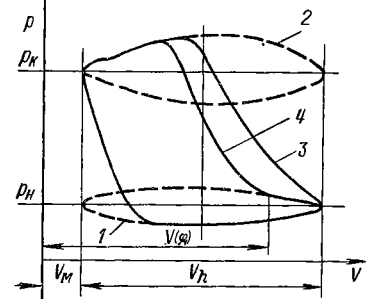


Рис. 11.11. Индикаторные диаграммы ступени при регулировании отжимов клапанов:

1 — при отжиме пластин всасывающих клапанов на всем ходу поршня; *2* — при отжиме нагнетательных клапанов на всем ходу поршня; *3* — при отсутствии отжима клапанов; *4* — при отжиме всасывающих клапанов на части хода

на холостой ход компрессор потребляет около 40 % электроэнергии номинального режима работы. Это является одним из недостатков регулирования способом отжима пластин клапанов, так как при нулевой полезной работе потребляется примерно половина установленной мощности. Вторым недостатком способа является износ клапанов и более частные поломки их пластин. Конструктивное выполнение отжимного устройства при ручном или автоматическом регулировании производительности достаточно простое. Если клапаны отжаты полностью, то производительность изменяется ступенчато. Способ изменения производительности ступени можно улучшить, если изменять усилие отжимного устройства от $T = 0$ до $T > P_г$. Если $T = 0$, то отжима пластин не происходит и ступень работает с номинальной производительностью. При $T > P_г$ в течение всего цикла пластины клапана будут полностью отжаты и производительность компрессора будет равна нулю. Если $0 < T < P_г$ осуществляется отжим пластин клапанов на части хода поршня. Рассмотрим последний случай.

Пусть в конце процесса всасывания ($\varphi = \pi$) газовая сила, действующая на пластину клапана, равна нулю, а сила $T > 0$. При этом всасывающий клапан остается открытым и при движении поршня газ из цилиндра выталкивается обратно в полость всасывания. В диапазоне $\pi < \varphi < \frac{3}{2}\pi$ в соответствии с уравнениями (11.48) —(11.50) газовая сила возрастает, достигая максимальной величины P_{max} при $\varphi = \frac{3}{2}\pi$. Если $T < P_{max}$, то при каком-то угле поворота кривошипа φ_1 окажется справедливым соотношение $T = P_г(\varphi)$ и пластина начнет двигаться к седлу клапана.

При дальнейшем повороте коленчатого вала газовая сила прогрессивно нарастает. Этому способствует, с одной стороны, увеличение скорости движения поршня, а с другой, — уменьшение проходного сечения в щели при приближении пластины к седлу. Вместе с тем возрастает и противодействующая сила в результате сжатия упругого элемента отжимного устройства.

В результате взаимодействия указанных сил пластина клапана садится на седло с запаздыванием на угол $\varphi_з$ относительно нижней мертвой точки.

Если закрытие клапана происходит на участке $\pi < \varphi < \frac{3}{2}\pi$, то пластина может садиться на седло со скоростями большими, чем на номинальном режиме работы компрессора. При закрытии клапана на участке $\varphi > \frac{3}{2}\pi$ скорости посадки уменьшаются. Последнее обусловлено тем, что на этом участке газовая сила уменьшается за счет снижения мгновенной скорости поршня. При рациональном выборе параметров отжимного устройства скорости посадки пластин на седло могут быть сохранены, а в ряде случаев и понижены по сравнению с номинальным режимом работы компрессора.

После того как пластина села на седло, цилиндр становится замкнутой камерой и процессы в нем будут такими же, как в ступени без отжима пластин. При плавном изменении T плавно изменяются угол закрытия всасывающего клапана и производительность ступени.

В процессе расширения газа всасывающий клапан откроется при давлении в цилиндре большем, чем в полости всасывания $p_н$, из-за влияния отжимного усилия T. Вследствие этого газ, расширяющийся из мертвого пространства, не полностью передаст двигателю энергию, затраченную на его сжатие. Индикаторная диаграмма будет иметь вид, изображенный на рис. 11.11 (кривая *4*).

Анализируя процесс изменения производительности при отжиме клапанов на части хода можно придти к выводу, что теоретическим пределом снижения производительности является $\sigma \approx 0{,}5$, ниже которой производительность скачком должна уменьшаться до нуля, а работа ступени соответствовать режиму холостого хода. Однако экспериментальные исследования, проведенные в Ленниихиммаше и лаборатории кафедры «Компрессоростроение» ЛПИ показали, что на высокооборотных компрессорах производительность можно плавно снизить до $\sigma = 0{,}2$ и даже немного ниже. При теоретическом анализе не было учтено время движения пластины от ограничителя подъема до седла клапана, в течение которого газ продолжал выходить из цилиндра, а оно зависит от высоты подъема пластины h и ее массы, σ, частоты вращения вала и других параметров. При более низких значениях σ наступал неустойчивый режим работы ступени.

Отношение удельной индикаторной работы при отжиме пластин клапана l^* к ее величине при номинальном режиме работы $l_п$ будет больше единицы и зависит от степени снижения производительности σ и относительной величины мертвого пространства. Удельная работа силы трения $l^*_{тр}$ на режиме регулирования возрастает в сравнении с номинальным режимом и равна $l^*_{тр} = l^*_{тр}/\sigma$. Суммарная удельная работа l также возрастет по сравнению с номинальным режимом. Отношение $l^*_{тр}/l_н$ изменяется от 1,03 до 1,06 (большие значения $l^*_{тр}/l_н$ будут при меньших σ).

Регулирование отжимом пластин всасывающих клапанов многоступенчатых компрессоров требует воздействия на клапаны всех ступеней. В противном случае произойдет значительное перераспределение отношений давлений по ступеням. Если в двухступенчатом компрессоре осуществить полный отжим пластин всасывающих клапанов I ступени, то производительность компрессора не упадет до нуля. Первая ступень действительно не будет сжимать газ, однако вторая ступень будет подавать газ потребителю и снизит давление в межступенчатой коммуникации между первой и второй ступенью ниже давления всасывания в первую ступень $p_{\text{нI}}$. Вследствие этого газ автоматически откроет нагнетательные клапаны первой ступени и транзитом через нее и межступенчатую коммуникацию будет всасываться во вторую ступень. Отношение давлений во второй ступени будет выше, чем Π_0 компрессора на номинальном режиме. Последнее может вызвать опасные температуры нагнетаемого газа. При плавном изменении производительности первой ступени отжимом клапанов на части хода поршня и работе второй ступени при нормальной деятельности ее клапанов происходит перераспределение отношений давлений. Отношение давлений в первой ступени снизится $\Pi_{\text{I}}^{*} = \sigma\Pi_{\text{I}}$, а во второй ступени возрастет $\Pi_{\text{II}}^{*} = \Pi_{\text{I}}\sigma$. При подобном способе изменения производительности необходимо ограничивать σ из-за возможности возникновения опасных режимов работы во второй ступени. Отношения давлений во всех промежуточных ступенях при воздействии на клапаны первой ступени и уменьшении ее всасывающей способности в σ раз в многоступенчатом компрессоре при теоретическом процессе останутся постоянными, но, как и в двухступенчатом компрессоре, отношение давлений в первой ступени понизится, а в последней ступени повысится. Для сохранения постоянства отношения давлений в ступенях необходимо воздействовать на всасывающие клапаны всех ступеней, уменьшая всасывающую способность каждой ступени пропорционально σ.



Рис. 11.12. Схема регулирования конечного давления $p_к$ присоединением мертвого пространства на части хода:
1 — цилиндр ступени; *2* — клапанная плита ступени; *3* — полость дополнительного проточного мертвого пространства; *4* — всасывающий патрубок ступени; *5* — клапанная плита с клапанами, разделяющими полость дополнительного мертвого пространства от емкости низкого давления; *6* — пневматический сервомотор; *7* — камеры нагнетания

Подсоединение дополнительного мертвого пространства на части хода поршня. Схема конструкции ступени компрессора с изменением производительности путем подключения дополнительного мертвого пространства на части хода поршня представлена на рис. 11.12. Патрубок линии всасывания *4* отделен от полости вса-

сывания ступени *3* клапанной плитой *5*. Газ из полости всасывания может попасть в цилиндр *1*, только пройдя клапанную плиту *2*, обычную для ступеней с тронковым поршнем. Из цилиндра газ через клапаны линии нагнетания в клапанной плите *2* вытесняется в полость нагнетания *7* и затем в нагнетательный трубопровод.

Пластины всасывающих клапанов в плите *2* могут быть отжаты приспособлением *6* и при движении поршня к внешней мертвой точке газ из цилиндра будет вытесняться в полость всасывания *3*. Давление газа в ней начнет повышаться и клапаны в плите *5* закроются. Полость всасывания окажется замкнутой камерой. Так как скорость поршня переменна, то и давление газа на пластины клапанов в плите *2* будет увеличиваться примерно до середины хода поршня. Если за это время силы давления газа на пластины отжатых всасывающих клапанов окажутся больше отжимающих сил, то пластины начнут двигаться по направлению к седлу. В результате этого площадь прохода газа в щели клапана уменьшится, сила давления газа на пластину увеличится и они ускоренно сядут на седло; полость цилиндра отсоединится от полости всасывания *3*. С этого момента полость цилиндра окажется замкнутой и газ, оставшийся в цилиндре, будет интенсивно сжиматься. При давлении в цилиндре, превышающем давление в полости нагнетания, откроются нагнетательные клапаны в плите *2* и газ вытеснится в полость нагнетания и затем в трубопровод. При обратном движении поршня газ, оставшийся в основном мертвом пространстве, расширяется и давление его снижается. При достижении давления в цилиндре величины, равной сумме давлений в полости всасывания и давления, создаваемого отжимным устройством, пластины всасывающих клапанов в плите *2* откроются и газ из полости *3* начнет заполнять цилиндр. Давление в полости всасывания снизится, и, когда станет меньше давления во всасывающем трубопроводе *4*, откроются клапаны в плите *5*. Свежий газ из всасывающего трубопровода начнет поступать в полость всасывания, а затем заполнять цилиндр.

Варьируя усилием отжимного приспособления *6*, можно изменять моменты открытия и закрытия клапанов в плите *2* и тем самым изменять производительность ступени.

Расчетные и экспериментальные исследования показали, что подобная система позволяет плавно изменять производительность компрессора в широких пределах и более точно осуществлять постоянство давления в сети.

Сопоставление способов изменения производительности поршневого компрессора. Рассмотрение различных способов изменения производительности позволяет установить, что нет ни одного способа без отрицательных сторон, и применять каждый способ следует с учетом режимов работы компрессора и условий его эксплуатации.

Способ байпасирования газа с нагнетания на всасывание не требует особых изменений в конструкции компрессора, прост в

изготовлении и эксплуатации, позволяет плавно изменять производительность в широких пределах, но увеличивает затраты удельной работы в соответствии с уравнением $l_и^* = l_и/\sigma$. Использовать байпасирование следует главным образом для снижения момента сопротивления компрессора на пуске.

Дроссельный перепуск газа после первой ступени в линию всасывания компрессора уменьшает затраты удельной работы по сравнению с байпасированием, прост в изготовлении и эксплуатации, но из-за повышения отношений давлений в последней ступени компрессора и возможности возникновения опасных температур газа ограничен по допустимым значениям σ. Увеличение удельной работы сжатия и перемещения газа по сравнению с номинальной зависит от числа ступеней в компрессоре и режима его работы. Чем больше ступеней, тем меньше возрастает удельная работа по отношению к номинальной. Дроссельный перепуск следует рекомендовать как один из видов разгрузки компрессора при пуске. Как способ изменения производительности он уступает многим другим по затрате удельной работы на сжатие газа и поэтому невыгоден.

Способ изменения производительности путем варьирования частотой вращения вала компрессора обладает рядом преимуществ: 1) со снижением частоты вращения уменьшаются потери давления при движении газа в клапанах, межступенчатых коммуникациях компрессора и индикаторная работа в ступенях, вследствие чего несколько увеличивается КПД компрессора; 2) затраты мощности на преодоление трений в механизме движения примерно пропорциональны частоте вращения; 3) нет усложнений конструкции компрессора, так как все устройства для изменения частоты вращения вала находятся в двигателе. Однако при снижении частоты вращения КПД двигателя падает скорее, чем он растет у компрессора. Например, в ДВС при $\sigma = 0{,}6$ затраты топлива для сжатия единицы массы газа увеличились на 20 %.

Способ изменения производительности путем остановки двигателя по затратам удельной работы недостаточно экономичен вследствие необходимости разгрузки компрессора при пуске. Выпуск сжатого газа в линию всасывания первой ступени из цилиндров и межступенчатых коммуникаций значительно увеличивает удельную работу при этом методе регулирования, особенно с ростом включений в единицу времени. Кроме того, компрессоры с таким способом изменения производительности быстрее изнашиваются.

Метод остановок рационален для компрессоров с малой мощностью привода и при допущении колебания давлений в сети в большом интервале.

Изменение производительности компрессора временным переводом его работы на холостой ход отжимом пластин клапанов линии всасывания или перепуском газа из цилиндра в полость всасывания с помощью специальных клапанов может быть использовано в системах с ограниченным диапазоном изменения давления.

Однако перевод компрессора на холостой ход не исключает потребление энергии двигателем при нулевой производительности компрессора. Удельная работа l^* увеличится в соответствии с уравнением

$$l^* = l\,(1 + \alpha t_{ост}/t_{вкл}),$$

где α — потребление энергии на холостом ходу по отношению к номинальному режиму работы (изменяется от 0,2 до 0,35); $t_{ост}$, $t_{вкл}$ — время остановки компрессора и его включения в работу соответственно.

Необходимо отметить, что при переводе компрессора на холостой ход снижаются нагрузка на двигатель, его КПД, коэффициент мощности и несколько уменьшается срок службы пластин клапанов. Способы уменьшения производительности переводом компрессора на холостой ход, конечно, усложняют конструкцию компрессора, так как требуют создания специальных перепускных клапанов или отжимных устройств пластин и их приводов.

Устройство уменьшения производительности компрессора дросселированием давления всасываемого газа допускает плавное изменение производительности, просто в изготовлении и увеличивает удельные затраты работы. Степень уменьшения производительности ограничивается повышением отношения давлений в последней ступени компрессора. Применять такой способ следует только при небольших отклонениях σ от единицы.

Регулирование давления в сети путем присоединения полостей дополнительных мертвых пространств нашло широкое применение в компрессоростроении, особенно в машинах средней и большой производительности, так как не очень сильно усложняет конструкцию машины, более экономично, чем при других способах, и достаточно точно поддерживает давление. Устройство дополнительных полостей переменного объема более сложно и не приводит к ощутимым преимуществам. Комплексное объединение присоединения дополнительного мертвого пространства и отжима клапанов дает возможность более точно поддерживать давление при равных затратах удельной работы, с присоединением полостей дополнительного мертвого пространства. В эксплуатации и изготовлении использование комплексного метода более сложно. По этим причинам наиболее часто в СССР и за рубежом изготовляются компрессоры с присоединением полостей дополнительного мертвого пространства постоянного объема к первой и последней ступеням многоступенчатых компрессоров.

ГЛАВА 12

КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ И УСТАНОВОК

12.1. КОМПРЕССОРЫ И УСТАНОВКИ МАЛОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

К компрессорам малой производительности условно относят компрессоры, производительность которых менее 0,1 $м^3/с$. Характерными особенностями большинства компрессоров малой производительности являются повышенная частота вращения коленчатого вала, установка его на подшипниках качения и единая система смазки механизма движения и цилиндро-поршневых групп.

Применяемые при этом компрессорные масла отличаются повышенной вязкостью, что в условиях сравнительно низких температур в зонах трения приводит к увеличению затрат мощности на механическое трение. Для снижения механических потерь в ряде конструкций умышленно идут на повышение температуры стенок цилиндров. Этого добиваются уменьшением степени оребренности цилиндров и организацией свободного (взамен вынужденного) конвективного теплообмена на стенках цилиндров (при воздушном охлаждении) или же путем уменьшения расхода воды и повышения ее начальной температуры при проходе через охлаждающие рубашки цилиндров (при водяном охлаждении). В целом же для машин данного класса характерно расширение числа типоконструкций с воздушным охлаждением.

При конечных давлениях $p_к \leqslant 2{,}0$ МПа и отношениях давлений по ступеням $\Pi = 3 \div 5$ наибольшее применение находят бескрейцкопфные компрессоры с тронковыми поршнями. При двухступенчатом сжатии по мере уменьшения производительности компрессора, увеличения конечного давления и отношения давлений в ступенях размеры цилиндров могут быть так малы, что невозможно разместить головки шатуна и поршневого пальца в пределах диаметра ступени или механизм движения вследствие упора стержня шатуна во внутреннюю поверхность цилиндра при повороте вала на 360° заклинивает. В этом случае идут по пути применения дифференциальных поршней, нижняя часть которых выполняет лишь функции крейцкопфа.

В силу указанных причин при создании компрессоров малой производительности с различным конечным давлением применяют большое число индивидуальных баз, а их унификация ограничивается рамками завода-изготовителя.

Компрессоры малой производительности используются в качестве стационарных установок на транспортных, судовых, авиационных и других средствах, а также для оснащения передвижных компрессорных станций (ПКС). Они имеют большие перспек-

тивы при создании навесных агрегатов, устанавливаемых на тракторах или автомобилях с отбором мощности от основного или специального двигателя. В практике компрессоростроения такие установки обеспечивают производительность до 0,13 м³/с при конеч-

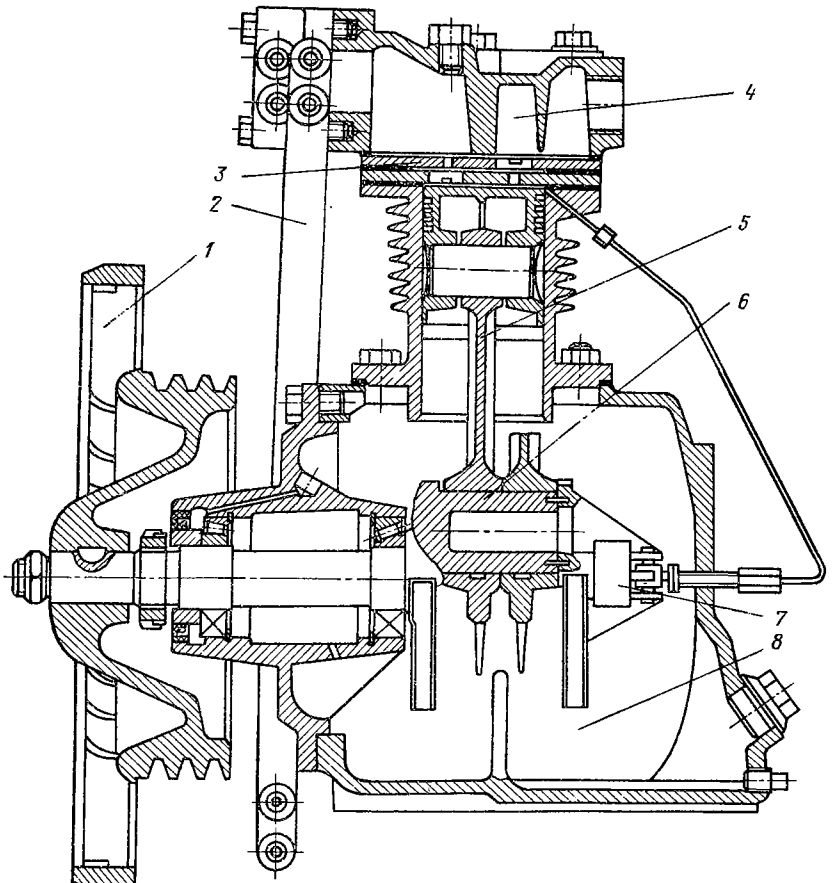


Рис. 12.1. Продольный разрез У-образного компрессора с консольным коленчатым валом:

1 — узел (шкив—маховик—вентилятор); *2* — холодильник; *3* — клапан комбинированный; *6* — вал коленчатый; *7* — регулятор; *8* — картер

ном давлении 0,7—1,0 МПа с плавным изменением производительности от 100 до 50 %.

Для компрессоров малой производительности согласно ГОСТ 23680—79* предусмотрены условные обозначения, которые характеризуют параметры компрессора, тип базы и род сжимаемого газа. Например, 2ВУ1-2,5/13М2 расшифровывается следующим образом: компрессор двухрядный (2), воздушный (В),

выполнен на У-образной базе с номинальной поршневой силой 1 т; производительность компрессора 2,5 м³/мин, конечное давление 13 бар; компрессор модернизирован второй раз (М2). При сжатии газов вместо буквы В ставится Г (газовый). Для дожимных компрессоров в знаменателе дроби указываются через черточку начальное и конечное давление газа. Конструкция компрессора, наиболее широко применяемого в производствах с малым расходом воздуха (менее 0,03 м³/с), при конечном давлении до 1,8 МПа приведена на рис. 12.1.

Компрессор может поставляться отдельно, в виде установки на отдельной раме или совместно с концевым газосборником. Для уменьшения габаритных размеров установки вал двигателя и коленчатый вал компрессора располагают параллельно и предусматривают ременную передачу.

Отличительной особенностью компрессора является закрытый картер *8* с односторонней съемной крышкой, в которой на двух разнесенных роликовых конических подшипниках смонтирован кованый вал с консольным кривошипом *6* и присоединенными к нему шатунами *5*, имеющими неразъемные нижние головки с устройствами для разбрызгивания масла. С правой стороны к кривошипу крепится съемный противовес, выполненный совместно с автоматическим регулятором начального давления *7*, обеспечивающим разгрузку компрессора в период пуска. На левом конце вала монтируется устройство *1*, выполняющее одновременно функции шкива, маховика и вентилятора. Для сокращения затрат мощности и обеспечения заданного расхода воздуха вентилятор имеет профилированные лопатки. Основной поток воздуха направлен на промежуточный холодильник *2*, выполненный в виде кольца из оребренных металлических труб, и частично на цилиндры и крышки. Расточки под цилиндры I-й и II-й ступеней имеют одинаковый диаметр, что позволяет при небольших конечных давлениях повысить производительность компрессора при работе в режиме одноступенчатого сжатия путем замены цилиндра II-й ступени на цилиндр I-й ступени. Цилиндры выполнены из чугуна с круговым оребрением в зоне камеры сжатия и крепятся к картеру шпильками через нижний фланец. На верхнем фланце цилиндров устанавливается комбинированный клапан *3*, который вместе с крышками крепится к цилиндру шпильками. Для обеспечения надежности работы поршневой палец имеет увеличенный диаметр и смазывается маслом, снимаемым с цилиндров маслосъемными кольцами. Очистка газа на входе в компрессор осуществляется с помощью шумопоглощающего комбинированного фильтра, представляющего собой совокупность циклона и сухого фильтрующего элемента, пропитанного силиконом. Компрессоры снабжены системами автоматического управления работой в зависимости от их назначения.

В настоящее время изготовление вновь создаваемых поршневых компрессоров малой производительности предусматривается

Таблица 12.1

Показатели	Тип компрессора			
	2ВУ0,25-0,6/13	2ВУ0,5-1,5/13	2ВУ1-2,5/13	4ВУ1-5/13
Производительность, $м^3$/мин	0,6	1,5	2,5	5,0
Конечное давление, МПа	1,3	1,3	1,3	1,3
Ход поршня, мм	55	65	75	75
Диаметр цилиндров, мм:				
I-й ступени	115	160	200	200 *
II-й ступени	60	80	110	110 *
Длина шатуна, мм	160	180	215	215
Частота вращения, $с^{-1}$	25	25	25	25
Мощность на валу компрессора, кВт	4,6	11,3	18,5	37,0
Габаритные размеры компрессорной установки, мм:				
длина	1290	960	1280	1930
ширина	490	900	1010	1010
высота	670	800	950	950
Масса установки, кг	207	460	660	905
Удельная мощность на валу компрессора, $кВт \cdot м^{-3} \cdot мин$	7,6	7,5	7,4	7,4
Удельная металлоемкость компрессора, $кг \cdot м^{-3} \cdot мин$	127	120	108	95,5
Удельная металлоемкость компрессорной установки, $кг \cdot м^{-3} \cdot мин$	345	305	265	181
Охлаждение промежуточного холодильника и цилиндров	Воздушное			

* Два цилиндра.

только на унифицированных У- и Ш-образных базах с номинальным поршневым усилием от 2,5 до 16 кН. Технические характеристики типовых компрессоров общего назначения приведены в табл. 12.1.

Наиболее освоенным в производстве является компрессор 2ВУ1-2,5/13 (рис. 12.2). Он служит для выработки силового воздуха с конечным давлением до 1,3 МПа. Все механизмы и сборочные единицы компрессора смонтированы на литом чугунном картере *2*, в торцевых расточках которого на двух сферических роликовых подшипниках уложен литой коленчатый вал *5* из высокопрочного чугуна. На кривошипе вала расположены два штампованных шатуна *17* двутаврового сечения со съемной нижней головкой и тонкостенными биметаллическими вкладышами. Шатуны соединяются с поршнями *9* и *15* цилиндрическими пальцами плавающего типа.

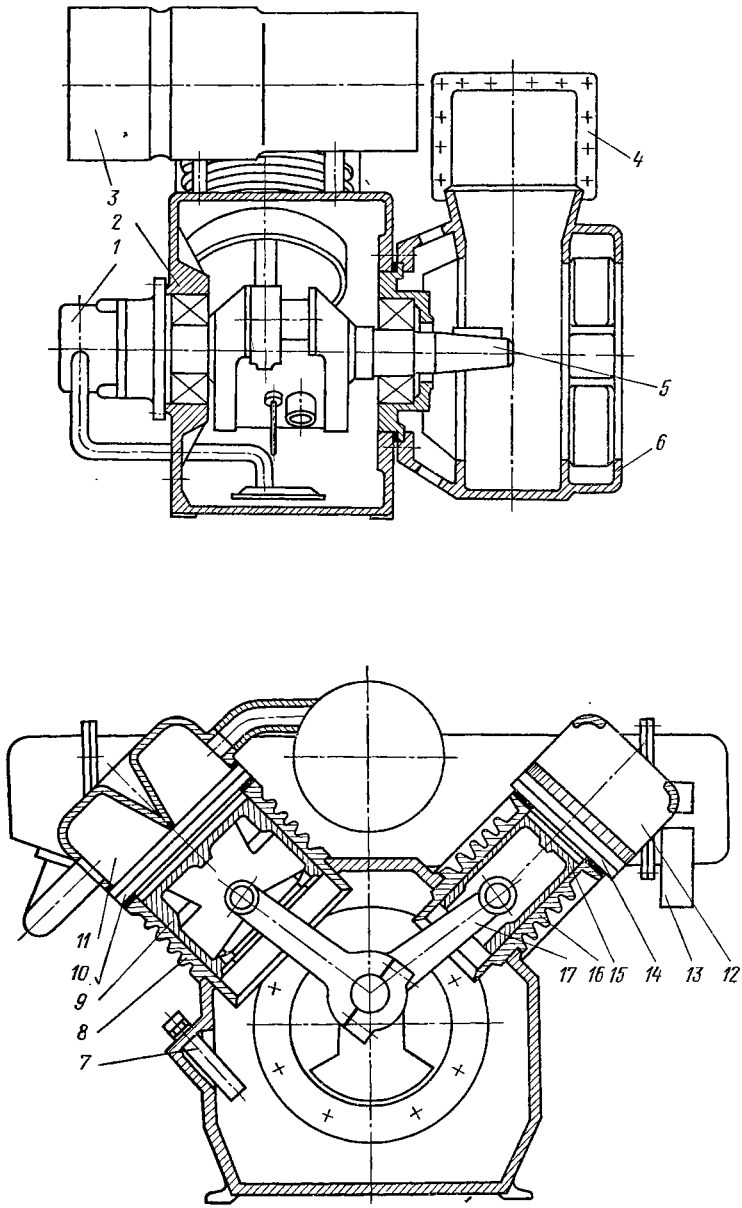


Рис. 12.2. Поперечный и продольный разрезы бескрейцкопфного компрессора 2ВУ1-2,5/13:

1 — маслонасос; *2* — картер; *3* — фильтр; *4* — холодильник; *5* — вал коленчатый; *6* — корпус промежуточный; *7* — крышка; *8, 16* — цилиндры; *9, 15* — поршни; *10, 14* — клапаны комбинированные; *11, 12* — головки цилиндров; *13* — влагомаслоотделитель; *17* — шатун

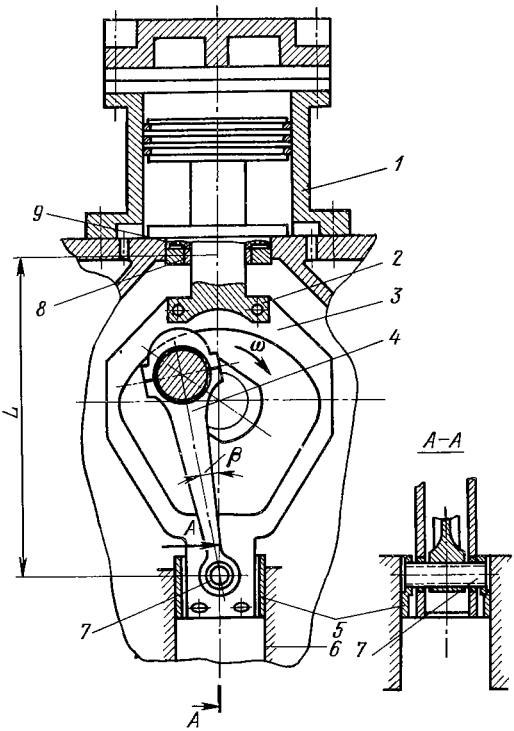


Рис. 12.3. Поперечный разрез по ряду компрессора с обводным крейцкопфом:
1 — цилиндр; *2* — шток; *3* — серьга; *4* — шатун; *5* — крейцкопф; *6* — направляющие; *7* — палец; *8* — втулка; *9* — сальник

Поршень I-й ступени выполнен из алюминиевого сплава, а II-й ступени — из чугуна. Цилиндры *8* и *16* установлены в расточках картера и опираются буртом на его привалочные плоскости. Сверху на цилиндрах через прокладки установлены комбинированные полосовые клапаны с упругими ограничителями *10* и *14* и головками цилиндров *11* и *12*. Головки, клапаны и цилиндры притягиваются к картеру анкерными шпильками, что упрощает монтаж и снижает номенклатуру необходимых деталей. Нижняя полость картера служит резервуаром для масла, в котором расположен фильтр грубой очистки системы циркуляционной смазки. Шестеренчатый насос *1* крепится к крышке подшипника и приводится в движение от коленчатого вала через муфту. В развале между цилиндрами установлен всасывающий фильтр *3*. Валы компрессора и двигателя соединены упругой втулочно-пальцевой муфтой. В соединительном корпусе *6* на коническом хвостовике вала крепятся полумуфта и центробежный вентилятор, служащий для подачи охлаждающего воздуха к пластинчато-ребристому холодильнику *4*. К соединительному корпусу крепится на шпильках фланцевый электродвигатель.

Компрессорная установка снабжена тремя резиновыми амортизаторами и может эксплуатироваться без фундамента на бетонном полу без крепления. При минимальных изменениях в конструкции она может быть использована на передвижных компрессорных станциях.

Одна из ступеней вертикального компрессора специального назначения на индивидуальной базе схематично показана на рис. 12.3. Компрессор четырехступенчатый с односторонними дисковыми поршнями. Он служит для сжатия воздуха до конечного давления 6 МПа. Производительность компрессора 0,016 м^3/с

при частоте вращения вала 16,7 $с^{-1}$ и ходе поршня 0,055 м. Специфическим требованием является отсутствие масла в сжатом воздухе и высокая надежность и долговечность поршневого уплотнения без смазки в условиях воздушного охлаждения. Для обеспечения поставленных технических требований в конструкции применен механизм движения с обводным крейцкопфом в виде серьг *3* и шатуна *4*, расположенного между ними. Серьги со стороны цилиндра *1* жестко соединены между собой штоком *2*, а крейцкопф в виде втулки *5* с направляющими *6* расположен по другую сторону от коленчатого вала в свободной зоне картера. Крейцкопфная втулка *5* через палец *7* и серьги жестко связана со штоком *2*, который охватывается направляющей втулкой *8* и сальником *9* соосно с цилиндром и крейцкопфом на базе *L*.

Такая конструкция позволяет исключить действие нормальной силы на стенку цилиндра и обеспечить точную центровку поршня в цилиндре на всем ходе поршня. Вследствие указанного обеспечивается нормальная работа сальника и уплотнительных самосмазывающихся колец, а также сокращается износ цилиндров. Опыт эксплуатации компрессоров данного типа, работающих без смазки цилиндров, подтверждает высокую надежность и долговечность конструкции.

12.2. КОМПРЕССОРЫ И УСТАНОВКИ СРЕДНЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

К компрессорам средней производительности условно относят компрессоры, производительность которых лежит в пределах $0{,}1 < V < 1$ $м^3/с$. Характерными особенностями большинства компрессоров средней производительности являются умеренные поршневые усилия по рядам (от 2 до 10 т) и частоты вращения коленчатого вала, применение дисковых и дифференциальных поршней, раздельных систем смазки цилиндров и механизма движения и водяной системы охлаждения. В зависимости от режима эксплуатации, параметров компрессора и предъявляемых технических требований в конструкции компрессора применяют как подшипники скольжения, так и подшипники качения. Последние наибольшее распространение получили в специальных компрессорах, идущих на комплектацию передвижных компрессорных станций различного назначения. В этом случае предусматривают воздушную систему охлаждения промежуточных холодильников, компонуя их в виде отдельного блока с подачей воздуха от одного вентилятора. Меньшие из компрессоров средней производительности имеют двухколенный вал, на консоль которого устанавливается ротор фланцевого электродвигателя. При многоколенных валах двигатель монтируют отдельно и соединяют с компрессором с помощью муфтового соединения.

Компрессоры средней производительности в большинстве случаев выполняются крейцкопфными. Они находят применение там,

Таблица 12.2

Показатели	Тип компрессора				
	ВП2-10/9	ВП3-20/9	2ВМ2,5-12/9	2ВМ4-24/9	2ВМ10-50/9
Производительность, $м^3$/мин	10	20	12	24	50
Конечное давление, МПа	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Ход поршня, мм	125	210	100	150	220
Диаметры цилиндров, мм:					
I ступень	300	400	320	—	620
II ступень	190	230	200	—	370
Длина шатуна, мм	—	—	220	—	—
Частота вращения, $с^{-1}$	12,5	8,33	16,7	16,7	8,33
Мощность на валу компрессора, кВт	56,5	108	67	128	265
Габаритные размеры компрессорной установки, мм:					
длина	1650	2355	2300	—	3 500
ширина	1330	1630	1300	—	4 660
высота	1825	2440	1900	—	2 800
Масса установки, кг	3030	5360	2470	—	11 970
Удельная мощность на валу компрессора, $кВт \cdot м^{-3} \cdot мин$	5,65	5,4	5,6	5,33	5,3
Удельная металлоемкость компрессора, $кг \cdot м^{-3} \cdot мин$	130	115	130	120	146
Удельная металлоемкость компрессорной установки, $кг \cdot м^{-3} \cdot мин$	303	268	205	—	240
Мощность двигателя, кВт	75	125	75	125	320
Охлаждение промежуточного холодильника и цилиндров	Водяное				

где необходимы источники сжатых газов с различными физическими свойствами или требуется чистый воздух без наличия примесей масла. В различных производствах диапазон давлений, создаваемых компрессорами средней производительности, колеблется от 0,5 до 32 МПа.

Отечественные и зарубежные фирмы изготавливают компрессоры средней производительности на оппозитных, прямоугольных, У- и Ш-образных и вертикальных базах. Вновь создаваемые компрессоры общего назначения средней производительности в соответствии с ГОСТ 23680—79* проектируются преимущественно на оппозитных базах.

В отдельных случаях в соответствии с требованиями заказчика и в зависимости от номенклатуры изделий для данного диапазона производительностей возможно применение У- и Ш-образных баз.

Компрессоры на прямоугольной и вертикальной базах занимают меньшую площадь, но их динамическая уравновешенность полу-

чается менее полной, чем у оппозитных компрессоров. Вследствие этого частота вращения коленчатого вала таких компрессоров ниже, чем у оппозитных, что ведет к увеличению их удельной металлоемкости. Несмотря на это вертикальные базы находят при-

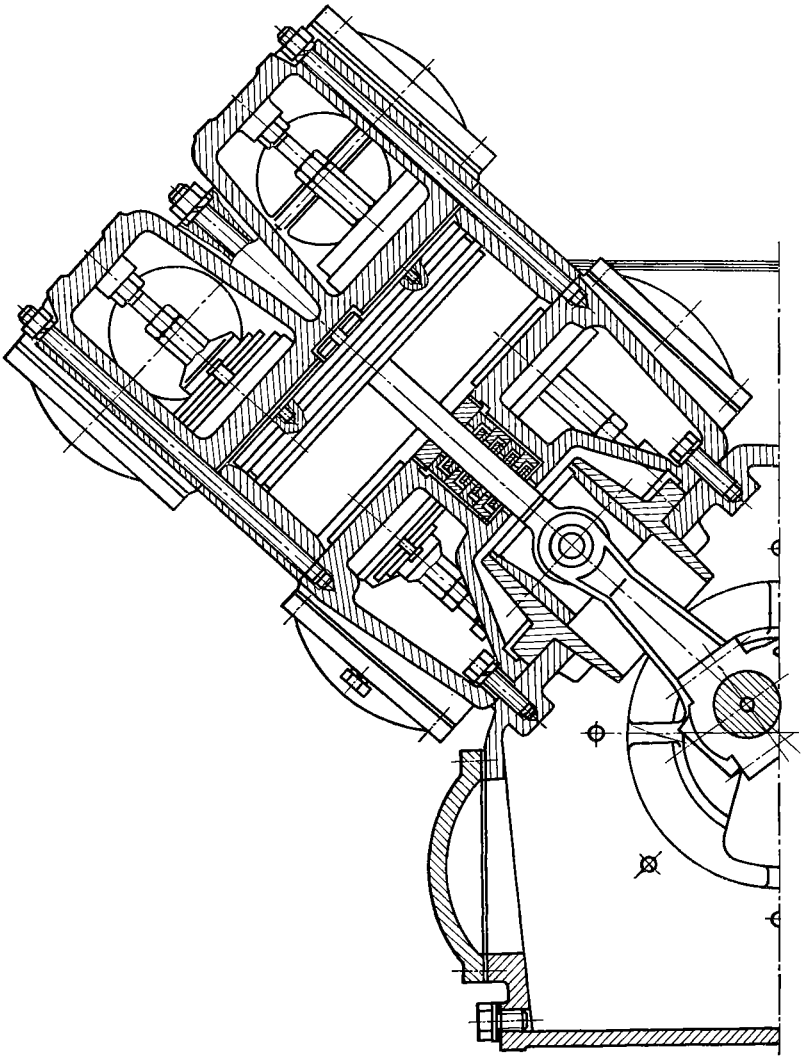
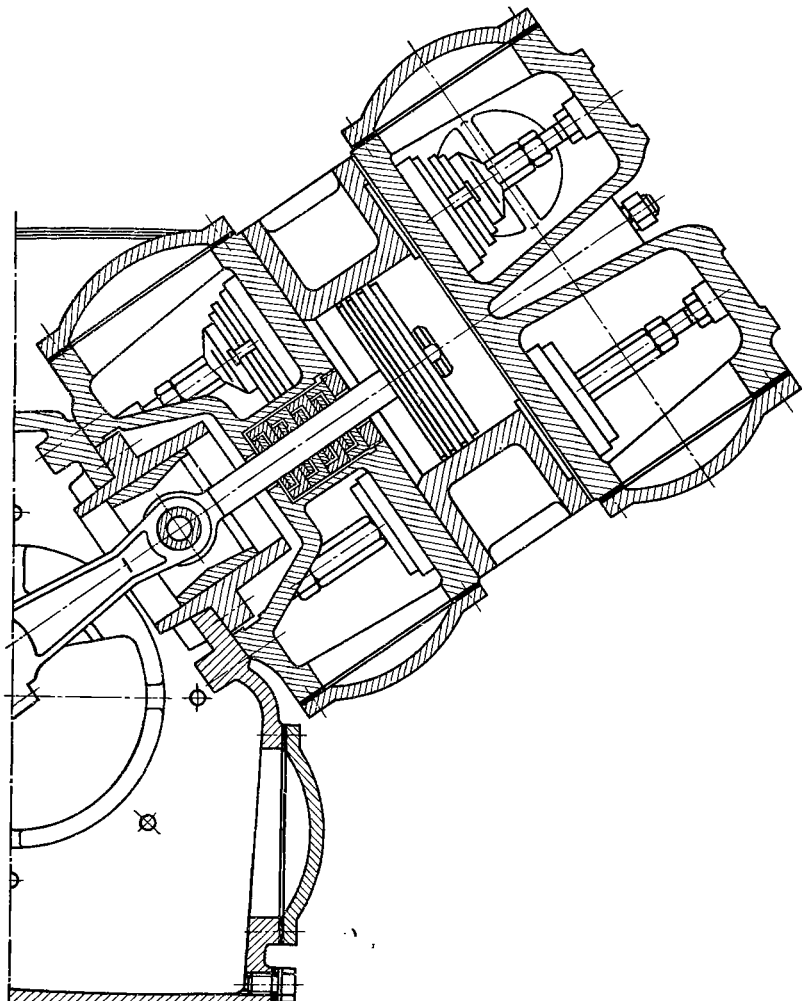


Рис. 12.4. Поперечный разрез У-образног

менение для компрессоров без смазки цилиндров, сжимающих различные технические газы. Компрессоры на прямоугольной базе постепенно будут заменяться оппозитными компрессорами, а в технически обоснованных случаях возможна их замена многорядными компрессорами на У- и Ш-образных базах. Технические

характеристики ряда компрессоров общего назначения средней производительности приведены в табл. 12.2.

Для компрессоров на прямоугольных базах согласно ГОСТ 23680—79* принято условное обозначение, которое харак-



крейцкопфного компрессора

теризует сжимаемый газ, тип и нагрузку базы компрессора и его параметры, например ВП2-10/9 (ранее применявшееся обозначение предусматривало указание на порядковый номер модернизации компрессора, а усилие базы ставилось перед буквами ВП). Цифра, стоящая после букв ВП, показывает номинальную нагрузку

базы (в тоннах); буква В обозначает, что компрессор предназначен для сжатия воздуха. При сжатии различных газов вместо буквы В в обозначении используют Г (газовый компрессор). Буква П означает, что база компрессора прямоугольная, т. е. один из рядов компрессора расположен вертикально, а другой — горизонтально. Далее дробью даются производительность в м³/мин (числитель) и рабочее давление в барах (знаменатель). Обозначение компрессора ВП2-10/9 расшифровывается следующим образом: компрессор воздушный, выполненный на прямоугольной базе с номинальной нагрузкой 2 т, обеспечивает производительность 10 м³/мин при конечном давлении 9 бар.

В диапазоне производительностей от 0,2 до 0,4 м³/с для сжатия воздуха широкое применение находят компрессоры, выполненные по У-образной схеме в двух- и четырехрядном исполнении. В качестве примера на рис. 12.4. приведена конструкция двухрядного компрессора фирмы «Атлас Копко» (*Atlas Copco*). Компрессор крейцкопфный, с дисковыми поршнями двойного действия; он имеет низкие значения отношения хода поршня к диаметру цилиндра I-й ступени ($\psi_I \approx 0{,}27$), что при частоте вращения вала 16 $с^{-1}$ обеспечивает умеренные средние скорости поршня ($c_{ср} = 3$ м/с). При размещении в торцевых крышках цилиндра клапанов с увеличенным проходным сечением достигаются небольшие скорости газа и минимальные газодинамические потери в этих клапанах.

Компрессор имеет ряд конструктивных особенностей. Цилиндры выполнены без рубашек для охлаждающей воды. В фонаре предусмотрены внутренние изолированные полости, в которых установлены индивидуальные клапаны, закрепленные с помощью центральной шпильки с распорными гайками. В центральной части фонаря выполнена расточка, в которой со стороны цилиндра монтируется уплотнительное устройство штока. Такое размещение сальника обеспечивает уменьшение габаритных размеров и массы компрессора, но затрудняет доступ к нему во время эксплуатации. По специальным каналам в цилиндре газовые полости фонаря соединены с соответствующими полостями всасывания и нагнетания в крышке цилиндра, разделенными между собой воздушным пространством.

Крейцкопф выполнен в виде тонкостенного полого цилиндра, усеченного двумя плоскостями, перпендикулярными оси расточки под палец, что позволяет снизить массу крейцкопфа. Крейцкопф через полый палец соединяется с верхней вильчатой головкой шатуна.

Шток поршня на конце имеет проушину, которая по посадке движения соединяется с пальцем крейцкопфа, причем проушина штока помещается внутри вильчатой головки шатуна. Таким образом, шток связан с крейцкопфом шарнирно, что облегчает сборку машины. К недостаткам такого крейцкопфного узла следует отнести невозможность регулировки мертвого про-

странства в цилиндрах за счет относительного перемещения штока в крейцкопфе.

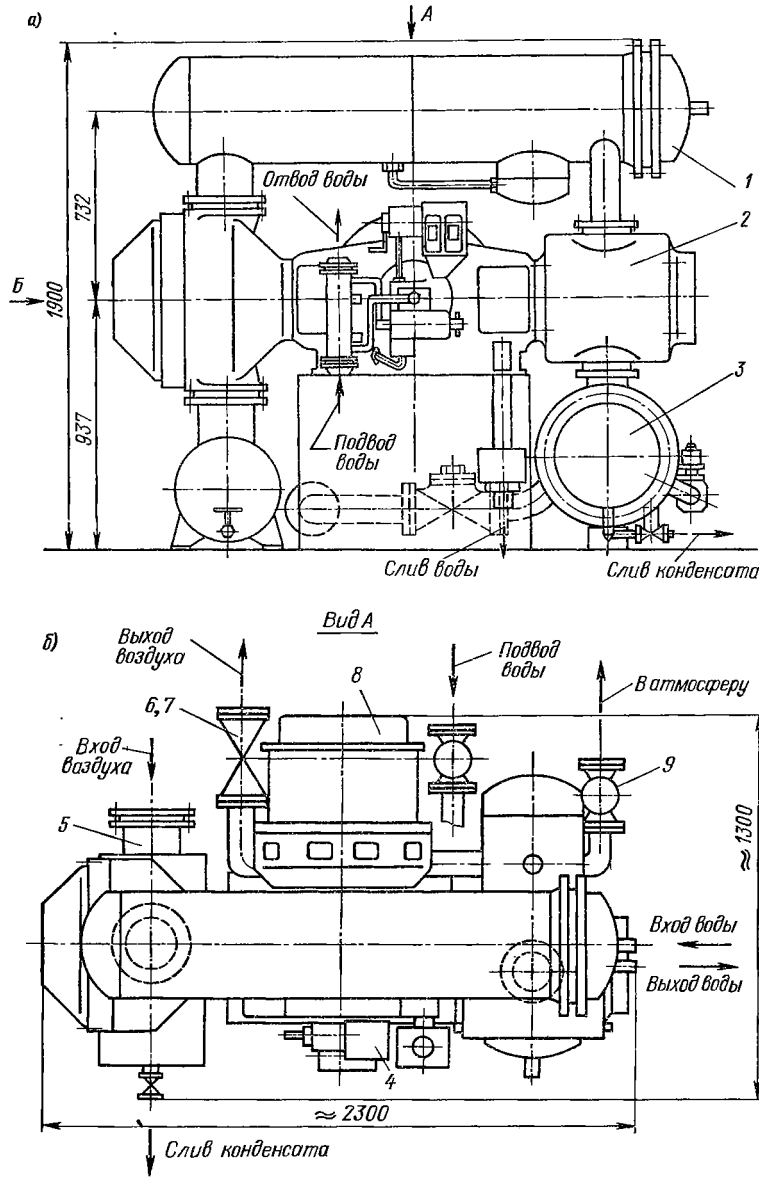
Снижение массы подвижных элементов достигается также за счет применения предельно плоской конструкции дискового поршня, имеющего две—три канавки для установки уплотнительных колец. Корпусные детали и головки цилиндров выполнены в виде простых тонкостенных отливок. Головки имеют специальные окна с крышками для осмотра и монтажа клапанов. С помощью анкерных шпилек они совместно с цилиндрами крепятся к фонарю, который свою в очередь внутренними болтами крепится к картеру. Холодильник установлен на фланцах цилиндров I-й и II-й ступеней и может выполняться с водяным или воздушным охлаждением. Описанная конструкция имеет ряд преимуществ и заслуживает внимания при разработке новых компрессоров данного типа.

Моноблочная компрессорная установка 2ВМ2,5-12/9 показана на рис. 12.5. Она служит для сжатия атмосферного воздуха и состоит из оппозитного компрессора, приводного электродвигателя, аппаратуры, газовых коммуникаций и арматуры, систем охлаждения, смазки и автоматики.

Компрессор *2* с электродвигателем *8* и промежуточным холодильником выполняется в виде готового блока на заводе-изготовителе. Через приливы на станине компрессора блок крепится к фундаменту специальными болтами. Промежуточный холодильник *1* смонтирован над компрессором, концевой *3* — устанавливается под цилиндром II-й ступени. Холодильники одновременно выполняют функции газоохладителей, буферных емкостей и влагомаслоотделителей. Они представляют собой горизонтальные аппараты кожухотрубного типа с продольно оребренными трубами.

На всасывании I-й ступени установлен фильтр-глушитель *5*. В качестве фильтра применен пакет гофрированной винипластовой сетки. Глушитель представляет собой сосуд со встроенной трубой Вентури; геометрические размеры его подобраны так, что сосуд выполняет одновременно функции буферной емкости на всасывании.

Газовые коммуникации включают в себя трубопроводы основные, байпасные и продувок, а также арматуру. После концевого холодильника установлены обратный клапан *6* и запорный вентиль *7*. Байпасный вентиль *9* соединяет линию нагнетания II-й ступени с атмосферой. Байпасная линия предназначена для разгрузки компрессора при пуске и остановке и при работе компрессора на режимах, отличных от номинального. Для привода компрессора используется асинхронный двухскоростной электродвигатель мощностью 75 кВт с частотой вращения 16,33 $с^{-1}$ или 8,16 $с^{-1}$ при напряжении 380 В. Ротор электродвигателя насаживается консольно на выступающий конец вала базы компрессора и является одновременно маховиком, а статор с помощью фланца крепится по торцу к станине. Снижение производительности от 100 до 50 % осуществляется изменением частоты вращения двига-



теля. Для снижения производительности от 50 % до 0 предусмотрено байпасирование после II-й ступени. На промежуточном и концевом холодильнике установлены предохранительные клапаны *10* и *11*. В нижней части холодильников предусмотрены емкости для сбора конденсата, основное количество которого выделяется после I-й ступени. На каждой линии продувок установлен вен-

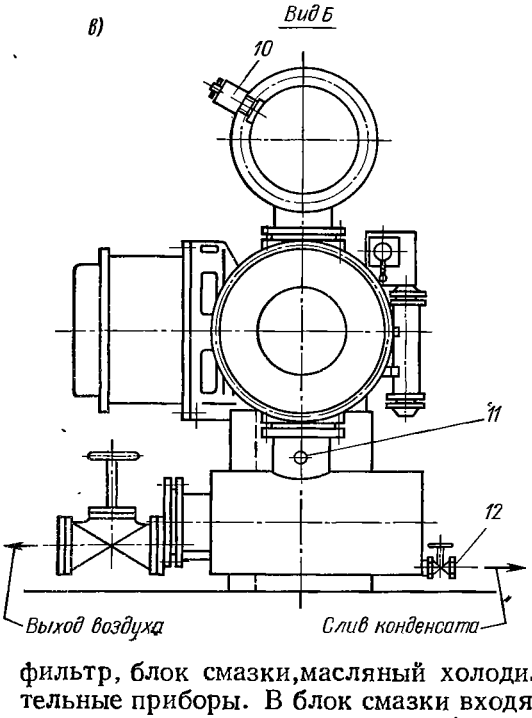


Рис. 12.5. Компрессорная установка 2ВМ2,5-12/9: *а* — вид сбоку; *б* — вид сверху; *в* — вид *Б*; *1* — холодильник промежуточный; *2* — компрессор; *3* — холодильник концевой; *4* — система смазки; *5* — фильтр-глушитель; *6* — клапан обратный; *7* — вентиль запорный; *8* — электродвигатель; *9* — вентиль байпасный; *10, 11* — клапаны предохранительные; *12* — вентиль продувки

тиль *4* и *12* для автоматической продувки системы. Периодичность продувки аппаратуры должна соответствовать расчетному времени между продувками. Компрессорная установка имеет две системы смазки: циркуляционную для механизма движения и лубрикаторную для смазки цилиндров. Они включают в себя заборный фильтр, блок смазки, масляный холодильник, контрольно-измерительные приборы. В блок смазки входят шестеренчатый масляный насос производительностью 7 л/мин с приводом от коленчатого вала, фильтр пластинчатый во встроенном исполнении, клапан перепускной и лубрикатор. Циркуляционная система смазки обеспечивает подачу масла к коренным и шатунным подшипникам, к направляющим и пальцу крейцкопфа. Лубрикаторная смазка предназначена для подачи масла к цилиндрам компрессора (по одной точке на каждом цилиндре).

Охлаждение элементов компрессорной установки осуществляется водой, которая подводится к промежуточному и масляному холодильникам. От промежуточного холодильника часть воды идет на охлаждение цилиндров, а остальная — на концевой холодильник. Из цилиндров компрессора, концевого и масляного холодильников вода через открытый слив направляется в сливную воронку.

Компрессор 2ВМ2,5-12/9 (рис. 12.6) выполнен двухступенчатым, горизонтальным на двухрядной оппозитной унифицированной базе с номинальной поршневой силой 2,5 т. В каждом ряду размещено по одному цилиндру двойного действия. При выборе конструктивной схемы компрессора в основу положены требования надежности и экономичности в работе, простоты монтажа, обслуживания и ремонта, компактности и унификации выбранной схемы с компрессорами завода-изготовителя. Компрессор состоит из оппозитной базы и цилиндровых групп.

В базу входят следующие основные элементы: станина, направляющие, коленчатый вал, шатун, крейцкопф. Циркуляционная система смазки в данном компрессоре не относится к элементам базы, так как поставляется в едином блоке с системой смазки цилиндров.

Станина и направляющие отлиты из чугуна. Станина имеет коробчатую форму с прямоугольным сечением. Нижняя часть ее служит резервуаром для масла. Для повышения прочности и жесткости внутренняя поверхность станины оребрена, а чтобы упростить отливки направляющие станины и фланец для присоединения

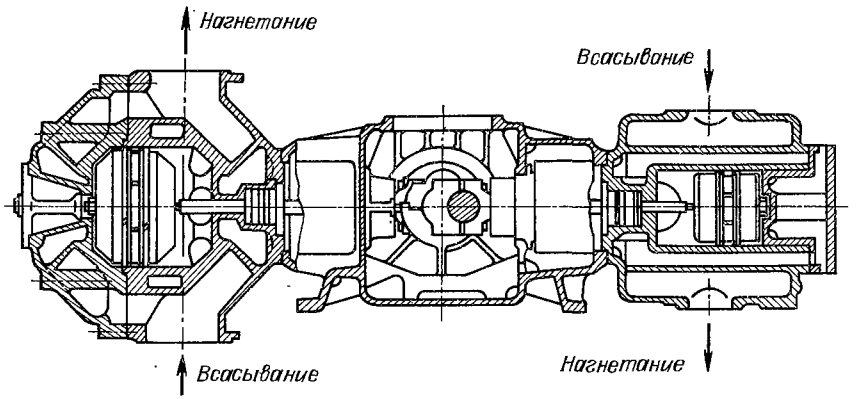


Рис. 12.6. Оппозитный компрессор

электродвигателя выполнены съемными и крепятся к станине болтами. В верхней части станины имеется центральное окно, а с каждой стороны — боковые окна. Через центральное окно производится монтаж шатунов, а через боковые — монтаж крейцкопфных пальцев, соединение крейцкопфа со штоком и крепление цилиндров к станине. Окна закрываются герметичными крышками.

Станина имеет два коренных подшипника, в которых уложен коленчатый вал. Укладка коленчатого вала производится с торца станины со стороны двигателя. На противоположной торцевой крышке станины монтируется блок смазки. Для слива масла из станины служит пробка в нижней части торцевой стенки; там же располагаются указатель уровня масла и выход заборного фильтра.

Коленчатый вал двухколенный, стальной, кованый со смещением кривошипов на 180°. Смазка к коренным и шатунным подшипникам подводится по сверлениям в валу. Для кривошипной головки шатуна и коренных подшипников предусмотрены сталеалюминиевые полувкладыши, установленные с повышенным масляным зазором. Твердость шеек вала НВ $\geqslant$ 240. Со стороны подвода смазки на валу имеется хвостовик для привода шестерен-

чатого насоса. Ротор двигателя фиксируется на коленчатом валу от проворачивания призматической шпонкой.

Шатун штампованный со стержнем двутаврового сечения (масса шатуна 6,1 кг). Кривошипная головка со съемной крышкой, которая крепится к шатуну двумя шатунными болтами. Центровка крышки со стержнем осуществляется по шатунным болтам. В полувкладышах шатуна выполнены канавки и отверстия для улучшения смазки. В крейцкопфной головке шатуна запрессована бронзовая втулка с канавками и отверстиями для подвода масла. Отверстия в крейцкопфной головке шатуна служат также для разбрызгивания масла на направляющие крейцкопфа.

Крейцкопф закрытого типа, корпус стальной литой с отъемными башмаками, отлитыми из алюминиевого сплава АЛ10В (масса крейцкопфа 4,3 кг). Палец крейцкопфа плавающий стальной, что способствует уменьшению износа. В бобышках корпуса запрессованы бронзовые втулки. Для соединения со штоком служит резьба в торцевой части корпуса.

Цилиндровые группы включают в себя цилиндры, клапаны, сальники и поршни со штоками.

Цилиндры обеих ступеней литые чугунные и состоят из корпуса, отлитого совместно с передней стенкой, и задней крышки. Коническое исполнение крышек I-й ступени удобно для размещения клапанов и способствует снижению мертвого пространства. В каждой полости цилиндра расположены три всасывающих и три нагнетательных клапана. Цилиндр II-й ступени в каждой полости имеет по одному всасывающему и нагнетательному клапану, которые расположены по образующей цилиндра. С целью увеличения надежности и обеспечения требуемой производительности на компрессоре применены унифицированные прямоточные клапаны ПИК-125 с пониженной высотой седла, уменьшенными мертвым пространством и ходом пластин.

В торцах со стороны вала цилиндры имеют гнезда для размещения сальников.

Сальники обеих ступеней одного типоразмера. Они состоят из камер, в которых установлены плоские разрезные кольца (замыкающие и уплотняющие), стянутые браслетными пружинами. В нажимном фланце сальника размещен маслосниматель, предназначенный для снятия масла со штока. Уплотнительные элементы сальника выполнены из фторопласта с наполнителем марки Ф4К20.

Поршни со штоками для наилучшего уравновешивания выполнены с одинаковой массой (19 кг). Поршень I-й ступени отлит из алюминиевого сплава; поршень II-й ступени — из чугуна в виде пустотелой отливки. Поршни скользящего типа имеют направляющие из текстолита и цилиндрическую посадку на штоке. Со стороны вала они упираются в бурт штока, а с противоположной стороны затягиваются гайкой. Штоки выполнены из стали 45 с поверхностной термообработкой. Поршневые кольца текстоли-

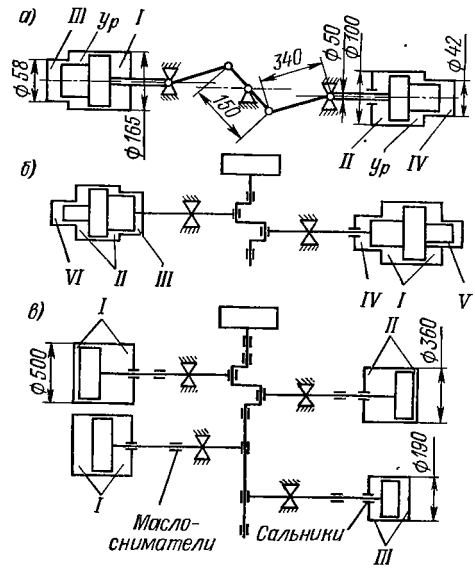


Рис. 12.7. Принципиальные схемы различных компрессоров средней производительности: *а* — 2ГМ4-1,3/12-250; *б* — 2ГМ10-20/320; *в* — 4ГМ10-40/35; (I, II, ..., VI — номера ступени сжатия; *Ур* — уравнительная полость)

товые. В связи с постепенным истощением месторождений нефти, удорожанием ее добычи, переработки и доставки конечного продукта потребителям чрезвычайно важной становится задача оснащения грузового и легкового транспорта двигателями внутреннего сгорания, работающими на природном газе. В свою очередь это вызывает необходимость создания в масштабах страны системы снабжения транспортных средств сжатым газом. Для этих целей служат специальные компрессорные установки, работающие в составе газонаполнительных станций (ГНС). Единичная установка предназначена для заправки газобаллонных автомобилей в автохозяйствах. Группа установок, собранных в единый комплекс, служит для массовой заправки транспортных средств и автогазозаправщиков. Газонаполнительные станции работают на двух режимах по конечному давлению:

1) при $p_к = 25$ МПа производится заправка газобаллонного транспорта;

2) при $p_к = 32$ МПа — заправка автогазозаправщиков.

В перспективе предусмотрено создание автомобильных газонаполнительных компрессорных установок в блочно-контейнерном исполнении для заправки автомобилей и автогазозаправщиков. В этом случае установка поставляется в контейнере в готовом к работе состоянии.

По условиям эксплуатации компрессорные установки газонаполнительных станций работают при температурах до —30 °С. Поэтому в ряде случаев целесообразно применение двухконтурных замкнутых систем охлаждения с использованием во вторичном контуре аппаратов воздушного охлаждения, а в первичном жидкостном контуре сорока пяти процентный раствор этиленгликоля в воде или введение антифриза с присадками. Система охлаждения газа — воздушная с использованием аппаратов воздушного охлаждения; в стационарных установках допускается водяное охлаждение. В конструкции компрессора должна быть предусмотрена минимальная подача смазки на цилиндры и сальники.

Принципиальная схема компрессора 2ГМ4-1,3/12-250, работающего в составе стационарной компрессорной установки газонаполнительной станции, представлена на рис. 12.7, *а*. Компрессор оппозитный, двухрядный, четырехступенчатый с числом цилиндров по одному в каждой ступени; он служит для сжатия природного газа, давление которого на входе в компрессор колеблется от 0,78 до 1,18 МПа, а конечное составляет 24,5 МПа. По условиям эксплуатации температура газа на входе в компрессор меняется от —5 до +30 °С. В связи с этим в водяную систему охлаждения предусмотрено введение антифриза с присадками. Расход воды составляет 25 м³/час, антифриза — 30 м³/час.

Привод компрессора осуществляется от двухскоростного электродвигателя с частотой вращения 6,16/12,3 $с^{-1}$ при установленной мощности 75/160 кВт и напряжении в сети 380 В. Пуск двигателя осуществляется при минимальной частоте вращения $n = 6{,}16$ $с^{-1}$, а после прогрева в течение 30—40 секунд возможно переключение на частоту 12,3 $с^{-1}$. Максимальная частота переключений двигателя под нагрузкой не должна превышать 20 включений в час, а частота пусков — 5.

Компрессорная установка укомплектована системой автоматизации, которая обеспечивает: пуск и остановку со щита контрольно-измерительных приборов; дистанционный и автоматический пуск; разгрузку компрессора при пуске и остановке; продувку холодильников и влагомаслоотделителей; ступенчатое изменение производительности компрессора 100—50—0 % путем автоматического изменения частоты вращения и выключения двигателя. Предусматривается отключение двигателя при прекращении подачи воды, повышении давления газа в картере и по ступеням, падении давления масла и отсутствии продувки электродвигателя.

Компрессор сжимает токсичный и взрывоопасный газ. В связи с этим в конструкции сальников предусмотрен подвод продувочного газа; применены предохранительные клапаны закрытого типа с отводом протечек во всасывающую линию. Электродвигатель выполнен во взрывозащищенном исполнении с заземлением корпуса, а электрооборудование и приборы в соответствии с ГОСТ 12.1.011—78* рассчитаны на эксплуатацию в помещениях, где может образовываться взрывоопасная смесь.

В технологических линиях получения центакарбонила железа и карбонила никеля используется компрессорная установка 2ГМ10-20/320 (рис. 12.7, *б*). Она предназначена для повышения давления окиси углерода (CO) от давления близкого к атмосферному до конечного давления, равного 32 МПа. Ее основные технико-экономические показатели приведены в табл. 12.3.

При выборе и обосновании материалов для данной установки следует учитывать, что окись углерода практически не взаимодействует с металлами при температурах ниже 90 и выше 300 °С. Наиболее стойкими в среде *CO* являются стали, содержащие 18 и более процентов хрома. Поэтому для межступенчатых коммуни-

Тип компрессора	Сжимаемая среда	Производительность, м³/с	Конечное давление, МПа	Частота вращения вала, с	Ход поршня, мм	Средняя скорость поршня, м/с	Мощность на валу компрессора, кВт
2ВМ10-63/9	Воздух	1,040	0,9	10,00	220	4,40	332
4ВМ10-120/9	»	2,080	0,9	10,00	220	4,40	666
4ВМ10-40/70	»	0,720	7,0	8,33	220	3,67	479
2ГМ10-20/320	Окись углерода	0,334	31,4	8,33	220	3,67	283
4ГМ10-40/35	Кислород	0,666	3,5	6,25	220	2,75	390
4ГМ10-66/60	Коксовый газ	1,090	5,9	8,33	220	3,67	679
4ГМ10-78/60	Водород	1,300	5,9	10,00	220	4,40	809
6ГМ10-63/320	Синтез газа	1,080	31,4	8,33	220	3,67	930
4ВМ16-125/200	Воздух	2,020	19,6	6,25	320	4,00	1570
6ГМ16-140/200М1	Азот, воздух	2,580	20,1	6,25	320	4,00	1840
4ГМ16-100/200М1	Двуокись углерода	1,630	19,6	6,25	320	4,00	1210
2ГМ16-20/40-62СМ2	Водородосодержащий газ	0,360	5,8	6,25	320	4,00	703
4ГМ16-50/15-30СМ1	То же	1,030	2,9	6,25	320	4,00	1484
6ГМ16-45/35-55СМ2	То же	0,736	5,4	6,25	320	4,00	1160
4ГМ16-12,5/17-281М2	Этилен	0,195	31,4	5,33	320	3,50	870
6ГМ25-210/3-56М2	Попутный нефтяной и природный газ	3,490	5,6	6,25	400	5,00	3700
6ГМ25-120/14-38		2,040—	3,6	—	—	—	3910
		2,330	3,8	—	—	—	4000
6ГМ25-140/35-56		2,400	5,6	—	—	—	4600
4ГМ40-35/23-325	Азотноводородная смесь	0,590	32,5	5,00	450	4,50	4900
6ГМ40-16/100-420	Природный газ	0,271	42,0	—	—	—	5840
6ГМ40-530/225	Коксовый газ	8,80	2,3	—	—	—	4360

* Масса двигателя и тиристорного преобразователя.

каций на участках с температурой выше 100 °С (зона нагнетания ступеней до газоохладителя) применяют нержавеющую сталь 12Х18Н9Т; на участках с температурой ниже 90 °С (зона всасывания в ступень) — углеродистую сталь. Литые детали выполняют из чугуна.

Рассмотрим особенности конструкции, характерные для компрессора, сжимающего *СО*. Компрессор выполнен на двухрядной оппозитной базе с двумя дифференциальными поршнями I—IV—V и II—III—VI ступеней. Поршень I—IV ступеней дисковый сварной из нержавеющей стали 12Х18Н9Т; поршень II—III ступеней литой из чугуна марки СЧ20. Поршни V и VI ступеней шарнирно устанавливаются в стаканах, закрепленных в корпусах поршней

Таблица 12.3

Масса, т				Удельные показатели				
				мощность, кВт·м$^{-3}$·мин	масса, кг·м$^{-3}$·мин		площадь, м^2·м$^{-3}$·мин	
компрессора	аппаратуры и коммуникаций	двигателя	установки		компрессора	установки	компрессора	установки
8,1	1,4	2,3	11,5	5,35	130	185	0,10	—
15,5	2,5	3,8	21,8	5,35	125	175	0,10	—
10,2	11,3	4,0	25,5	11,00	256	638	0,38	1,94
7,0	19,0	4,0	30,0	15,20	364	1510	0,55	3,10
14,8	15,0	4,4	34,7	9,90	345	868	—	—
12,0	22,0	6,0	40,0	10,30	175	607	0,22	1,23
11,0	19,0	9,0	39,0	10,40	147	500	0,17	0,96
15,5	32,3	8,9	56,7	12,70	239	880	0,37	1,70
28,0	28,0	12,0	68,0	12,90	230	560	0,26	0,55
48,8	43,0	15,5	107,3	11,90	350	765	0,95	—
28,0	32,0	8,0	68,0	12,90	287	695	0,29	1,20
8,8	4,5	7,1	20,4	3,20	400	900	0,75	2,10
16,3	4,6	14,9	35,8	23,90	263	576	0,37	0,87
18,4	6,3	17,0	41,7	36,40	417	690	0,46	1,21
31,0	50,0	37 *	118,0	5,20	—	148	—	0,26
61,6	64,4	24,0	150,0	6,17	—	248	—	0,31
59,6	17,8	26,2	102,6	—	—	—	—	—
62,5	17,8	32,0	112,3	—	—	—	—	—
63,6	68,8	28,0	160,4	—	—	—	—	—
93,4	127,6	15,9	236,9	3,78	—	—	—	—
102,2	74,4	28,0	204,6	8,25	193	387	0,21	0,49

I—IV и II—III ступеней. Уплотнительные кольца выполнены из текстолита. Предварительное поджатие уплотнительных колец к зеркалу цилиндра осуществляется эспандерами, изготовленными из стали марки 30Х13. Из этой же стали изготавливаются штоки.

Уплотнительные устройства штоков установлены на III и IV ступенях и выполнены в виде набора плоских уплотнительных элементов — сальника и предсальника. Для обеспечения полной герметичности уплотнения и охлаждения штока в пространство между сальником и предсальником подается масло, которое создает гидравлический затвор и препятствует утечке газа из цилиндров компрессора.

Принципиальная схема кислородного компрессора 4ГМ10-40/35, служащего для подачи кислорода в конверторы малой емкости сталелитейных производств, представлена на рис. 12.7, *в*. Компрессор четырехрядный, трехступенчатый с двумя цилиндрами первой ступени; он выполнен на унифицированной оппозитной базе 4М10 с пониженной средней скоростью поршня ($c_{ср}$ = = 2,75 м/с) в бесподвальном исполнении. В каждом ряду компрессора размещено по одному цилиндру, что обеспечивает простоту обслуживания, ремонтопригодность и возможность для размещения клапанов повышенного проходного сечения.

Направляющие крейцкопфа выполнены со съемным фонарем, что позволяет удлинить шток. При этом часть штока, соприкасающаяся с маслоснимателем, не доходит до сальника. Таким образом, исключается попадание масла из системы циркуляционной смазки на элементы сальника и в цилиндры. В маслосъемнике установлены три маслосъемных кольца с уплотняющим элементом, состоящим из двух плоских разрезных колец с браслетной пружиной. Материал всех колец маслосъемника — фторопласт.

Сальники состоят из камер, в которых установлены плоские разрезные кольца (замыкающие и уплотняющие), выполненные из фторопласта с наполнителем АФГ. Кольца стянуты браслетными пружинами. Число рабочих камер по ступеням равно 4,5 и 6. Все элементы сальника, соприкасающиеся с кислородом, изготавливаются из бронзы Бр03Ц7С5М1. При сборке сальников необходима высокая точность, которая достигается взаимной притиркой замыкающих и уплотняющих колец, пригонкой по штоку при условии центровки штоков без перекосов. Утечки кислорода, просочившегося через сальники, отводят на всасывание I-й ступени.

Поршни всех ступеней выполнены литыми из бронзы БрА9Ж3Л. Они имеют по два направляющих неразрезных кольца, обеспечивающих удельное давление на стенку цилиндра не более 0,04 МПа. Поршневые уплотнительные кольца изготовлены с одним разрезом и прижимаются к цилиндрам эспандерами. Материал колец — фторопласт с наполнителем АФГ-80ВС; цилиндры — литые из чугуна СЧ21; штоки и эспандеры выполнены из стали 3Х13; клапаны прямоточные, индивидуальные. С целью повышения взрывобезопасности для изготовления корпусных деталей клапанов применяют латунь марки ЛЖИЦ59-1. Газовые коммуникации компрессорной установки выполнены из медных труб марки М3. Основные технико-экономические показатели компрессора 4ГМ10/40-35 приведены в табл. 12.3.

12.3. КОМПРЕССОРЫ И УСТАНОВКИ БОЛЬШОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Поршневые компрессоры, производительность которых более 1 м³/с, условно относят к компрессорам большой производительности. Они выполняются исключительно на оппозитных

базах с поршневым усилием по рядам 10 т и более. Ради унификации производства специальные компрессоры, сжимающие различные технические газы до высоких давлений при отсутствии смазки цилиндров, также строят в оппозитном исполнении, хотя в вертикальном виде по условиям работы они имели бы ряд преимуществ, например, отсутствие опор под цилиндры, удобство демонтажа поршней, отсутствие изгибных напряжений в станине и др.

Компрессоры большой производительности имеют ряд характерных особенностей. Это машины большой единичной мощности. Их производительности достигают 45 $м^3/с$, конечное давление до 250 МПа, поршневые усилия по рядам до 60 т и потребляемая мощность до 8000 кВт. Смазка цилиндров и механизма движения раздельная, причем лубрикаторы и насосы циркуляционной смазки выполняют с приводом от индивидуального электродвигателя.

Компрессорная установка компонуется таким образом, что собственно компрессор и привод располагаются в машинном зале обычно на отметке 3—5 м, а вспомогательная аппаратура, трубопроводы и обслуживающие компрессор агрегаты находятся в подвальном помещении на отметке ноль. Вспомогательную аппаратуру крупных установок иногда размещают за пределами здания компрессорной станции (цеха компрессии). В этом случае машинный зал компрессорной станции выполняют бесподвальным. Преимущество такого решения состоит не только в уменьшении затрат на строительство, но и в большей безопасности эксплуатации при сжатии взрывоопасных газов.

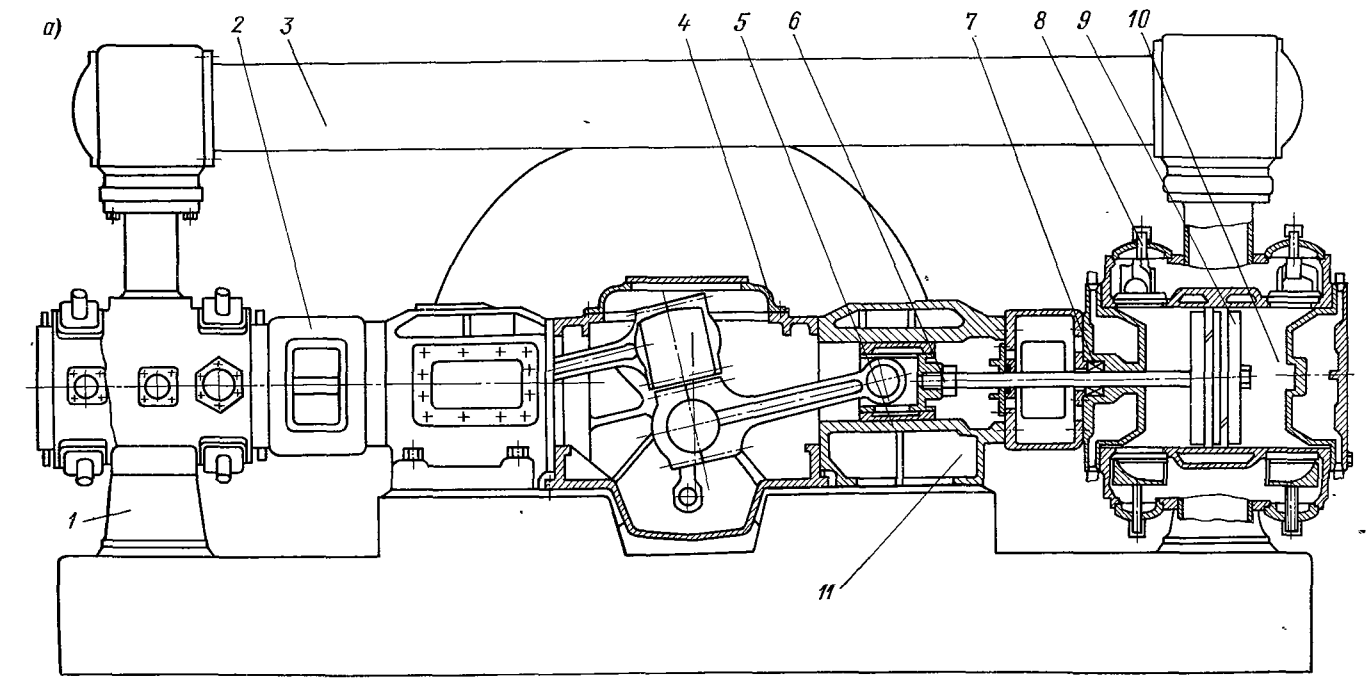
В большинстве случаев на компрессорах большой производительности применяется водяная система охлаждения. Однако в районах с ограниченными запасами воды находят применение двухконтурные системы охлаждения, когда компрессор охлаждается водой (первичный контур), охлаждаемой в свою очередь в аппаратах воздушного охлаждения, расположенных вне помещения машинного зала.

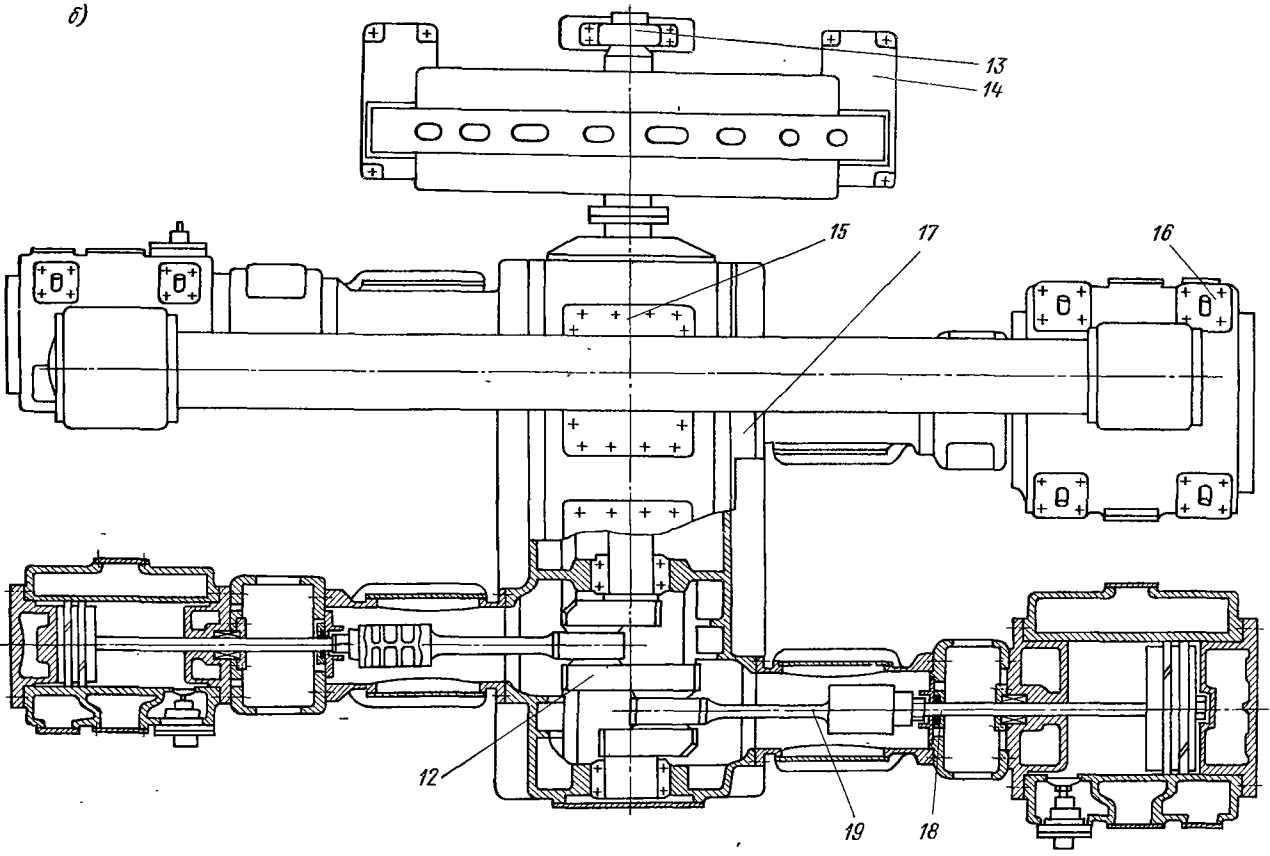
Компрессоры большой производительности выполняются многорядными (до 10 рядов) на оппозитных базах М с односторонним расположением двигателя или Н, когда двигатель расположен между рядами компрессора. Такая компоновка позволяет создавать многоцелевые компрессоры, сжимающие в отдельных рядах различные газы. Объединение нескольких компрессоров в одном многоцелевом агрегате позволяет снизить массу и габаритные размеры установки. При этом сокращаются номенклатура электродвигателей, вспомогательного оборудования, габаритные размеры, масса фундамента и площадь машинного зала. Целесообразность применения универсальных компрессорных установок всецело зависит от надежности конструкции компрессора и режима работы предприятия.

На магистральных трубопроводах для передачи природного газа на далекие расстояния в основном используются турбокомпре-

Рис. 12.8. Четырехрядный оппозитный компрессор: *а* — поперечный разрез; *б* — вид сверху;

1 — опора; *2* — фонарь; *3* — колодильник; *4* — станина; *5* — направляющие крейцкопфа; *6* — крейцкопф; *7* — сальник; *8* — крепление клапанов; *9* — поршень; *10* — цилиндр; *11* — опоры станины; *12* — вал коленчатый; *13* — подшипник выносной; *14* — двигатель; *15* — крышка; *16* — смотровые люки; *17* — желоб; *18* — шток; *19* — шатун




б)
13
14
15
17
16
12
19
18

ссоры. Однако при небольших расходах газа на тупиковых газопроводах целесообразно применение поршневых компрессоров в силу их более высокой экономичности. В последнем случае широкое распространение получили мотокомпрессоры, у которых в одном агрегате объединены компрессор и двух- или четырехтактный газовый двигатель внутреннего сгорания. Мотокомпрессор имеет У-образное расположение цилиндров двигателя. На каждом колене вала расположены два шатуна двигателя и один шатун компрессора. Цилиндр компрессора с поршнем двойного действия выполнен горизонтально. К преимуществам такой компоновки следует отнести высокий КПД газового двигателя, компактность, низкие затраты на фундамент.

В ряде случаев для сжатия природного газа и других целей применяют агрегаты, состоящие из многорядного оппозитного компрессора и двигателя, которые монтируются на общую платформу со всеми вспомогательными системами и оборудованием, необходимыми для работы компрессорной установки. К преимуществам такой компоновки следует отнести возможность применения серийных двигателей и раздельной доставки компрессора и двигателя в труднодоступные районы, так как масса каждой отдельной сборочной единицы значительно меньше, чем у компрессорной установки в целом (см. табл. 12.3).

Компрессоры большой производительности используются в газлифтных системах добычи нефти при обратной закачке газов в пласт с целью увеличения добычи ее на истощенных месторождениях, для закачки различных газов в естественные пустоты земной коры вблизи промышленных центров с целью удовлетворения спроса во время пиковых нагрузок и компенсации неравномерности потребления газа. Они находят применение: при сборе и транспортировке газа низкого давления, поступающего от одной или нескольких скважин месторождения; в установках для сжижения газа, а также при выработке сжатого воздуха высокого давления, используемого в различных технологических процессах.

Типичная конструкция поршневого компрессора для различных технологических целей приведена на рис. 12.8. Компрессор выполнен на четырехрядной оппозитной базе и может быть использован для сжатия различных газов или их смесей, включая горючие и токсичные. Производительность, конечное давление и мощность компрессора могут варьироваться в широком диапазоне за счет изменения числа и диаметров цилиндров отдельных ступеней, хода поршня и частоты вращения коленчатого вала. Приводом компрессора является синхронный электродвигатель *14*, ротор которого имеет односторонний выносной подшипник *13*. С другой стороны ротор жестко соединен с валом компрессора и опирается на его коренной подшипник. Базовой деталью компрессора является станина *4*, в торцевых расточках которой на коренных подшипниках установлен четырехколенный вал *12*. Через шатун *19*, крейцкопф *6* и шток *18* вращательное движение вала преобразуется

в возвратно-поступательное движение поршня *9*. Поршень со штоком фиксируется от проворота шпонкой. Монтаж штока и уплотнительных узлов *7* осуществляется через смотровые люки фонаря *2* и направляющих крейцкопфа *5*, а нижней головки шатуна — через верхнее отверстие в станине, закрытое крышкой *15*. Цилиндры *10* имеют водяную рубашку и скользящие опоры *1*. По периферии цилиндров расположены индивидуальные клапаны, закрепленные в гнездах упорами *8*. В средней части цилиндров имеются смотровые отверстия *16*, обеспечивающие при ремонте возможность очистки внутренних поверхностей водяных полостей. Промежуточный холодильник *3* кожухотрубного типа связывает между собой попарно цилиндры предыдущей и последующей ступеней и имеет буферные емкости на входе и выходе. Для защиты фундамента от случайного попадания масел из системы смазки компрессора в нижней части станины предусмотрен желоб *17*. По такой схеме выполнен отечественный двухступенчатый воздушный оппозитный компрессор 4ВМ10-120/9.

Принципиальная схема оппозитной компрессорной установки 6ГМ25-120/14-38 показана на рис. 12.9, *а*. Она предназначена для дожатия обратных потоков природного газа среднего давления (1,4—1,8 МПа) на дожимных компрессорных станциях газоперерабатывающих заводов до конечного давления 3,6—3,8 МПа и работает в одном технологическом цикле с дожимными компрессорами, сжимающими газ от 3,5 до 5,6 МПа.

Установка состоит из оппозитного компрессора, приводного электродвигателя, вспомогательного оборудования и системы автоматизации. Компрессор выполнен одноступенчатым, шестирядным с расположением в каждом ряду по одному цилиндру с поршнями двойного действия. Каждые три ряда компрессора, расположенные по одну сторону коленчатого вала, объединены буферной емкостью на всасывании и нагнетании. Буферные емкости на всасывании смонтированы над цилиндрами, а буферные емкости на нагнетании — под цилиндрами. Перед буферными емкостями установлены сетчатые фильтры для очистки газа от механических примесей.

Компрессор соединен с электродвигателем с помощью жесткого фланцевого соединения и установлен в машинном зале. Вся арматура на газопроводе компрессора расположена вне помещения компрессорной станции. На нагнетательном трубопроводе устанавливается предохранительный клапан, сбрасывающий природный газ в атмосферу вне помещения компрессорной станции в случае повышения давления в газопроводе выше допустимого значения. Поскольку природный газ в смеси с воздухом образует взрывоопасную смесь, компрессор и его коммуникации, заполненные воздухом, перед пуском продуваются природным газом. Для этого нагнетательный трубопровод до обратного клапана через запорный кран соединяется с атмосферой с помощью трубопровода продувок, который служит для сброса газа в атмосферу перед пуском.

Система охлаждения компрессорной установки закрытая, двухконтурная. Охлаждающая вода подается к цилиндрам компрессора, к воздухоохладителям приводного электродвигателя и к масляному холодильнику системы циркуляционной смазки под давлением не более 0,3 МПа и с температурой не выше 30 °С. Нагретая вода поступает в общецеховой сливной коллектор, откуда насосами подается на аппараты воздушного охлаждения, расположенные вне помещения компрессорной станции.

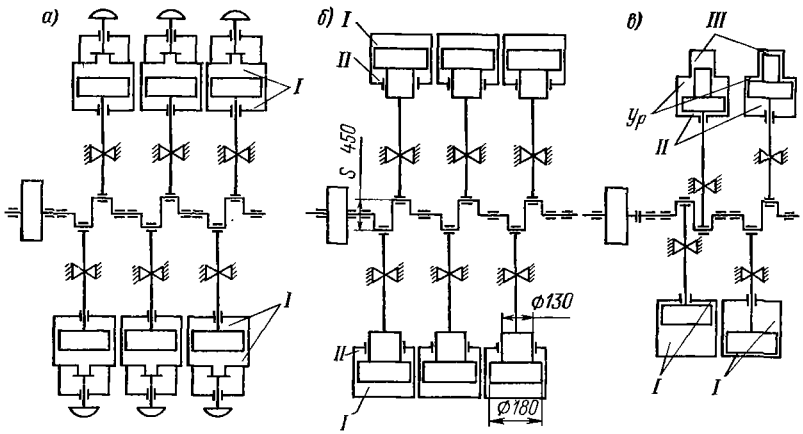


Рис. 12.9. Принципиальные схемы различных компрессоров большой производительности: *а* — 6ГМ25-120/14-38; *б* — 6ГМ40-16/100-420; *в* — 4ГМ16-12,5/17-281 (I, II, III — номера ступеней сжатия; *Ур* — уравнительная полость)

Система циркуляционной смазки обслуживает следующие узлы: коренные подшипники, кривошипные и крейцкопфные головки шатунов, направляющие крейцкопфа. Движение масла к точкам смазки осуществляется по трем направлениям: 1) к коренным подшипникам и от них по сверлениям в коленчатом валу к кривошипным головкам шатуна и далее по сверлениям в стержне шатуна к крейцкопфным головкам; 2) к нижней направляющей крейцкопфа; 3) к верхней направляющей крейцкопфа. После прохождения через узлы трения масло самотеком сливается в нижнюю часть картера и далее в маслосборник.

Система смазки цилиндров и сальников комплектуется агрегатом, состоящим из трех плунжерных восьмиточечных насосов, обратных клапанов, запорных вентилей и др. Всего в компрессоре имеется 18 точек смазки: к сальникам — 12 (по 2 точки на сальник) и к цилиндрам — 6 (по 1 точке на цилиндр). При этом каждая точка смазки цилиндра соединяется с двумя отводами насоса, что позволяет при необходимости увеличить расход масла на смазку цилиндров. Для смазки применяется авиационное масло МС-20.

На компрессоре предусмотрено изменение производительности за счет подключения дополнительного мертвого пространства. Для этого в каждом цилиндре со стороны крышки имеется полость, составляющая примерно 40 % от объема цилиндра. Диапазон ступенчатого изменения производительности составляет в этом случае 100—53 %.

Приводом компрессора служит электродвигатель серии СДКП2 трехфазного тока во взрывозащищенном исполнении, продуваемый под избыточным давлением, с замкнутой системой охлаждения через встроенные воздухоохладители. Мощность двигателя 4000 кВт, напряжение 6000 В, частота вращения ротора 6,25 $с^{-1}$.

На газоконденсатных месторождениях с целью поддержания внутрипластового давления и увеличения выработки конденсата осуществляют обратную закачку природного газа в пласт после извлечения из него углеводородного конденсата (сайклинг-процесс). Для этого требуются дожимающие поршневые компрессорные установки с начальным давлением 10 и конечным давлением 42 МПа.

На рис. 12.9, *б* приведена принципиальная схема компрессорной установки 6ГМ40-16/100-420, предназначенной для удовлетворения потребности газовой промышленности в оборудовании для обустройства газоконденсатных месторождений с применением сайклинг-процесса. В состав компрессорной установки входят: оппозитный поршневой компрессор; приводной электродвигатель; межступенчатые и вспомогательные газовые коммуникации и арматура; системы охлаждения, смазки, управления и др. К вспомогательным газовым коммуникациям относятся: байпасная линия, соединяющая нагнетание II-й ступени со всасыванием I-й ступени и служащая для разгрузки компрессора при пуске; линия аварийного сброса газа для продувки установки газом перед пуском; трубопроводы отвода газа от уплотняющих устройств штока и линия подвода давления к уплотнениям штока. Вся вспомогательная газовая коммуникация вместе с запорной арматурой трубопровода всасывания I-й ступени и трубопроводом нагнетания II-й ступени вынесена за пределы машинного зала и размещена на открытой площадке.

Компрессор выполнен двухступенчатым, горизонтальным на оппозитной базе 6М40. В каждом ряду размещено по одному цилиндру I-й и II-й ступеней. Компрессор с электродвигателем устанавливается на фундаменте в машинном зале. Межступенчатая аппаратура и коммуникации размещены на полу машинного зала под площадкой обслуживания за исключением буферных емкостей всасывания I-й ступени, которые устанавливаются сверху непосредственно на патрубки компрессора.

Сжатие газа осуществляется последовательно в двух ступенях. После каждой ступени газ направляется для охлаждения в газоохладители и сепараторы, где происходит отделение конденсата, влаги и масла. В целях сглаживания пульсаций давления газа

цилиндры каждой ступени объединены буферными емкостями на всасывании и нагнетании.

Компрессор снабжен устройством для ступенчатого изменения производительности от 100 до 80 % за счет присоединения дополнительных мертвых пространств к цилиндрам обеих ступеней. Основные технико-экономические показатели компрессорной установки и собственно компрессора приведены в табл. 12.3.

Цилиндры изготавливают стальными коваными (из стали марки 40Х) со съемной крышкой. Первая ступень сжатия расположена со стороны крышки, а вторая — со стороны вала. В каждой ступени устанавливается по одному всасывающему и нагнетательному клапану. Тип клапанов — кольцевые с газовым демпфером. Для упрощения коммуникаций всасывающий патрубок I-й ступени расположен сверху, а нагнетательный — снизу цилиндра. Оба патрубка II-й ступени расположены снизу. Цилиндр имеет гладкую, без фиксирующего бурта, втулку из чугуна марки СЧ32, которая устанавливается в расточке цилиндра с необходимым для закрепления натягом. Цилиндр имеет один штуцер для подвода смазки. Для присоединения цилиндра к направляющим служит фонарь, зафиксированный двумя парами конических штифтов. Фонарь имеет две боковые крышки и по одной сверху и снизу. Через верхнюю крышку осуществляется подвод смазки к уплотнениям штока; через нижнюю — отвод газа от уплотнительного устройства штока, подвод масла для охлаждения штока, подвод промежуточного давления и слив масла, скопившегося в фонаре.

Поршень выполнен в виде единого изделия со штоком из стали марки 38Х2МЮА. Он имеет опорную поверхность в виде двух пар разрезных направляющих колец с разгрузочными канавками. Суммарная высота колец рассчитана, исходя из допустимого удельного давления q, на несущую поверхность кольца, выполненного из флубона. На поршне перед уплотнительными кольцами установлено по одному разгруженному кольцу скребкового типа, препятствующему проникновению механических примесей в зону трения.

Система смазки механизма движения комплектуется блоком циркуляционной смазки БЦС-8, смонтированном для удобства монтажа на отдельной раме. В его состав входят: винтовой насос 3В-16/25 с электроприводом; маслосборник МС-2 с двумя центробежными масляными фильтрами тонкой очистки производительностью 10 *л*/мин каждый; сдвоенный с переключением фильтр грубой очистки; теплообменник; перепускной клапан; контрольно-измерительные приборы и соединительные трубопроводы. Система циркуляционной смазки подает масло на коренные подшипники кривошипных и крейцкопфных головок шатунов и направляющие крейцкопфа.

Система охлаждения уплотнительных узлов комплектуется блоком БЦС-4 в составе масляного насоса, маслосборника, фильтров грубой и тонкой очистки, теплообменника, перепускного клапана,

контрольно-измерительных приборов и соединительных трубопроводов.

Система смазки цилиндров и уплотнительных устройств также выполнена в виде отдельного агрегата, установленного на фундаменте перед компрессором со стороны валопроворотного устройства. В состав агрегата входят три масляных многоплунжерных насоса с приводом от отдельного электродвигателя, обратные клапаны с контрольными краниками для проверки подачи смазки и присоединительные трубопроводы. Подача смазки на каждый цилиндр производится в одной точке, на уплотнительное устройство штока — в двух точках.

Холодильники после первой и второй ступеней выполнены кожухотрубными с движением газа по трубкам и воды в межтрубном пространстве. Холодная вода из подводящего коллектора параллельно подается на холодильники первой и второй ступеней, воздухоохладитель приводного электродвигателя, цилиндры компрессора и холодильники масла. Контроль протока воды осуществляется визуально с помощью указателей потока. Для привода компрессора используется синхронный электродвигатель СДКП2-21-20ФУХА4 мощностью 6300 кВт, напряжением 10 000 В. Исполнение двигателя взрывозащищенное, с продувкой под избыточным давлением.

В технологическом цикле производства полиэтилена используются три типа поршневых компрессоров: 1) дожимающий или бустеркомпрессор (служит для сжатия возвратного этилена низкого давления до конечного давления 1,7 МПа); 2) первого каскада (сжимает свежий этилен от 1,2 до 28 МПа); 3) второго каскада (сжимает свежий и возвратный этилен от 25 до 260 МПа).

После второго каскада этилен направляется в реактор, из которого до 80 % этилена, не вступив в реакцию, возвращается обратно на вход компрессора второго каскада с давлением 25 МПа («возвратный этилен»). Этилен, протекающий через уплотнительные узлы компрессоров первого и второго каскадов («возвратный этилен» низкого давления), собирается в сборный коллектор и направляется на вход бустеркомпрессора.

Компрессор первого каскада 4ГМ16-12,5/17-281, предназначенный для сжатия смеси свежего и возвратного этилена в технологических линиях производства полиэтилена низкой плотности мощностью 60 000 т в год, показан на рис. 12.9, *в*. Компрессор рассчитан на конечное давление до 32 МПа при начальном давлении 0,9—1,7 МПа.

В состав компрессорной установки входят: компрессор; электропривод (электродвигатель МПК1200-260 и комплектный тиристорный агрегат); межступенчатая аппаратура с системой газопроводов; системы охлаждения и смазки; байпасные и продувочные линии; система автоматизации и КИП и др.

Компрессорная установка в первоначальном варианте была разработана с размещением межступенчатого оборудования и газо-

проводов вне помещения компрессорной станции. Такая компоновка в условиях низких температур окружающей среды (до —50 °С) является нецелесообразной, так как при этих условиях требуется применение остродефицитных и строго фондируемых материалов, в том числе никелесодержащих и легированных сталей и специальной арматуры.

В связи с указанным оппозитная компрессорная установка 4ГМ16-12,5/17-281М1 была модернизирована (М1). Модернизация заключалась в разработке варианта размещения межступенчатого оборудования и газопроводов внутри цеха и повышении эффективности работы отдельных узлов, при этом достигается: 1) повышение надежности, удобства обслуживания и ремонтопригодности оборудования при сохранении габаритных размеров цеха; 2) сокращение металлоемкости и повышение эффективности работы установки за счет усовершенствования конструкции секционных кожухотрубных холодильников и маслоотделителей, а главное за счет резкого снижения протяженности газовой коммуникации. Масса установки без электродвигателя при модернизации снижается от 80,6 до 69,6 т, т. е. на 13,7 %; 3) сокращение площади, занимаемой компрессорной установкой в плане от 404 до 240 м², т. е. на 40 %; 4) сокращение количества комплектующих (фланцев, линз, колен и др.); 5) общая экономия никелесодержащих, легированных и углеродистых сталей.

Компрессор выполнен на нормализованной базе 4М16 с расположением по одну сторону коленчатого вала двух цилиндров I-й ступени с поршнями двойного действия и по другую сторону коленчатого вала — блоков цилиндров II-й и III-й ступеней. Для снижения максимальных поршневых сил по рядам между II-й и III-й ступенями предусмотрены уравнительные полости. При диаметрах цилиндров по ступеням соответственно 0,24; 0,2 и 0,09 м, ходе поршня 0,32 м и частоте вращения вала 5,33 $с^{-1}$ компрессор имеет производительность по условиям всасывания 0,196 $м^3/с$ при мощности на валу 850 кВт.

Картер компрессора выполнен в виде чугунной отливки коробчатой формы, закрытой сверху крышками. В картере на пяти опорах уложен колеичатый вал с четырьмя шатунными шейками. Шатунные шейки двух противоположных рядов расположены под углом 180°, а каждая пара колен смещена относительно друг друга на 90°. Один из коренных подшипников является упорным, фиксирующим вал в осевом направлении. Остальные служат для восприятия радиальных нагрузок.

Шатуны выполнены стальными коваными. Подача смазки на верхнюю головку осуществляется по каналам от направляющих крейцкопфа; в нижнюю головку масло поступает по сверлению в коленчатом вале.

Крейцкопф изготовлен литым со съемными башмаками. Цилиндр I-й ступени чугунный литой; цилиндры II-й и III-й ступеней стальные кованые с запрессованными чугунными втулками, образу-

ющими зеркало цилиндров. Для гашения пульсаций давления в непосредственной близости от цилиндров располагают буферные емкости в количестве семи штук: по две на каждую ступень и одну для уравнительных полостей.

Основные технико-экономические параметры компрессора представлены в табл. 12.3.

В заключение рассмотрим пример исполнения компрессорной установки с компрессором сухого сжатия, когда вырабатываемый

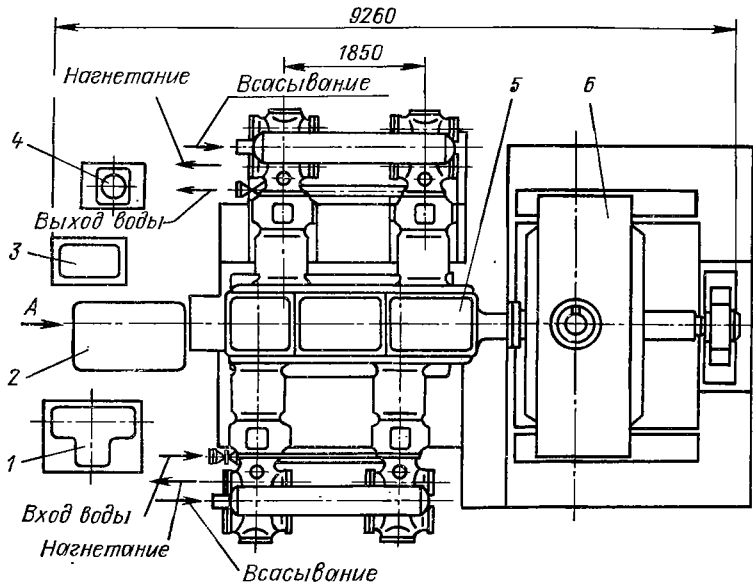


Рис. 12.10. Компрессорная установка с компрессором 4ГМ16-45/35-55СМ2

газ по техническим условиям должен быть свободен от масла. Типичным представителем компрессоров данного типа является компрессор 4ГМ16-45/35-55СМ2 (рис. 12.10). Он предназначен для комплектации установок каталитического платформинга и гидроочистки дизельных топлив в нефтехимической промышленности и служит для сжатия водородосодержащих газов без загрязнения их маслом. Компрессор *5* выполнен на нормализованной базе 4М16 и представляет собой четырехрядную одноступенчатую машину. В каждом ряду установлено по одному цилиндру с поршнями двойного действия. Основные технико-экономические показатели компрессора приведены в табл. 12.3.

Цилиндры в компрессоре чугунные, литые. Со стороны вала имеется гнездо для монтажа сальника. Охлаждающие рубашки цилиндров не предусмотрены ввиду невысоких конечных температур. Всасывающие патрубки расположены сверху, нагнетатель-

ные — снизу цилиндров; они соответственно объединены попарно буферными полостями.

На чугунном литом поршне имеются три уплотнительных и два направляющих кольца из материала на основе фторопласта 4К20, что позволяет исключить подачу смазки в цилиндры. Предварительное поджатие уплотнительных колец осуществляется эспандерами из стали 60С2А.

Шток выполнен из стали марки 38Х2МЮА. Для съема масла со штока в конструкции предусмотрена установка маслосъемника, который располагается между фонарем и направляющими крейцкопфа. Разрезные маслосъемные кольца выполнены из фторопласта и стянуты браслетной пружиной.

Уплотнительные устройства (сальники) приняты камерного типа с плоскими разрезными элементами. Уплотнение штока достигается установкой ряда замыкающих и уплотняющих разрезных колец из самосмазывающегося материала Ф4К20. В радиальном направлении кольца прижимаются к штоку браслетными пружинами; в каждой камере предусмотрено по два уплотнительных кольца (торцы колец притерты). Так как перепад давления на сальниках достаточно высок (до 5,5 МПа), применены уплотнительные элементы в паре с защитным кольцом, предотвращающим экструзию материала кольца в зазоре между штоком и камерой.

Охлаждение компрессора водяное, с закрытым сливом. Вода подается только для охлаждения сальников и масляных холодильников. Система смазки состоит из агрегатов смазки механизма движения *3*, блока смазки *4* и маслосборника *2*, расположение которых показано на рис. 12.10. Для компрессоров, работающих с подачей смазки на цилиндры и сальники, дополнительно устанавливается агрегат смазки этих узлов *1*.

Компрессор укомплектован прямоточными клапанами со стальными седлами. Для изменения производительности компрессора от 100 до 70 % в каждом цилиндре в полостях со стороны крышки установлены клапаны кольцевого типа (ВКК-220-2,0-40) с возможностью динамического отжима пластины на части хода.

Привод осуществляется от синхронного электродвигателя *6*, ротор которого одним концом опирается на выносной подшипник, а другим через фланец жестко соединен с валом компрессора.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Приводимый ниже пример расчета поршневого компрессора ставит своей целью оказать практическую помощь при подготовке расчетно-пояснительной записки к курсовому проекту.

Термодинамический расчет компрессора

Исходные данные к расчету. Сжимаемый газ — воздух; начальное давление воздуха $p_н = 0{,}1$ МПа; начальная температура воздуха $t_н = 20$ °С; относительная влажность воздуха $\psi = 1{,}0$; производительность компрессора при заданных начальных условиях $\overline{V} = 10$ м³/мин (0,167 м³/с); конечное давление воздуха $p_к = 1{,}2$ МПа; температура охлаждающей воды $t_w = 20$ °С; дополнительные технические требования — стационарный компрессор.

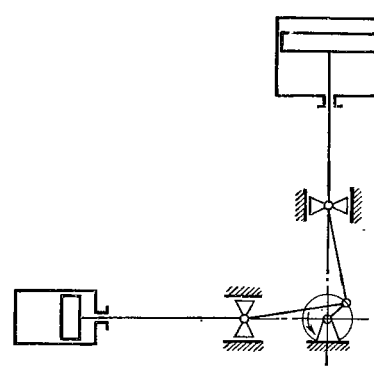


Рис. П.1. Схема компрессора

Выбор схемы компрессора. Проектируемый компрессор по своим параметрам соответствует компрессорам общепромышленного назначения средней производительности. Такие компрессоры целесообразно выполнять крейцкопфными. Компоновку цилиндров принимаем вертикально-горизонтальную (рис. П. 1). Такая схема несколько уступает оппозитному расположению цилиндров с точки зрения уравновешенности машины, но позволяет уменьшить занимаемую компрессором площадь.

Определение необходимого числа ступеней сжатия в компрессоре. Общее отношение давлений в компрессоре $\Pi_о = p_к/p_н = 1{,}2/0{,}1 = 12$. На основании статистических данных по уже выполненным компрессорам (см. рис. 3.5) определяем, что оптимальное число ступеней сжатия равно двум. К такому же результату можно прийти, задаваясь отношением давлений в одной ступени, которое обычно лежит в пределах от 3 до 5. Назначая $\Pi_{ст} = 4$, найдем число ступеней

$$z \approx \ln \Pi_о / \ln \Pi_{ст} = \ln 12 / \ln 4 = 2{,}48/1{,}39 = 1{,}8.$$

Ближайшее целое значение числа ступеней $z = 2$.

Распределение давлений по ступеням сжатия. При нахождении отношений давлений в ступенях сжатия по формулам (3.27) и (3.28) получим значения, несколько отличающиеся от отношений давлений для теоретического рабочего процесса в двухступенчатом

компрессоре. Однако эти различия, с точки зрения их влияния на индикаторную работу компрессора для машин обычного исполнения, к которым относится проектируемый компрессор, невелики. Поэтому отношения давлений в ступенях вычислим согласно (3.2)

$$\Pi_I^* = \Pi_{II}^* = \sqrt{\Pi_o} = \sqrt{12} = 3{,}46.$$

Определение секундных объемов, описываемых поршнями первой и второй ступеней. При нахождении этих объемов примем во внимание следующее. Проектируемый компрессор — крейцкопфный со ступенями двойного действия. В таких ступенях утечки происходят только через сальники, и их относительная величина весьма мала. Учитывая неизбежную неточность при задаиии перетечек в ступени, не имеет смысла уточнять объемы, описываемые поршнями, введением в расчеты весьма малой величины относительиых утечек через сальники. Будем также считать, что основная часть конденсата выделяется в межступенчатом холодильнике (конденсацией водяных паров в концевом холодильнике будем пренебрегать). Тогда производительность второй ступени должна быть равна заданной производительности компрессора, а объем, описываемый поршнем второй ступени, может быть найден по формуле

$$\overline{V}_{h\,II} = \frac{\bar{m}}{\rho_{н\,II}\lambda_{II}},$$

где $\bar{m}$ — заданная массовая производительность компрессора; $\rho_{н\,II}$ — плотность воздуха перед второй ступенью; λ_{II} — коэффициент производительности второй ступени ($\lambda_{II} = \lambda_{o\,II}\lambda_{д\,II}\lambda_{т\,II} - \nu_{п\,II}^*$).

Массовая производительность первой ступени в нашем случае должна быть больше таковой второй ступени только на величину конденсации водяных паров в межступенчатой коммуникации. Тогда объем, описываемый поршнем первой ступени, может быть найден по формуле

$$\overline{V}_{hI} = \frac{\bar{m}}{\rho_{нI}\lambda_I},$$

где $\rho_{нI}$ — плотность воздуха перед первой ступенью; λ_I — коэффициент производительности первой ступени, учитывающий также относительную массу водяных паров, сконденсировавшихся в межступенчатом холодильнике ($\lambda_I = \lambda_{oI}\lambda_{дI}\lambda_{тI} - \nu_{пI}^* - \nu_{кон\,I}$).

Определим составляющие коэффициента производительности для i-й ступени

$$\lambda_{oi} = 1 - a_i\left[(\Pi_i^*)^{\frac{1}{n_{pi}}} - 1\right],$$

где λ_{oi} — объемиый коэффициент; a_i — относительная величина мертвого пространства; n_{pi} — показатель политропы расширения.

Значения a_I обычно находятся в интервале от 0,05 до 0,08. Принимаем $a_I = 0{,}05$. Относительное мертвое пространство i-й ступени

$$a_i = a_I + 0{,}01\ (i - 1),$$

отсюда

$$a_{II} = 0{,}05 + 0{,}01\ (2 - 1) = 0{,}06.$$

Показатель политропы расширения находится из формулы

$$n_{pi} = (0{,}92 \div 0{,}98)\ n_{ci}.$$

Здесь n_{ci} — показатель политропы сжатия, который для машин с водяным охлаждением цилиндров находится по приближенной формуле $n_{ci} = n_{cI} + 0{,}015\ (i - 1)\ k$, где k — показатель адиабаты.

Величина n_{cI} находится из уравнения

$$n_{cI} = \alpha k,$$

где α — коэффициент, значения которого изменяются от 0,92 до 1.

Меньшее значение коэффициента α следует выбирать для компрессоров небольшой производительности и отношений давления, близких к 3. Для нашего случая выбираем $\alpha = 0{,}95$, тогда

$$n_{cI} = 0{,}95 \cdot 1{,}4 = 1{,}33;$$

$$n_{c\,II} = 1{,}33 + 0{,}015\ (2 - 1)\ 1{,}4 = 1{,}35.$$

Принимая $n_{pi} = 0{,}98 n_{ci}$, получим:

$$n_{pI} = 0{,}98 \cdot 1{,}33 = 1{,}3;$$

$$n_{p\,II} = 0{,}98 \cdot 1{,}35 = 1{,}32.$$

Далее находим величину λ_{oi}:

$$\lambda_{oI} = 1 - 0{,}05\ (3{,}46^{1/1{,}3} - 1) = 0{,}92;$$

$$\lambda_{o\,II} = 1 - 0{,}06\ (3{,}46^{1/32} - 1) = 0{,}906.$$

Коэффициент давления $\lambda_д$ учитывает влияние газодинамических сопротивлений линии всасывания на производительность ступени. Для компрессоров с самодействующими клапанами он находится по формуле

$$\lambda_{дi} = 1 - \frac{1 + a_i}{n_1 \lambda_{oi}} \varkappa_{1i},$$

где $n_1 \approx 1{,}5$ — показатель политропы в начале процесса сжатия; $\varkappa_{1i}$ — среднее значение относительной потери давления при всасывании в соответствующую ступень.

Согласно рекомендациям п. 2.5 $\varkappa_{1I}$ находится в пределах 0,03—0,07, а $\varkappa_{1i} = 0{,}8^{i-1} \varkappa_{1I}$. Меньшие значения $\varkappa_{1I}$ следует выбирать для компрессоров, имеющих меньшую среднюю скорость поршня, и ступеней, оснащенных прямоточными клапанами. Проектируемый компрессор согласно заданию принадлежит

к числу стационарных машин, в которых не рекомендуется выбирать высокие средние скорости поршня с тем, чтобы избежать неоправданного роста потерь давления в клапанах. Учитывая, что прямоточные клапаны успешно используются в ступенях с перепадом давлений до 2,5 МПа, т. е. заведомо большим, чем в нашем случае, примем в качестве комплектующих изделий прямоточные клапаны типа ПИК-А (прямоточные индивидуальные круглые, модификации А, т. е. с разрезными пластинами). С учетом сказанного выбираем $\varkappa_{II} = 0{,}05$, тогда $\varkappa_{1\,II} = 0{,}8 \cdot 0{,}05 = 0{,}04$.

Вычислим значения $\lambda_д$ для первой и второй ступеней:

$$\lambda_{дI} = 1 - \frac{1 + 0{,}05}{1{,}5 \cdot 0{,}92} 0{,}05 = 0{,}96;$$

$$\lambda_{д\,II} = 1 - \frac{1 + 0{,}06}{1{,}5 \cdot 0{,}906} 0{,}04 = 0{,}97.$$

Для определения коэффициента подогрева $\lambda_т$ используем известную формулу из п. 2.6. Его величина зависит главным образом от отношения давлений в ступени

$$\lambda_{тi} = 0{,}985 - C_i (\Pi_i^{} - 1).$$

Согласно рекомендациям п. 2.6 принимаем $C_I = 0{,}01$, $C_{II} = 0{,}008$ определяем коэффициент для первой и второй ступеней:

$$\lambda_{тI} = 0{,}985 - 0{,}01\ (3{,}46 - 1) = 0{,}96;$$

$$\lambda_{т\,II} = 0{,}985 - 0{,}008\ (3{,}46 - 1) = 0{,}965.$$

В ступенях с поршнем двойного действия относительные перетечки изменяются от 0,03 до 0,05 (для нашего случая принимаем $\nu^*_{пер\,I} = \nu^*_{пер\,II} = 0{,}04$).

Относительная доля потери производительности, вызываемая конденсацией водяных паров в холодильнике после I-й ступени, определяется по формуле

$$\nu_{кон\,I} = \frac{\psi p_{н.\,п}}{p_{нI} - \psi p_{н.\,п}} \frac{R_г}{R_{в.\,п}},$$

где $\psi = 1{,}0$ — относительная влажность воздуха при условиях всасывания; $p_{н.\,п} = 2332$ — давление насыщенных паров при температуре всасывания в первую ступень $T_{нI}$, Па; $p_{нI} = 10^5$ — давление воздуха, всасываемого в первую ступень, Па; $R_г = 287{,}2$ и $R_{в.\,п} = 462$ — универсальные газовые постоянные соответственно сжимаемого воздуха и водяного пара, кДж/кг·К.

Подставляя эти значения в предыдущее уравнение, получим $\nu_{кон\,I} = 0{,}015$.

Теперь, имея все составляющие коэффициентов производительности, определяем значения самих коэффициентов:

$$\lambda_I = 0{,}92 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}96 - 0{,}04 - 0{,}015 = 0{,}79;$$

$$\lambda_{II} = 0{,}906 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}965 - 0{,}04 = 0{,}81.$$

Плотность воздуха $\rho_{вI}$, кг/м³, перед всасывающим патрубком I-й ступени определяем по формуле

$$\rho_{вI} = p_{вI}/R_в T_{вI} = 10^5/287{,}3 \cdot 293 = 1{,}18.$$

Плотность воздуха перед всасывающим патрубком II-й ступени определяем по формуле

$$\rho_{в\,II} = p_{в\,II}/R_в T_{в\,II}.$$

Здесь $p_{в\,II} = \Pi_I^* p_{вI} = 3{,}46 \cdot 10^5$ — давление на всасывании во II-ю ступень, Па; $T_{в\,II}$ — температура на всасывании во II-ю ступень, которая находится по формуле

$$T_{в\,II} = 273 + t_w + \Delta t_{н.о},$$

где $t_w = 20$ °С — температура охлаждающей воды; $\Delta t_{н.о} = 10$ °С — недоохлаждение газа после холодильника первой ступени (выбирается на основании п. 3.6). С учетом принятого значения $\Delta t_{н.о}$ получим

$$T_{в\,II} = 273 + 20 + 10 = 303 \ K.$$

Плотность воздуха $\rho_{в\,II}$, кг/м³, определяется по формуле

$$\rho_{в\,II} = \frac{p_{в\,II}}{R_в T_{в\,II}} = \frac{3{,}46 \cdot 10^5}{287{,}2 \cdot 303} = 3{,}98.$$

Расчетная массовая производительность компрессора $\bar{m}$, кг/с, определяется по формуле

$$\bar{m} = \rho_{вI} \bar{V} = 1{,}18 \cdot 0{,}167 = 0{,}197.$$

Теперь, имея все составляющие для определения объемов, описываемых поршнями, найдем эти объемы, м³/с:

$$\bar{V}_{hI} = \frac{\bar{m}}{\rho_{вI} \lambda_I} = \frac{0{,}197}{1{,}18 \cdot 0{,}78} = 0{,}211;$$

$$\bar{V}_{h\,II} = \frac{\bar{m}}{\rho_{в\,II} \lambda_{II}} = \frac{0{,}197}{3{,}98 \cdot 0{,}81} = 0{,}061.$$

Определение активной площади поршней. Активная площадь поршня ступени $F_{пi}$, м², с номером i находится из уравнения

$$F_{пi} = \frac{2\bar{V}_{hi}}{c_п},$$

где $\bar{V}_{hi}$ — секундный объем, описываемый поршнем этой ступени, м³/с; $c_п$ — средняя скорость поршня, м/с.

Для определения $F_{пi}$ необходимо задаться средней скоростью поршня. В компрессорах с производительностью до 50 м³/мин $c_п$ обычно находится в диапазоне от 2 до 5 м/с, данное ограничение вызвано необходимостью обеспечить надежную и экономичную работу клапанов.

Принимая $c_{\text{п}} = 3$ м/с, получим

$$F_{\text{пI}} = \frac{2 \cdot 0{,}211}{3} = 0{,}141;$$

$$F_{\text{п II}} = \frac{2 \cdot 0{,}061}{3} = 0{,}04.$$

Определение предварительных значений диаметров цилиндров. В ступенях двойного действия со штоком с одной стороны поршня (что соответствует выбранной схеме компрессора) диаметры цилиндров находятся по формуле

$$D_i = \sqrt{\frac{(F_{\text{п}i} + f_{\text{шт}})\,2}{\pi}},$$

где $f_{\text{шт}}$ — площадь штока, принимаемая равной $0{,}05\pi D_{\text{I}}^2/4$.

Найдем диаметр цилиндра первой ступени, м

$$D_{\text{I}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пI}}}{1{,}95\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}141}{1{,}95\pi}} = 0{,}303.$$

Соответствующая этому диаметру площадь штока $f_{\text{шт}}$, м^2, находится по формуле

$$f_{\text{шт}} = 0{,}05\,\frac{\pi D_{\text{I}}^2}{4} = 0{,}05\,\frac{\pi 0{,}296^2}{4} = 0{,}0036.$$

Диаметр цилиндра второй ступени

$$D_{\text{II}} = \sqrt{\frac{(0{,}04 + 0{,}0036)\,2}{\pi}} = 0{,}167.$$

Определение частоты вращения коленчатого вала компрессора. Частота вращения коленчатого вала n, об/мин, определяется по формуле

$$n = \frac{30 c_{\text{п}}}{S},$$

где S — ход поршня [обычно выбирается в пределах $(0{,}3 \div 0{,}7)\,D_{\text{I}}$].

Выбираем $S = 0{,}125$ м, т. е. ход поршня из стандартного размерного ряда, тогда

$$n = 30 \cdot 3/0{,}125 = 720.$$

При приводе от электродвигателя необходимо путем варьирования S и $c_{\text{п}}$ получить частоты, соответствующие стандартным частотам вращения роторов электродвигателя. Вертикально-горизонтальные компрессоры комплектуются специальными фланцевыми двигателями, ротор которых насаживается на консольный конец вала компрессора, и имеют частоту вращения 735 об/мин. При этом частота вращения вала компрессора определяет соответствующую среднюю скорость поршня, м/с

$$c_{\text{п}} = 3\,\frac{735}{720} = 3{,}0625.$$

Скорректируем диаметры цилиндров с учетом полученной средней скорости поршня:

$$F_{\text{п I}} = \frac{2 \cdot 0{,}211}{3{,}0625} = 0{,}138;$$

$$F_{\text{п II}} = \frac{2 \cdot 0{,}06}{3{,}0625} = 0{,}0392;$$

$$D_{\text{I}} = \sqrt{\frac{(0{,}138 + 0{,}0036)\,2}{3{,}14}} = 0{,}300;$$

$$D_{\text{II}} = \sqrt{\frac{(0{,}0392 + 0{,}0036)\,2}{3{,}14}} = 0{,}165.$$

Полученные диаметры цилиндров необходимо округлить до номинальных диаметров поршневых колец (см. табл. П.1) [33]. Тогда $D_{\text{I}} = 300$ мм; $D_{\text{II}} = 170$ мм.

Определение индикаторной мощности компрессора. Индикаторная мощность компрессора $N_{\text{и}}$ определяется по формуле

$$N_{\text{и}} = \sum_{i=1}^{i=z} N_{\text{и}i}.$$

Здесь z — число ступеней; $N_{\text{и}i}$ — индикаторная мощность i-й ступени, которая определяется из уравнения

$$N_{\text{и}i} = p_{\text{н}i}(1 - \varkappa_{1i})\,\overline{V}_{hi}\left[(1 + a_i)\,A_{ci} - a_i \Pi_{\text{ц}i}^{\frac{1}{n_{\text{p}i}}} A_{pi}\right],$$

где $p_{\text{н}i}$ — давление на всасывании в ступень; $\varkappa_{1i}$ — средняя относительная потеря давления на всасывании в ступень; $\overline{V}_{hi}$ — секундная теоретическая производительность ступени; a_i — относительная величина мертвого пространства в ступени; $\Pi_{\text{ц}i}$ — отношение давлений в цилиндре; A_{pi}, A_{ci} — величины, определяемые по формуле (2.28).

Определим все величины, входящие в выражение для индикаторной мощности ступеней. Согласно п. 2.5 средние относительные потери давления во всасывающих и нагнетательных клапанах составляют: $\varkappa_{1\text{I}} = 0{,}03 \div 0{,}07$; $\varkappa_{2\text{I}} = 0{,}8\varkappa_{1\text{I}}$. Ранее принято $\varkappa_{1\text{I}} = 0{,}05$, тогда $\varkappa_{2\text{I}} = 0{,}8 \cdot 0{,}05 = 0{,}04$. Потери во второй ступени составят $\varkappa_{1\,\text{II}} = 0{,}8\varkappa_{1\text{I}} = 0{,}8 \cdot 0{,}05 = 0{,}04$; $\varkappa_{2\,\text{II}} = 0{,}8\varkappa_{1\,\text{II}} = 0{,}8 \cdot 0{,}04 = 0{,}032$.

Учитывая то, что после первой ступени компрессора имеется холодильник, относительная потеря давления на нагнетании I-й ступени с учетом потерь давления в межступенчатой коммуникации $\varkappa_{2\text{I}}^{*} = \varkappa_{2\text{I}} + 0{,}02 = 0{,}04 + 0{,}02 = 0{,}06$.

Отношение давлений газа в цилиндрах

$$\Pi_{\text{ц I}} = \frac{p_{\text{н II}}(1 + \varkappa_{2\text{I}}^{*})}{p_{\text{н I}}(1 - \varkappa_{1\text{I}})} = \frac{0{,}346\,(1 + 0{,}06)}{0{,}1\,(1 - 0{,}05)} = 3{,}86;$$

$$\Pi_{\text{ц II}} = \frac{p_{\text{н}}(1 + \varkappa_{2\,\text{II}})}{p_{\text{н II}}(1 - \varkappa_{1\,\text{II}})} = \frac{1{,}2\,(1 + 0{,}032)}{0{,}346\,(1 - 0{,}04)} = 3{,}73.$$

Значения величин A_{cI} и A_{pI} определяем по формулам:

$$A_{cI} = \frac{n_{cI}}{n_{cI}-1}\left[\Pi_{цI}^{\frac{n_{cI}-1}{n_{cI}}} - 1\right] = \frac{1{,}33}{1{,}33-1}\left[3{,}86^{\frac{0.33}{1.33}} - 1\right] = 1{,}6;$$

$$A_{c\,II} = \frac{n_{c\,II}}{n_{c\,II}-1}\left[\Pi_{ц\,II}^{\frac{n_{c\,II}-1}{n_{c\,II}}} - 1\right] =$$

$$= \frac{1{,}35}{1{,}35-1}\left[3{,}73^{\frac{0.35}{1.35}} - 1\right] = 1{,}57;$$

$$A_{pI} = \frac{n_{pI}}{n_{pI}-1}\left[\Pi_{цI}^{\frac{n_{pI}-1}{n_{pI}}} - 1\right] = \frac{1{,}3}{1{,}3-1}\left[3{,}86^{\frac{0.3}{1.3}} - 1\right] = 1{,}58;$$

$$A_{p\,II} = \frac{n_{p\,II}}{n_{p\,II}-1}\left[\Pi_{ц\,II}^{\frac{n_{p\,II}-1}{n_{p\,II}}} - 1\right] =$$

$$= \frac{1{,}32}{1{,}32-1}\left[3{,}73^{\frac{0.32}{1.32}} - 1\right] = 1{,}55.$$

Подставим все известные величины в формулы для определения индикаторной мощности ступеней, кВт:

$$N_{иI} = 10^2\,(1 - 0{,}05)\,0{,}2\,[(1 + 0{,}005)\,1{,}6 -$$

$$- 0{,}05 \cdot 3{,}86^{1/1.3} \cdot 1{,}58] = 27{,}7;$$

$$N_{и\,II} = 3{,}46 \cdot 10^2\,(1 - 0{,}04)\,0{,}06\,[(1 + 0{,}06)\,1{,}57 -$$

$$- 0{,}06 \cdot 3{,}73^{1/1.32} \cdot 1{,}55] = 28{,}1.$$

Индикаторная мощность компрессора определяется по формуле

$$N_{ик} = N_{иI} + N_{иII} = 27{,}7 + 28{,}1 = 55{,}8.$$

Определение мощности, потребляемой компрессором. Мощность, потребляемая компрессором, определяется из уравнения

$$N_к = N_и/\eta_{мех},$$

где $\eta_{мех}$ — механический коэффициент полезного действия компрессора, которым задаются, используя статистические данные близких по параметрам машин (для угловых компрессоров в крейцкопфном исполнении обычно находится в интервале 0,9—0,95).

Принимая $\eta_{мех} = 0{,}92$, получим

$$N_к = \frac{55{,}8}{0{,}92} = 60{,}6.$$

Определение коэффициента полезного действия компрессора. Совершенство многоступенчатых компрессоров оценивается изотермным коэффициентом полезного действия

$$\eta_{из} = N_{из}/N_к.$$

Таблица П.1

Основные размеры поршневых колец

Номинальный диаметр кольца, равный диаметру цилиндра, мм	Радиальная толщина кольца, мм	Высота кольца, мм
Для поршней наборной конструкции		
20	1,5	2,0
21	1,5	
22	1,5	
23	1,5	
24	1,5	
25	1,5	
26	1,5	
27	1,5	
28	1,5	
30	1,75	
32	1,75	
35	1,75	
38	2,0	
Для поршней нормальной конструкции		
40	1,5	2,5
42	1,6	
45	1,7	
48	1,8	
50	2,0	
52	2,0	
55	2,0	
58	2,25	
60	2,25	
62	2,25	
65	2,5	
68	2,5	
70	2,5	
72	2,75	
75	2,75	
78	3,0	
80	3,0	
82	3,0	3,0
85	3,25	
88	3,25	
90	3,25	
95	3,5	
100	3,5	
105	3,75	
110	4,0	
115	4,0	3,5
(118)	4,25	
120	4,25	
125	4,5	
130	4,5	
135	4,75	
(138)	5,0	3,5
140	5,0	
145	5,0	4,0
150	5,0	
155	5,5	
160	5,5	
165	5,5	
170	6,0	5,0
(172)	6,0	
175	6,0	
180	6,5	
185	6,5	
190	6,5	
200	7,0	
(205)	7,0	6,0
210	7,0	
(215)	7,0	
220	7,5	
230	8,0	
240	8,0	
(245)	8,0	7,0
250	8,0	
260	8,5	
270	8,5	
280	9,0	8,0
(285)	9,0	
290	9,0	
300	9,0	
310	9,0	
320	9,5	
(322)	9,5	
330	9,5	
340	10,0	
350	10,0	
360	10,5	
370	10,5	
380	11,0	9,0
(385)	11,0	
390	11,0	
(395)	11,0	
400	11,5	
410	11,5	
420	12,0	
430	12,0	
440	12,5	
450	13,0	
460	13,0	
470	13,5	

Продолжение табл. П.1

Номинальный диаметр кольца, равный диаметру цилиндра, мм	Радиальная толщина кольца, мм	Высота кольца, мм	Номинальный диаметр кольца, равный диаметру цилиндра, мм	Радиальная толщина кольца, мм	Высота кольца, мм
480	13,5				
490	14,0	9,0	850	23,0	
500	14,0		880	24,0	14,0
520	14,5		900	25,0	
(530)	15,0		920	25,0	
550	15,5		(940)	26,0	15,0
(570)	16,0	10,0	950	26,0	
580	16,0		1000	27,0	
600	17,0		1050	28,0	
620	17,0		1100	30,0	18,0
650	18,0		1150	31,0	
(655)	18,0		(1160)	31,0	
680	19,0		1200	32,0	
700	20,0		1250	34,0	22,0
720	20,0		1300	36,0	
(730)	20,0	12,0	1350	37,0	
750	21,0		1400	38,0	
780	22,0		(1420)	38,0	24,0
800	22,0		1450	39,0	
820	23,0		1500	40,0	
(830)	23,0				
(840)	23,0				

Здесь $N_{из}$ — изотермная мощность компрессора, вычисляемая по формуле

$$N_{из} = p_{н1}\overline{V}\ln \Pi_0 = 10^2 \cdot 0{,}167 \ln 12 = 41{,}5,$$

тогда

$$\eta_{из} = \frac{41{,}5}{60{,}6} = 0{,}68.$$

Выбор двигателя. В тех случаях, когда компрессор не комплектуется специальным фланцевым двигателем и его привод осуществляется через муфту или иным образом, то, зная номинальную мощность компрессора и скорость вращения вала, двигатель необходимо подобрать по каталогам. Учитывая возможность перегрузки компрессора в работе, мощность двигателя выбирают несколько большей. Для компрессоров малой производительности запас мощности обычно выбирается в пределах 15—25 %.

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

Уравновешивание компрессора

Рассмотрим механизм движения компрессора — коленчатый вал, шатун, крейцкопф, шток, поршень. Из них поршень, шток и крейцкопф совершают только возвратно-поступательные движения, коленчатый вал — вращательное, шатун — сложно-плоское, которое можно рассматривать как результат сложения двух движений: возвратно-поступательного вместе с крейцкопфом и вращательного вместе с коленчатым валом. В связи с этим массу шатуна $m_ш$ разбивают на две части: $m_{шв} = 0{,}3m_ш$ и $m_{шг} = 0{,}7m_ш$.

Массу колена вала, совершающую вращательное движение, приводят к пальцу кривошипа. Согласно рис. 5.2 она будет определяться как $m_к = m_{к1} + m_{к2}r_1/r$. Таким образом, масса возвратно-поступательно движущихся частей, приведенная к центру крейцкопфного пальца, для каждого ряда будет определяться по формуле

$$m_в = m_п + m_{шт} + m_{кр} + m_{шв}.$$

Масса вращающихся частей составит

$$m_г = m_к + 2m_{шг}.$$

По выполненным чертежам компрессора находятся массы, кг:

Поршня $m_п$	10
Штока $m_{шт}$	3,5
Крейцкопфа с крейцкопфным пальцем $m_{кр}$	10,5
Шатуна $m_ш$	7,5
Колена вала $m_к$	1,6

Остальные величины, необходимые для расчета, составляют: радиус кривошипа, м, $r = 0{,}0625$; угловая скорость вращения вала, рад/с, $\omega = 2\pi n_0/60 = 76{,}97$; отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 0{,}197$.

Уравновешивание вращающихся масс. Неуравновешенные вращающиеся массы коленчатого вала и части шатунов создают неуравновешенные силы инерции I_r, кН, действующие на вал в плоскости кривошипа,

$$I_r = m_г r\omega^2 = 10^{-3}\,(1{,}6 + 2 \cdot 0{,}7 \cdot 7{,}15)\,0{,}0625 \cdot 76{,}97^2 = 4{,}3.$$

Сила I_r легко может быть уравновешена двумя одинаковыми противовесами, закрепленными на щеках коленчатого вала со стороны, противоположной шейке. Если радиус крепления противовесов равен радиусу кривошипа, то их общая масса, кг, составит $m_{пр} = m_r = 1{,}6 + 2 \cdot 0{,}7 \cdot 7{,}5 = 12{,}1$.

Уравновешивание поступательно движущихся масс. Массы возвратно-поступательно движущихся частей по рядам одинаковы $m_s^{(1)} = m_s^{(2)} = m_s$, $m_s = m_п + m_{шт} + m_{кр} + m_{шз} = 10 + 3{,}5 + 10{,}5 + 2{,}25 = 26{,}25$.

Результирующая сила инерции первого порядка в этом случае постоянна по модулю

$$\sum I_{s\,I} = m_s r \omega^2 = 10^{-3} \cdot 26{,}25 \cdot 0{,}0625 \cdot 76{,}97^2 = 9{,}7,$$

направлена по радиусу кривошипа и может быть уравновешена с помощью двух дополнительных противовесов с общей массой m_s, если радиус крепления противовесов и радиус кривошипа равны. Таким образом, суммарная масса всех противовесов составит

$$\sum m_{пр} = m_r + m_s = 12{,}1 + 26{,}25 = 38{,}35.$$

Силы инерции второго порядка не уравновешиваются и остаются свободными. Амплитудное значение их равнодействующей, кН, определяется по формуле

$$\sum (I_{s\,II})_{max} = \sqrt{2}\,\lambda m_s r \omega^2 =$$
$$= 10^{-3} \cdot \sqrt{2} \cdot 0{,}197 \cdot 26{,}25 \cdot 0{,}0625 \cdot 76{,}97^2 = 2{,}7.$$

Направление сил инерции второго порядка показано на рис. 5.8.

Расчет маховика

Построение индикаторных диаграмм. Схематизированные индикаторные диаграммы строятся в координатах усилие—ход поршня. Сначала на диаграммы наносятся средние усилия всасывания $P_{г.\,вс}$ и нагнетания $P_{г.\,нг}$:

для первой ступени

$$P_{г.\,вс.\,I} = p_{к\,I}(1 - \varkappa_{1\,II}) F_{п\,I} = 10^3 \cdot 0{,}1\,(1 - 0{,}05)\,0{,}07 = 6{,}650;$$

$$P_{г.\,кг.\,I} = p_{н\,II}(1 + \varkappa^*_{21}) F_{п\,I} = 10^3 \cdot 0{,}346\,(1 + 0{,}06)\,0{,}07 = 25{,}896;$$

для второй ступени

$$_{вс.\,II} = p_{н\,II}(1 - \varkappa_{1\,II}) F_{п\,II} = 10^3 \cdot 0{,}346\,(1 - 0{,}04)\,0{,}023 = 7{,}706$$

$$P_{г\ нг.\,II} = p_{к\,II}(1 + \varkappa^*_{21\,II}) F_{п\,II} = 10^3 \cdot 1{,}2\,(1 + 0{,}052)\,0{,}023 = 29{,}035.$$

Линию сжатия строят в соответствии с уравнением политропы сжатия

$$P_{\text{г}i} = P_{\text{г.1}} S_1^{n_{\text{c}}} / S_i^{n_{\text{c}}},$$

где $P_{\text{г.1}}$, S_1 — координаты точки, соответствующей началу сжатия; $P_{\text{г.}i}$, S_i — текущие координаты.

Линию расширения строят аналогично, пользуясь уравнением политропы расширения

$$P_{\text{г.}j} = P_{\text{г.3}} S_3^{n_{\text{р}}} / S_j^{n_{\text{р}}},$$

где $P_{\text{г3}}$, S_3 — координаты точки, соответствующей началу расширения; $P_{\text{г}j}$, S_j — текущие координаты.

Кривые сжатия и расширения строятся до пересечения с линиями средних усилий нагнетания $P_{\text{г. нг}}$ и всасывания $P_{\text{г. вс}}$ соответственно.

При построении индикаторных диаграмм используем следующие данные: $D_{\text{I}} = 0{,}3$ м; $D_{\text{II}} = 0{,}17$ м; $F_{\text{пI}} = 0{,}07$ м^2; $F_{\text{п II}} = 0{,}023$ м^2; $S = 2r = 0{,}125$ м; $a_{\text{I}} = 0{,}05$; $a_{\text{II}} = 0{,}06$; $n_{\text{сI}} = 1{,}33$; $n_{\text{рI}} = 1{,}3$; $n_{\text{с II}} = 1{,}35$; $n_{\text{р II}} = 1{,}32$.

Результаты расчета политроп сжатия и расширения сведены в табл. П.2 и П.3.

Выполненные расчеты относятся к полостям цилиндров, расположенным со стороны крышек.

Рассчитывая газовые усилия на поршень со стороны коленчатого вала, следовало бы учитывать влияние штока. Но так как площадь штока $F_{\text{шт}}$ мала по сравнению с площадью поршня $F_{\text{п}}$, ошибка при определении газовых усилий без учета влияния штока не превышает 3,5 %. Поэтому, выполняя построение индикаторных диаграмм, будем считать, что усилия, действующие на поршень со стороны коленчатого вала, равны усилиям со стороны крышки, но действуют в противоположном направлении и в противофазе. Индикаторные диаграммы полостей первой и второй ступеней представлены соответственно на рис. П.2 и рис. П.3.

Для проверки правильности построения индикаторных диаграмм определим графическим путем индикаторную мощность, кВт, ступеней и сравним ее с индикаторной мощностью, полученной в результате термодинамического расчета

$$N_{\text{и}} = P_{\text{и}} S n_{\text{о}},$$

где $P_{\text{и}}$ — среднеиндикаторная поршневая сила в ступени, кН, которая находится с помощью планиметрирования индикаторных диаграмм полостей соответствующей ступени; S — ход поршня, мм; $n_{\text{о}}$ — частота вращения вала компрессора, об/с.

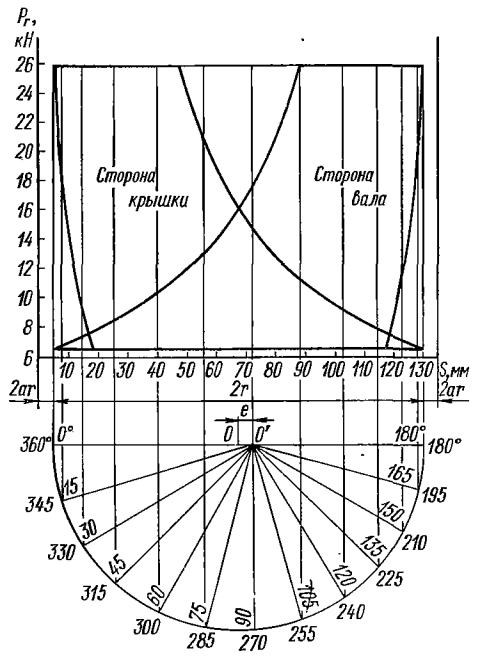


Рис. П.2. Индикаторные диаграммы полостей первой ступени

Учитывая, что в нашем случае индикаторные диаграммы обеих полостей в каждой ступени одинаковы, получим

$$P_и = 2m_Pf/S,$$

где $m_P = 0{,}2$ — масштабный коэффициент поршневой силы, кН/мм; f — площадь индикаторной диаграммы одной полости цилиндра, мм². После определения площадей ($f_1 = 5660$; $f_2 = 5750$) получим значения среднеиндикаторных сил и индикаторных мощностей ступеней:

$$P_{иI} = 2m_Pf_I/S =$$
$$= 2 \cdot 0{,}2 \cdot 5660/125 = 18{,}1;$$
$$P_{иII} = 2m_Pf_{II}/S =$$
$$= 2 \cdot 0{,}2 \cdot 5750/125 = 18{,}4;$$
$$N_{иI} = P_{иI}\, Sn_o =$$
$$= 18{,}1 \cdot 0{,}125 \cdot 12{,}25 =$$
$$= 27{,}72;$$
$$N_{иII} = P_{иII} Sn_o =$$
$$= 18{,}4 \cdot 0{,}125 \cdot 12{,}25 = 28{,}18.$$

Индикаторная мощность компрессора

$$N_{ик} = N_{иI} + N_{иII} =$$
$$= 27{,}72 + 28{,}18 = 55{,}9.$$

При выполнении термодинамического расчета были получены $N_{иI} = 27{,}7$,

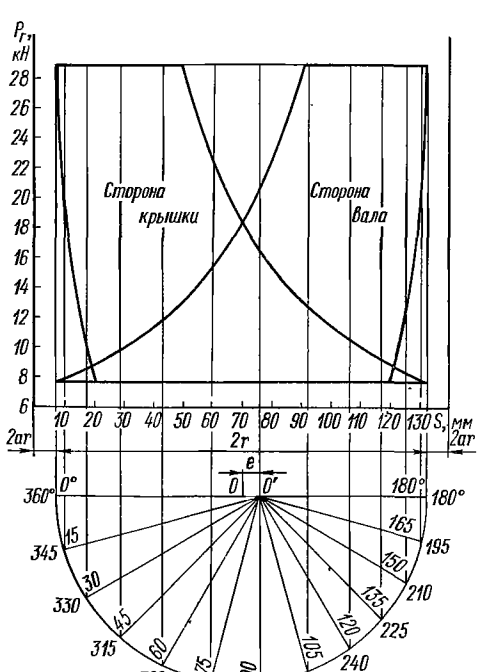


Рис. П.3. Индикаторные диаграммы полостей второй ступени

Таблица П.2

Расчет политроп сжатия и расширения для I ступени

S_i, мм	131,25	120	110	100	90	80	70	60	50	45
P_{ri}, кН	6,6	7,5	8,4	9,5	10,9	12,8	15,3	18,8	24,0	27,6
S_j, мм	6,25	7,5	10	12,5	15	20	—	—	—	—
P_{rj}, кН	25,9	20,5	14,1	10,6	8,3	5,7	—	—	—	—

Таблица П.3

Расчет политроп сжатия и расширения для II ступени

S_i, мм	132,5	120	110	100	90	80	70	60	50
P_{ri}, кН	7,7	8,8	9,9	11,9	13,0	15,2	18,2	22,4	28,7
S_j, мм	7,5	8,0	9,0	10	12	15	20	—	—
P_{rj}, кН	29,0	26,6	22,8	19,8	15,6	11,6	7,9	—	—

$N_{и\,II} = 28{,}1$, $N_и = 55{,}8$. Результаты хорошо согласуются, следовательно, построение индикаторных диаграмм выполнено правильно.

Построение силовых диаграмм. Выполним построение диаграмм поршневых сил. По оси ординат будем откладывать усилия вдоль оси ряда P, а по оси абсцисс — угол поворота коленчатого вала $\varphi = \omega t$. При перенесении усилий с индикаторных диаграмм на силовую диаграмму учтем поправку Брикса e (см. рис. П.2 и рис. П.3), введение которой приводит в соответствие углы поворота коленчатого вала и перемещения поршня. На силовые диаграммы наносят также силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и силы трения в цилиндрово-поршневой группе. Построение силовых диаграмм для первой и второй ступеней иллюстрируют рис. П.4 и П.5.

Силы инерции I_s рассчитываются по формуле

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

а результаты расчетов сведены в табл. П.4.

Силы трения $P_{тр}$ в рядах полагают постоянными по модулю и меняющими знак в мертвых точках. Для их расчета воспользуемся формулой (5.8):

$$P_{тр} = 0{,}6N_и (1 - \eta_{мех})/2Sn_o\eta_{мех},$$

где $N_и$ — индикаторная мощность ступеней соответствующего ряда.

Принимая $\eta_{мех} = 0{,}92$, определим значения сил трения, кН:

$$P_{трI} = 0{,}6 \cdot 27{,}7 \cdot 0{,}08/2 \cdot 0{,}125 \cdot 12{,}25 \cdot 0{,}92 = 0{,}47;$$

$$P_{трII} = 0{,}6 \cdot 28{,}1 \cdot 0{,}08/2 \cdot 0{,}125 \cdot 12{,}25 \cdot 0{,}92 = 0{,}48.$$

После нанесения на диаграмму всех сил, действующих в данном ряду компрессора, проводят их графическое суммирование и получают график суммарной поршневой силы $P_{\Sigma i}$. Следует обратить внимание на то, что в мертвых точках кривая суммарной

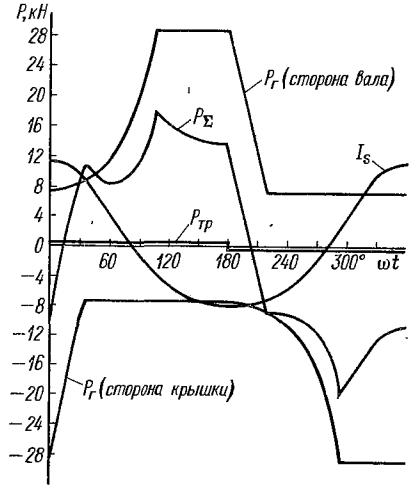


Рис. П.4. Силовые диаграммы для ряда с первой ступенью

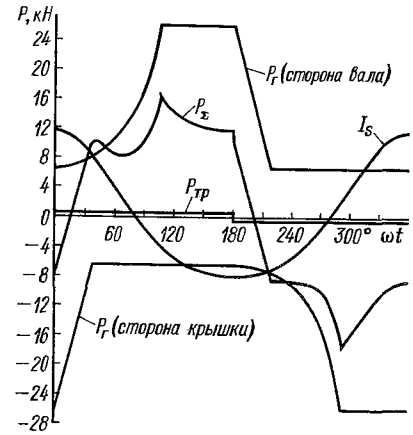


Рис. П.5. Силовые диаграммы для ряда со второй ступенью

Таблица П.4

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся частей, действующих в каждом ряду компрессора *

ωt, °	cos ωt	cos $2\omega t$	λ cos $2\omega t$	cos ωt + + λ cos 2 ωt	I_S, Н	ωt, °
0	1	1	0,197	1,197	11 727	360
15	0,965	0,866	0,171	1,137	11 139	345
30	0,866	0,5	0,099	0,965	9 454	330
45	0,707	0	0	0,707	6 927	315
60	0,5	—0,6	—0,099	0,402	3 938	300
75	0,259	—0,866	—0,171	0,088	862	285
90	0	—1	—0,197	—0,197	—1 930	270
105	—0,259	—0,866	—0,171	—0,430	—4 213	255
120	—0,5	—0,5	—0,099	—0,599	—5 868	240
135	—0,707	0	0	—0,707	—6 927	225
150	—0,866	0,5	0,099	—0,767	—7 514	210
165	—0,965	0,866	0,171	—0,795	—7 789	195
180	—1	1	0,197	—0,803	—7 867	180

* Отсчет углов в каждом ряду компрессора начинается от положения коленчатого вала, соответствующего нахождению в верхней мертвой точке поршня данного ряда.

поршневой силы терпит разрыв, равный удвоенной силе трения в ряду. Вычислим составляющие суммарной поршневой силы $P_{\Sigma t}$ (см. рис. 5.9).

Нормальные силы, действующие на стенки цилиндра, —

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta,$$

где β — угол между осями цилиндра и шатуна определяется по формуле $\sin \beta = \lambda \sin \omega t$.

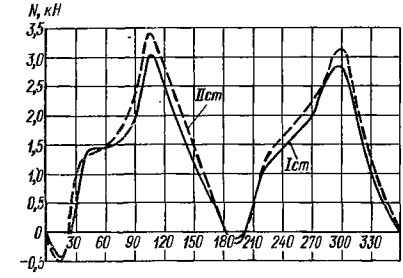


Рис. П.6. Диаграммы нормальных сил

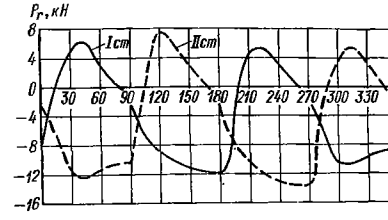


Рис. П.7. Диаграммы радиальных сил

Усилия по шатуну определяются по формуле

$$P_{ш} = P_{\Sigma}/\cos \beta;$$

тангенциальные усилия на кривошип —

$$P_t = P_{ш} \sin (\omega t + \beta);$$

радиальные усилия на кривошип —

$$P_r = P_{ш} \cos (\omega t + \beta).$$

Результаты расчетов сил $P_{ш}$, N, P_r и P_t приведены в табл. П.5 и П.6.

Диаграммы нормальных и радиальных сил представлены соответственно на рис. П.6 и П.7.

Усилия на шатунную шейку вала определены из следующего соотношения

$$Q = \sqrt{P_t^2 + (P_r + I_{rш})^2},$$

где $I_{rш}$ — центробежная сила от вращающейся части шатуна; ($I_{rш} = -m_{rш} r \omega^2 = -5{,}25 \cdot 0{,}063 \cdot 76{,}97^2 = -1959$).

Результаты расчета Q показаны также в табл. П.5. По данным этой таблицы строятся векторные диаграммы

Таблица П.5

Расчет сил P_r, P_t и Q

ωt, °	$P_{r\,I}$	$P_{r\,II}$	$P_{t\,I}$	$P_{t\,II}$	$P_{t\,I} + P_{t\,II}$	Q_I	Q_{II}
	Н						
0	—8 100	—2 241	0	11 159	11 159	10 059	11 923
15	209	—6 408	68	13 190	13 258	1 751	16 620
30	5 050	—1 191	3 619	14 127	17 746	4 759	19 728
45	6 140	—12 187	8 127	9 159	17 286	9 139	16 852
60	2 917	—11 674	7 889	5 286	13 174	7 947	14 622
75	567	—10 769	8 333	2 302	10 635	8 448	12 934
90	—2 252	—10 800	10 286	0	10 286	11 115	12 759
		—9 900					11 859
105	—7 240	475	14 905	156	15 061	17 515	1 492
120	—9 182	7 558	10 984	5 413	16 397	15 645	7 788
135	—10 371	5 969	7 794	7 905	15 699	14 587	8 864
150	—11 106	2 889	5 016	7 810	12 826	13 995	7 865
165	—11 826	630	2 524	9 254	11 778	14 014	9 349
180	—12 000	—2 261	0	11 254	11 254	13 959	12 019
195	—3 614	—7 899	—1 185	16 254	15 069	5 698	19 010
210	4 151	—10 412	2 968	12 460	15 428	3 690	17 558
225	5 098	—12 171	6 746	9 159	15 905	7 441	16 839
240	2 959	—13 001	8 000	5 873	13 873	8 062	16 072
255	620	—13 657	9 095	2 921	12 016	9 193	15 887
270	—1 970	—13 850	9 810	0	9 810	10 568	15 809
285	—6 119	—1 930	12 587	635	13 222	14 956	3 941
300	—10 471	3 309	12 540	2 365	14 905	17 657	2 723
315	—10 653	5 543	8 016	7 333	15 349	14 944	8 162
330	—9 888	3 241	4 476	8 762	13 238	12 664	8 855
345	—8 958	679	1 905	9 952	11 857	11 082	10 034
360	—8 800	—2 241	0	11 159	11 159	10 759	11 923

Примечание. Угол поворота кривошипа отсчитывается от нахождения поршни I ступени в ВМТ.

сил Q, действующих на шатунную шейку каждого ряда (рис. П.8) *.

Построение диаграммы суммарного противодействующего момента. Противодействующий момент, Н·м вызванный силами, действующими в ряду, в котором расположена i-ая ступень (в нашем случае в каждом ряду расположена лишь одна ступень сжатия) обозначим M_i. Он может быть найден по формуле

$$M_i = P_{\Sigma i} r \sin(\omega t + \beta)/\cos\beta.$$

Расчет моментов M_I и M_{II} представлен в виде табл. П.7. При построении суммарного противодействующего момента $\sum M = M_I + M_{II}$ (рис. П.9) следует учесть смещение моментов, воз-

* Силы P_r, N и Q в дальнейших расчетах не используются. Знание этих сил необходимо для выполнения прочностных расчетов, которые здесь не приводятся.

никающих в каждом ряду от действия поршневых сил, на угол, соответствующий развалу цилиндров. Вращение коленчатого вала компрессора происходит против часовой стрелки (см. рис. П.1), следовательно, поршень I ступени в своем движении отстает от поршня II ступени на угол $\omega t = 90°$. Если за начало отсчета

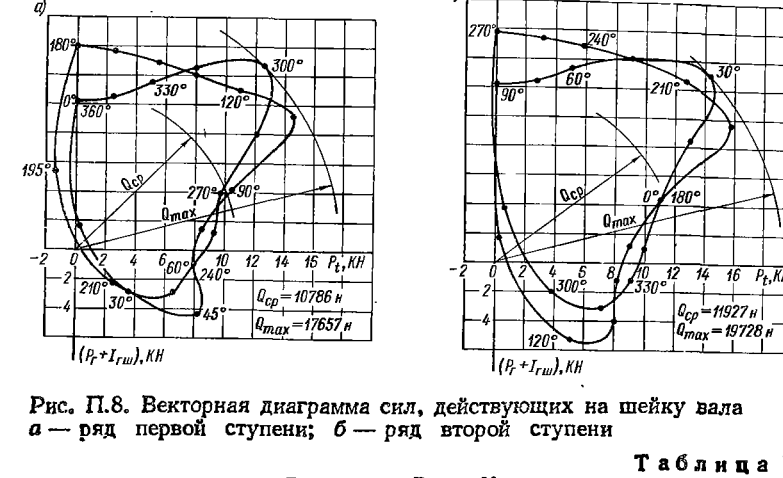


Рис. П.8. Векторная диаграмма сил, действующих на шейку вала
а — ряд первой ступени; *б* — ряд второй ступени

Таблица П.6

Расчет сил $P_{ш}$ и N

ωt, °	sin ωt	sin β	cos β	$P_{ш}$ I, Н	$P_{ш}$ II, Н	N_{I}, Н	N_{II}, Н
0	0	0	1	—8 100	—9 900	0	0
15	0,259	0,051	0,999	220	501	—413,5	—505
30	0,500	0,0985	0,995	6 211	9 296	611	916
45	0,707	0,139	0,990	10 182	9 899	1415	1376
60	0,866	0,171	0,985	8 406	8 325	1437	1424
75	0,966	0,190	0,982	8 350	9 267	1587	1761
90	1,0	0,197	0,980	10 500	11 480	2068	2261
105	0,966	0,190	0,982	16 568	18 075	3148	3434
120	0,866	0,171	0,985	14 325	16 244	2450	2778
135	0,707	0,139	0,990	12 980	15 232	1804	2117
150	0,500	0,0985	0,995	12 190	14 271	1201	1406
165	0,259	0,051	0,999	12 092	13 964	617	715
180	0	0	1	12 000	13 850	0	0
195	—0,259	—0,051	0,999	3 804	2 032	—194	—104
210	—0,5	—0,0985	0,995	—5 106	—4 070	503	401
225	—0,707	—0,139	0,990	—8 455	—9 192	1175	1278
240	—0,866	—0,171	0,985	—8 528	—9 340	1458	1597
255	—0,966	—0,190	0,982	—9 114	—9 980	1732	1896
270	—1,0	—0,197	0,980	—10 000	—11 378	1970	2241
285	—0,966	—0,190	0,982	—14 002	—14 664	2660	2786
300	—0,866	—0,171	0,985	—16 335	—18 426	2793	3151
315	—0,707	—0,139	0,990	—13 333	—15 253	1853	2120
330	—0,500	—0,0985	1,995	—10 854	—12 814	1069	1262
345	—0,259	—0,051	0,999	—9 159	—11 011	467	562
360	0	0	1	—8 800	—10 800	0	0

угла поворота кривошипа взять угол $\omega t = 0°$, соответствующий положению поршня I ступени в ВМТ, то в этот момент поршень II ступени будет находиться в точке, соответствующей $\omega t = 270°$. Исходя из этого построение противодействующего момента M_{II} следует выполнять, начиная с точки, соответствующей $\omega t = 270°$ (см. табл. П.6). Дополнительно следует учесть момент сил трения вращательного движения

$$M_{тр\,г} = 0{,}4N_и\,(1 - \eta_{мех})/2\pi n_0 \eta_{мех} =$$
$$= 0{,}4 \cdot 55\,800\,(1 - 0{,}92)/2 \cdot 3{,}14 \cdot 12{,}25 \cdot 0{,}92 = 25{,}23.$$

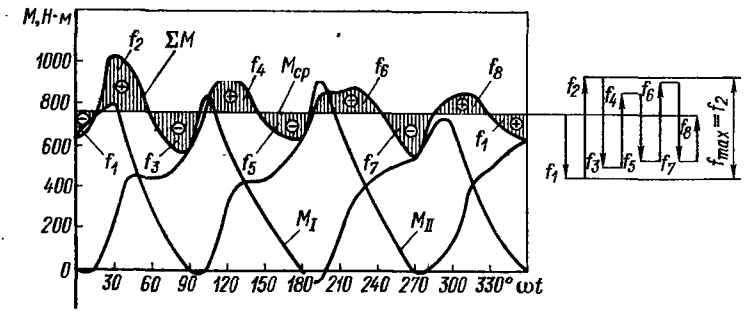


Рис. П.9. Диаграмма суммарного противодействующего момента

Таблица П.7

Расчет противодействующих моментов M_I и M_{II}

ωt, °	$P_{\Sigma I}$, Н	$P_{\Sigma II}$, Н	$\frac{\sin(\omega t + \beta)}{\cos\beta}$	M_I, Н·м	M_{II}, Н·м
0	—8 100	—9 900	0	0	0
15	220	500	0,312	4,3	9,8
30	6 180	9 250	0,585	228	341
45	10 080	9 800	0,806	512	498
60	8 280	8 200	0,952	497	492
75	8 200	9 100	1,016	525	583
90	10 290	11 250	1,0004	648	709
105	16 270	17 750	0,916	939	1024
120	14 110	16 000	0,779	692	785
135	12 850	15 080	0,607	391	577
150	12 430	14 200	0,414	316	370
165	12 080	13 950	0,209	159	184
180	12 000	13 850	0	0	0
195	3 800	2 030	—0,312	—75	40
210	—5 080	—4 050	—0,685	187	149
225	—8 370	—9 100	—0,806	425	462
240	—8 400	—9 200	—0,952	504	552
255	—8 950	—9 800	—1,016	573	627
270	—9 800	—11 150	—1,0004	618	703
285	—13 750	—14 400	—0,916	793	831
300	—16 090	—18 150	—0,779	790	890
315	—13 200	—15 100	—0,607	505	577
330	—10 800	—12 750	—0,414	282	333
345	—9 150	—11 000	—0,209	120	145
360	—8 800	—10 800	0	0	0

Опустим ось абсцисс диаграммы на величину, соответствующую $M_{тр.г}$. По диаграмме суммарного противодействующего момента определим значение среднего момента $M_{ср}$ и нанесем его на эту диаграмму. Эта величина пропорциональна потребляемой компрессором мощности $N_к = \omega M_{ср} = 2\pi n_0 M_{ср} = 10^{-3} \cdot 2 \cdot 3{,}14 \cdot 12{,}25 \times \times 773 = 59{,}1$.

Из термодинамического расчета $N_к = 60{,}6$ кВт, следовательно, графические построения выполнены достаточно точно.

Планиметрированием найдем площадки, образованные кривой суммарного противодействующего момента и прямой $M_{ср}$ и построим векторную диаграмму (рис. П.9). Общая высота этой диаграммы определяет предельное изменение кинетической энергии маховика на протяжении одного оборота коленчатого вала.

Определим требуемый момент инерции маховика [см. уравнение (5.9)], кг·м²

$$J_м = |\Delta L| / \omega_{ср}^2 \delta,$$

где $|\Delta L|$ — абсолютное значение изменения энергии маховика за один оборот вала (соответствует площади наибольшей из площадок, ограниченных $M_{ср}$ и кривой $\sum M$); $\delta = (\omega_{max} - \omega_{min})/\omega_{ср}$ — степень неравномерности вращения.

Из векторной диаграммы $|\Delta L| = 144$ н·м; в случае привода от асинхронного двигателя $\delta = 1/80$, тогда

$$J_м = 144 \cdot 80/76{,}97^2 = 1{,}95.$$

Как видно, требуемый момент инерции маховика очень мал. Его функции вполне может выполнять ротор электродвигателя. Потребность в установке дополнительного маховика отсутствует.

Краткое описание компрессора

Воздушный поршневой компрессор 2ВП-10/12 предназначен для снабжения сжатым воздухом пневматического инструмента и оборудования в различных отраслях промышленности. Компрессор представляет собой двухступенчатую крейцкопфную машину с вертикально-горизонтальным расположением цилиндров. Атмосферный воздух через фильтр поступает в цилиндр первой ступени, сжимается в нем до промежуточного давления, подается в межступенчатый холодильник и далее поступает в цилиндр второй ступени, где сжнмается до конечного давления. Из компрессора через воздухосборник воздух подается в пневматическую сеть предприятия.

Рама компрессора представляет собой чугунную отливку коробчатой формы и является основной деталью, на которой монтируют все остальные узлы машины. Нижняя часть рамы служит резервуаром для масла. Рама компрессора отлита с фланцем, к которому крепят статор электродвигателя.

Коленчатый вал — стальной штампованный, имеет одно колено, к которому присоединяются оба шатуна. Вал установлен на двух роликовых подшипниках. На щеках коленчатого вала укреплены чугунные противовесы для уравновешивания сил инерции вращающихся масс и сил инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс. Спиральная шестерня, установленная на конце коленчатого вала, передает вращение масляному насосу и лубрикатору. На другой, консольный конец вала насажен ротор электродвигателя.

Крейцкопф выполнен как одно целое с башмаками из чугуна, модифицированного ферробором. Поверхность башмаков закаливают токами высокой частоты для получения нужной твердости. Крейцкопф соединен со штоком двумя закладными гайками, что позволяет регулировать зазор между торцами поршня и цилиндра в верхней и нижней мертвых точках. Палец крейцкопфа из хромоникелевой стали подвергают цементации и закалке. При сборке палец запрессовывают в тело крейцкопфа и стопорят пружинным кольцом.

Поршни — литые чугунные. Каждый поршень имеет по два уплотнительных (компрессионных) кольца.

Шатуны — стальные штампованные со стержнем двутаврового сечения. Нижние головки шатунов — разъемные с вкладышами, залитыми баббитом. Крышка нижней головки шатуна соединена с телом шатуна двумя шатунными болтами из термически обработанной хромоникелевой стали. Между крышкой и телом шатуна устанавливают набор прокладок разной толщины. По мере износа вкладыши подтягивают, вынимая из набора прокладки соответствующей толщины.

Цилиндры и крышки цилиндров — литые чугунные с водяными рубашками для охлаждающей воды.

Клапаны — прямоточные с уменьшенным объемом мертвого пространства типа ПИК—А (прямоточные индивидуальные круглые модификации А).

Сальники — самоуплотняющиеся с элементами из антифрикционных материалов на основе фторопласта.

Система смазки — раздельная двумя независимыми маслосистемами. Первая система смазки — от многоплунжерного насоса (лубрикатора) с насосными элементами, которые независимо друг от друга могут быть отрегулированы на подачу необходимого количества масла, — предназначена для подачи смазки в цилиндры и сальники.

Вторая (циркуляционная) система предназначена для смазки механизма движения. В блок смазки входят шестеренчатый масляный насос, щелевой фильтр и масляный охладитель.

Охлаждение компрессора — водяное. Вода, пройдя масляный и газовый охладители и цилиндры, поступает в сливные воронки. Давление охлаждающей воды не должно превышать 0,25 МПа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Антонов Н. М., Прилуцкий И. К., Фотин Б. С.** Математическая модель рабочих процессов поршневого компрессора с учетом реальности сжимаемого газа//Межвуз. сб. науч. тр. Л.: ЛТИХП. 1984. С. 18—23.

2. **Васильев В. Д., Соложенцев Е. Д.** Кибернетические методы при создании поршневых машин. — М.: Машиностроение. 1978. 119 с.

3. **Видякин Ю. А., Доброклонский Е. Б., Кондратьева Т. Ф.** Оппозитные компрессоры. — Л.: Машиностроение. 1979. 280 с.

4. **Волчок Л. Я., Цаюн Н. П., Прокошко П. В.** К вопросу о термодинамических процессах при переменном количестве газа//Изв. вузов. Сер. Энергетика. 1972. № 2. С. 128—131.

5. **Воронков С. С., Прилуцкий И. К., Фотин Б. С.** К вопросу о задании граничных условий при математическом моделировании колебаний давления газа в коммуникациях поршневых компрессоров. М., 1984. С. 9. Деп. ЦИНТИхимнефтемаш. № 2845.

6. **Вукалович М. П.** Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. — М.; Л.: Энергия. 1965. 400 с.

7. **ГОСТ 9340—71*.** Вкладыши коренных и шатунных подшипников дизелей и газовых двигателей.

8. **Давыдов В. С., Медведев С. М., Фотин Б. С.** Влияние режимов работы и конструктивных факторов поршневого уплотнения ступени высокого давления компрессора без смазки цилиндров на рабочие процессы в уплотнении// Энергомашиностроение. — 1976. № 9. С. 30—32.

9. **Давыдов В. С., Просторов И. С., Фотин Б. С.** Исследование рабочего процесса компрессора высокого давления с неметаллическими поршневыми уплотнениями без смазки//Тр. ЛПИ. — 1969. № 310. С. 200—203.

10. **Давыдов В. С., Медведев С. М., Просторов И. С.** К определению температурных режимов работы колец поршневого уплотнения дожимающей ступени компрессора высокого давления без смазки цилиндров//Тр. III Всесоюзной научно-техн. конф. по компрессоростроению. Казань. 1974. С. 104—108.

11. **Давыдов В. С., Просторов И. С., Фотин Б. С.** Об износостойкости и температурном режиме неметаллических уплотнительных поршневых колец ступени высокого давления компрессора без смазки//Энергомашиностроение. — 1971. № 1. С. 36—38.

12. **Давыдов В. С., Медведев С. М., Фотин Б. С.** О влиянии переменного давления на износ и разрушение неметаллических поршневых колец//Химическое и нефтяное машиностроение. — 1973. № 8. С. 34—37.

13. **Захаренко С. Е., Анисимов С. А., Дмитриевский В. А.** Поршневые компрессоры. — М.; Л.: Машгиз. 1961. 452 с.

14. **Калекин В. С., Прилуцкий И. К., Фотин Б. С.** К вопросу расчета многоступенчатых поршневых компрессоров методом математического моделирования// Холодильные и компрессорные машины. — Новосибирск. 1978. С. 115—121.

15. **Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е.** Техническая термодинамика. — М.: Наука. 1979. 542 с.

16. **Кондратьева Т. Ф., Петрова Ф. П., Платонов А. Г.** Колебания и вибрации в поршневых компрессорах. — Л.: Машиностроение. 1972. 224 с.

17. **Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П.** Клапаны поршневых компрессоров. — Л.: Машиностроение. 1983. 157 с.

18. **Кондратьева Т. Ф.** Предохранительные клапаны. — Л.: Машиностроение. 1976. 226 с.

19. Крючков А. Д. Автоматизация поршневых компрессоров. — Л.: Машиностроение. 1972. 232 с.
20. Лебедев С. А., Пирумов И. Б., Шабров Н. Н. Расчет напряженно-деформированного состояния тарелки сферического клапана методом конечных элементов/Тр. ЛПИ. — 1980. № 370. С. 15—19.
21. Мамонтов М. А. Основы термодинамики тела переменной массы. — Тула: Приокское книжное издательство. 1970. 87 с.
22. Марышев Р. А. Исследование рабочих процессов высокооборотных поршневых компрессоров на режимах регулирования путем подключения дополнительного мертвого пространства: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Л.: ЛПИ. 1973. 20 с.
23. Михеев М. А. Основы теплопередачи. — Л.: Энергия, 1977. 343 с.
24. Новиков И. И., Захаренко В. П., Лаидо Б. С. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. — Л.: Машиностроение. 1981. 236 с.
25. Орлов П. И. Основы конструирования. — М.: Машиностроение. 1977. Т. 1. 623 с. Т. 2. 574 с. Т. 3. 357 с.
26. Панок К. К., Рагозин Н. А. Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям. — М.: Химия, 1975. 392 с.
27. Петриченко Р. М., Оносовский В. В. Рабочие процессы поршневых машин. — Л.: Машиностроение. 1972. 168 с.
28. Пирумов И. Б. Моделирование работы и оптимизация клапанов поршневых компрессоров/Тр. ЛПИ. 1982. № 384. С. 83—91.
29. Пирумов И. Б. Оптимизация параметров клапанов поршневых компрессоров/Тр. ЛПИ. 1980. № 370. С. 95.
30. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. — М.; Л.: Машиностроение. 1974. 480 с.
31. Политехнический словарь. — М.: Советская энциклопедия. 1976. 608 с.
32. Расчет опорных подшипников скольжения/Е. И. Квитковский, Н. Ф. Кирхан, Ю. Д. Полтавский, А. Ф. Савин. М.: Машиностроение. 1979. 70 с.
33. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. — Л.: Машиностроение. 1969. 740 с.
34. Эиглиш К. Н. Поршневые кольца. М.: Машиностроение. Т. 1. 1962. 583 с.; Т. 2. 1963. 362 с.
35. Юдаев Б. Н. Теплопередача. — М.: Высшая школа. 1981. 319 с.
36. Atlas Copco Manual. Stockholm: 1982. 652 p.
37. MacLaren J. F. T., Kerr S. V., Tramschek A. B. Modeling of Compressors and Valves//Proc. Inst. Refrig., 1974—1975. 71. P. 42—59.
38. Nelson L. S., Obert E. F. Generalized pvt Properties of Gases/Transaction of the ASME. ASME Bd 76 (1954). P. 1057—1066.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 4
Введение 3

Глава 1. **Термодинамические основы процессов в поршневых компрессорах** 11
1.1. Идеальный газ. Параметры и уравнения состояния . . . . . —
1.2. Смеси идеальных газов . . . . . —
1.3. Удельная теплоемкость газов 13
1.4. Реальный газ. Уравнения состояния реального газа . . . . . —
1.5. Основные термодинамические процессы и их представление в p, v- и T, s -координатах 15

Глава 2. **Одноступенчатый поршневой компрессор** 23
2.1. Теоретический рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора . . . . . —
2.2. Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре 27
2.3. Производительность одноступенчатого компрессора при действительном процессе 31
2.4. Объемный коэффициент 34
2.5. Влияние сопротивлений движению всасываемого газа на коэффициент производительности 37
2.6. Коэффициент подогрева 39
2.7. Влияние внешних утечек на коэффициент производительности ступени 40
2.8. Перетечки и их влияние на производительность 41
2.9. Работа и мощность, затрачиваемые на сжатие и перемещение газа в реальном одноступенчатом компрессоре 44
2.10. Оценка совершенства одноступенчатого компрессора 51
2.11. Характеристики одноступенчатых компрессоров 54
2.12. Основные уравнения, используемые в математической модели рабочего процесса ступени компрессора 58
2.13. Математическая модель рабочего процесса ступени поршневого компрессора 64
2.14. Параметрический анализ рабочего процесса в ступени с помощью математического моделирования 71

Глава 3. **Многоступенчатый компрессор** 76
3.1. Многоступенчатое сжатие газов . . . . . —
3.2. Теоретический рабочий процесс в многоступенчатом компрессоре 78
3.3. Рабочий процесс в реальном многоступенчатом компрессоре 81
3.4. Производительность реального многоступенчатого компрессора 83
3.5. Влияние влажности газа на производительность компрессора 85
3.6. Индикаторная работа многоступенчатого компрессора с реальным рабочим процессом 86
3.7. Выбор числа ступеней сжатия газа в многоступенчатом компрессоре 91
3.8. О рациональном распределении давлений газа по ступеням сжатия в реальном процессе многоступенчатого компрессора 93
3.9. Отношение давлений по ступеням и построение характеристик многоступенчатого компрессора 96

3.10. Оценка совершенства многоступенчатого компрессора 98
3.11. Упрощенная математическая модель рабочего процесса многоступенчатого компрессора 99
3.12. Математическая модель рабочего процесса многоступенчатого компрессора 101

Глава 4. Схема и привод компрессора 107
4.1. Типы поршневых компрессоров . . . . . —
4.2. Привод поршневого компрессора 110

Глава 5. Динамика поршневого компрессора 113
5.1. Основные кинематические соотношения . . . . . —
5.2. Силы инерции в поршневом компрессоре и их уравновешивание 114
5.3. Расчет маховика 121

Глава 6. Конструирование и элементы поршневых компрессоров 129
6.1. Общие вопросы расчета и конструировании . . . . . —
6.2. Унификация 133
6.3. Базы поршневых компрессоров. Типы и основные параметры 143
6.4. Основные элементы баз 147
6.5. Штоки 176
6.6. Поршни 178
6.7. Цилиндры 183

Глава 7. Органы газораспределения в поршневых компрессорах 191
7.1. Принудительное газораспределение и самодействующие клапаны . . . . . —
7.2. Конструкции самодействующих клапанов 194
7.3. Теория самодействующих клапанов 200

Глава 8. Уплотнения поршней и штоков 217
8.1. Уплотнение поршня контактными кольцами . . . . . —
8.2. Контактные поршневые кольца компрессоров без смазки цилиндров 221
8.3. Герметичность и износ уплотнений поршня 224
8.4. Потери на преодоление трений в поршневом уплотнении . . . 226
8.5. Бесконтактные и контактно-лабиринтные уплотнения 228
8.6. Сальниковые уплотнения штоков 234

Глава 9. Вспомогательное оборудование и коммуникации 239
9.1. Коммуникации поршневой компрессорной установки . . . . —
9.2. Межступенчатые и концевые охладители газа 240
9.3. Очистка и осушка сжатого газа 262

Глава 10. Смазка компрессоров 267
10.1. Смазочные материалы . . . . . —
10.2. Смазка цилиндров и сальников 268
10.3. Смазка механизма движения 270

Глава 11. Регулирование и автоматизация поршневых компрессорных установок 275
11.1. Регулирование компрессорной установки без специальных регулирующих устройств . . . . . —
11.2. Работа компрессорной установки с системой автоматического регулирования 279
11.3. Способы изменения производительности поршневых компрессоров 285

Глава 12. Конструкция поршневых компрессоров и установок 314
12.1. Компрессоры и установки малой производительности . . . . —
12.2. Компрессоры и установки средней производительности . . . 320
12.3. Компрессоры и установки большой производительности . . . 334
Приложения 347
Список литературы 369

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Борис Степанович Фотин, Игорь Богданович Пирумов, Игорь Кирович Прилуцкий, Павел Иванович Пластинин

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Редактор Н. В. Сергеева. Художественный редактор С. С. Венедиктов. Технический редактор П. В. Шиканова. Корректоры: Т. Н. Гриичук, И. Г. Иванова, Н. В. Соловьева

ИБ № 4080

Сдано в набор 05.08.86. Подписано в печать 23.02.87. М-18259. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага офсетная. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 23,5. Усл. кр.-отт. 23,5. Уч.-изд. л. 24,05. Тираж 12 150 экз. Заказ 196. Цена 1 р. 10 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени издательства «Машиностроение». 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

В 1988 году
издательство „Машиностроение“ выпускает в свет следующую книгу:

Виршубский И. М., Рекстин Ф. С., Шквар А. Я. **Вихревые компрессоры.** — Л.: Машиностроение, 1988. — 19 л.: ил.

В книге изложены основы теории вихревых компрессоров. Представлен сравнительный анализ существующих гипотез рабочего процесса. Классифицированы основные виды потерь. Показано влияние определяющих критериев подобия на эффективность вихревых компрессоров. Определены границы автомодельности по этим критериям. Предложены зависимости для пересчета характеристик компрессоров, работающих на газах с различными физическими свойствами при различных числах Маха и Рейнольдса. Особое внимание уделено определению рациональных форм и геометрических соотношений проточной части, разработке конкретных рекомендаций для расчета и проектирования вихревых компрессоров. Приведены примеры наиболее характерных конструкций и апробированных инженерных методов расчета.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся исследованием, расчетом и проектированием вихревых компрессоров и насосов и может быть использована студентами соответствующих специальностей.

Издательство рекомендует читателям и представителям всех заинтересованных организаций своевременно оформлять заказы на книги издательства «Машиностроение» в местных книжных магазинах.

Издательство заказы не принимает