

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра машин и аппаратов химических и пищевых производств
Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции и гидромеханики

С.В. АНТИМОНОВ

Р.Ф. САГИТОВ

В.Г. УДОВИН

Р.Н. КАСИМОВ

НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ (КОМПРЕССОРЫ)

Рекомендовано Ученым советом государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Оренбургский государственный университет» в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по программам высшего профессионального образования по специальностям «Машины и аппараты химических производств», а также «Машины и аппараты пищевых производств» и «Пищевая инженерия малых предприятий».

Оренбург 2007

УДК 621.51 (075.8)
ББК 31.76я73
Н 16

Рецензент

доктор технических наук, профессор В.Ю. Полищук

ISBN.....

Н 16 С.В. Антимонов,
Нагнетательные машины [Текст]: учебное пособие. / **С.В. Антимонов**,
Р.Ф. Сагитов, В.Г. Удовин, Р.Н. Касимов. - Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ,
2007.- 123 с.

Лекционно-практический курс содержит 5 разделов, в которых представлен теоретический материал и примеры расчетов нагнетательных машин (компрессоров). В первом разделе представлена классификация компрессорных установок, во втором представлены компрессоры и их место в технологических линиях химических производств, в третьем теория и примеры расчетов поршневых компрессоров, в четвертом представлено оборудование компрессорной станции, в пятом эксплуатация компрессорных станций.

Методическое пособие предназначено для освоения лекционно-практического курса по дисциплинам: «Вентиляционные установки и пневмотранспорт», «Холодильная техника», «Нагнетательные машины» для студентов специальности «Машины и аппараты химических производств», а также «Машины и аппараты химических производств» и «Пищевая инженерия малых предприятий» всех форм обучения.

ББК34.4я73

2210010000

Н

ISBN.....

© С.В. Антимонов, 2007
Р.Ф. Сагитов,
В.Г. Удовин,
Р.Н. Касимов,
© ИПК ГОУ ОГУ, 2007

Содержание

Введение.....	4
1 Компрессорные установки.....	5
1.1 Классификация компрессоров.....	5
2 Компрессорные установки в технологических линиях химических производств.....	30
2.1 Производство кислорода.....	30
2.2 Производство полиэтилена.....	37
2.3 Производство карбамида.....	38
2.4 Производство серной и азотной кислоты.....	39
3 Теория поршневых компрессоров.....	41
3.1 Одноступенчатые поршневые компрессоры.....	41
3.2 Решение задач на тему «Одноступенчатые поршневые компрессоры».....	50
3.3 Многоступенчатые поршневые компрессоры.....	55
3.4 Решение задач на тему «Многоступенчатые поршневые компрессоры».....	65
4 Оборудование компрессорной станции.....	72
4.1 Система всасывания.....	72
4.2 Система охлаждения.....	77
4.3 Система смазки.....	90
5 Эксплуатация компрессорных станций.....	98
5.1 Установка поршневых компрессоров.....	98
5.2 Эксплуатация компрессорных установок и основные неисправности.....	103
5.3 Меры безопасности при эксплуатации и ремонте компрессорных установок.....	107
Список использованных источников.....	111
Приложение А.....	113
Приложение Б.....	115
Приложение В.....	116
Приложение Г.....	120
Приложение Д.....	122

Введение

Компрессорные установки находят широкое применение во многих технологических процессах различных производств, например, в химической промышленности при производстве: кислорода, полиэтилена, карбамида; в системах охлаждения формовочных машин химической промышленности; в пищевом производстве: холодильных системах, испытательных камерах, при холодильном консервировании сырья биологического происхождения (мясопродуктов, плодов и овощей), переработки пищевого сырья и т. д.

Компрессор - машина, предназначенная для повышения давления и перемещения газа. Компрессор относится к классу воздухо- или газодувных машин. При этом освоено более 200 марок новых компрессоров, в том числе центробежные компрессоры высокого давления с приводом от паровых турбин, поршневые компрессоры большой производительности для сверхвысоких давлений и т.д.

В настоящее время накоплен достаточный опыт по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту компрессоров в крупнотоннажных производствах, позволяющих не только обоснованно обеспечивать длительную безостановочную работу сложного по конструкции и высокопроизводительного компрессорного оборудования, но также планировать проведение и состав профилактических и ремонтных работ.

Особенно актуальна проблема правильного и оптимального выбора той или иной конструкции компрессора, его эксплуатации и ремонта в связи с тем, что в последние годы в ряде важнейших химических и нефтехимических производств значительно увеличены мощности агрегатов и технологических линий.

В настоящем пособии рассмотрены классификация, принцип работы и основные типы компрессоров, например, такие типы как спиральные компрессоры.

Особое внимание в пособии акцентировано на компрессорах поршневого типа. Рассмотрены теоретические положения работы одно- и многопоршневых компрессоров, приведены их основные марки как отечественного, так и иностранного производства, которые находят все более широкое применение на предприятиях России, условия эксплуатации и ремонта.

Приведены примеры решения задач на тему «Одно- и многоступенчатые поршневые компрессоры», что позволит более успешно усвоить основные теоретические положения, объясняющих принцип работы поршневых компрессоров.

1 Компрессорные установки

1.1 Классификация компрессоров

Компрессор - машина, предназначенная для повышения давления и перемещения газа. Компрессор относится к классу воздухо- или газодувных машин. К этому же классу относятся вентиляторы и газодувки, работающие по тому же принципу, что и компрессоры, но отличающиеся от них конструкцией и отношением конечного давления газа к начальному (1).

Компрессоры - это машины с охлаждением газа в процессе сжатия, причем отношение давления нагнетания к давлению всасывания 3,5.

Классификация компрессоров основных видов приведена на рисунке 1.

По принципу сжатия компрессоры можно разделить на: объемные и динамические.

В объемном компрессоре сжатие происходит в результате периодического уменьшения объема, занимаемого газом. Объемные компрессоры по виду рабочего органа делятся на: поршневые, мембранные и роторные.

В динамическом компрессоре сжатие происходит в результате непрерывного создания ускорений в потоке газа. Динамические компрессоры по принципу действия подразделяют на турбокомпрессоры и струйные.

В зависимости от рабочего давления все компрессоры делятся на вакуумные (начальное давление газа ниже атмосферного), низкого давления (конечное давление газа 0,115-1,0 МПа), среднего (конечное давление газа 1,0-10,0 МПа), высокого (конечное давление 10-100 МПа) и сверхвысокого конечное давление свыше 100 МПа).

Конечное давление может создаваться одной ступенью (одноступенчатый компрессор) или последовательно несколькими ступенями (многоступенчатый компрессор). Под ступенью компрессора понимают совокупность элементов, обеспечивающих повышение давления и перемещение газа в определенном заданном интервале давлений. Ступень (или группу ступеней) компрессора, после которой газ отводится в газоохладитель или направляется потребителю, называют секцией компрессора.

Рабочим давлением обусловлены прочностные характеристики ступени, конструкция клапанов, применяемые материалы.

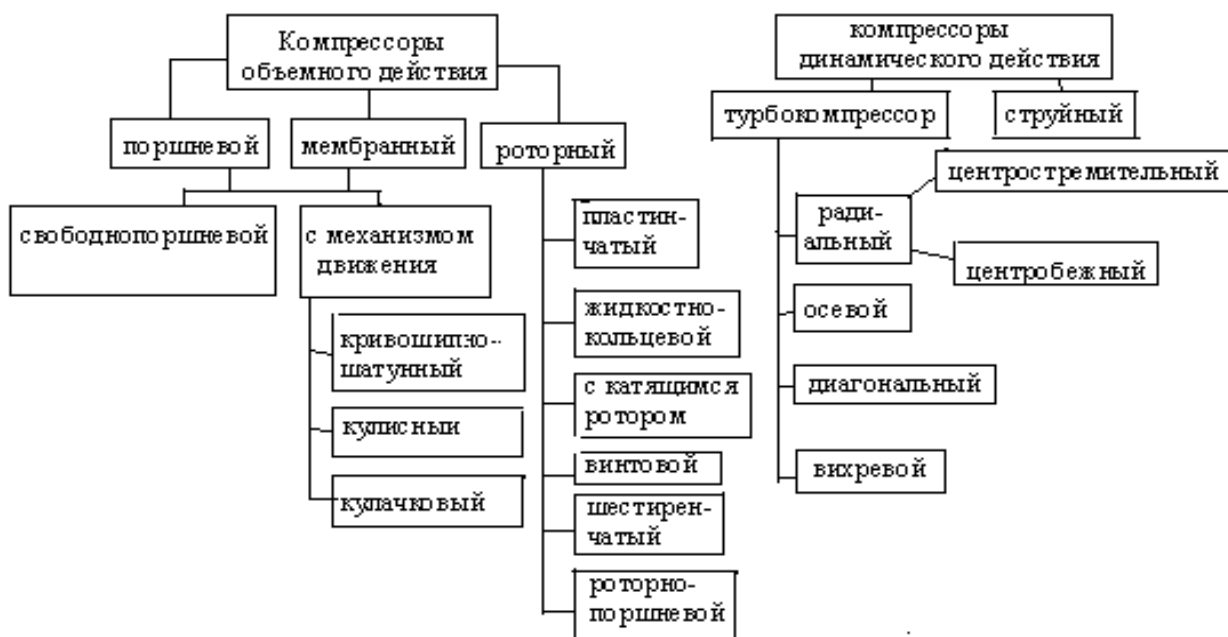


Рисунок 1 - Классификация основных видов компрессоров

Производительность зависит от размеров ступени: диаметра цилиндра и хода поршня в поршневом компрессоре, диаметра колеса в турбокомпрессоре и т.п.

При определении характеристик одной ступени применяют комплексные показатели: поршневое усилие или мощность ряда для поршневых компрессоров, мощность - для роторных и турбокомпрессоров.

Кроме собственно компрессора с приводом в компрессорную установку входят также межступенчатая и концевая теплообменная аппаратура, влагомаслоотделители, трубопроводы обвязки ступеней, а также средства контроля защиты и автоматики.

Компрессоры могут быть стационарными и передвижными, а в зависимости от компримируемой среды - воздушными, газовыми и холодильными.

Поршневые компрессоры - машины объемного действия, в которых изменение объема осуществляется поршнем, совершающим прямолинейное возвратно-поступательное движение. Поршневые компрессоры подразделяют по следующим признакам (2):

- по числу ступеней сжатия - на одно-, двух- и многоступенчатые;
- по кратности подачи - на одинарного и двойного действия;
- по типу кривошипно-шатунного механизма - на крейцкопфные и бескрейцкопфные;
- по числу цилиндров - на одно-, двух- и многоцилиндровые;
- по расположению осей цилиндров (рисунок 2) - на горизонтальные, вертикальные, угловые (V-образные, W-образные, прямоугольные).

Горизонтальные поршневые компрессоры выпускают главным образом средней и большой производительности. В зависимости от расположения

цилиндров по отношению к оси вала горизонтальные компрессоры могут быть односторонними (цилиндры расположены по одну сторону вала) и оппозитными (цилиндры расположены по обе стороны вала).

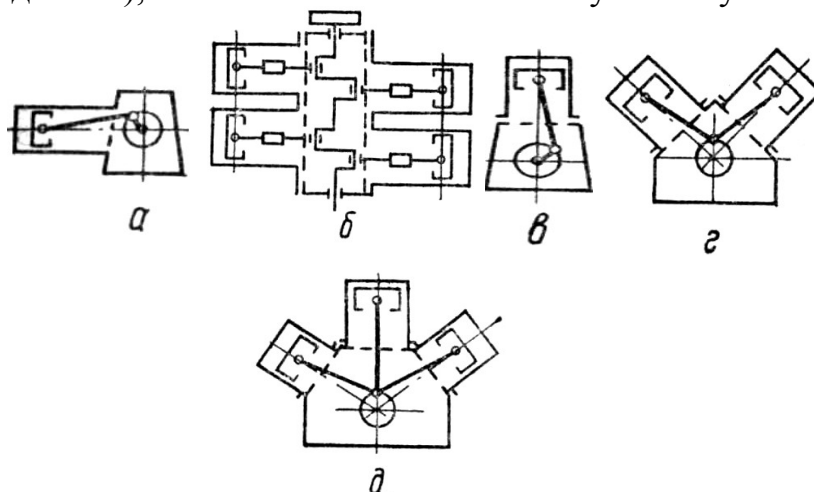
Основные группы деталей поршневого компрессора - цилиндровая, механизма движения и вспомогательного оборудования. В цилиндровую группу входят узлы цилиндра, поршня и уплотнения; в группу механизма движения - картер, коренной вал, крейцкопфы, шатуны; в группу вспомогательного оборудования - узел смазки, фильтры, холодильники, влагомаслоотделители, ресиверы, системы регулирования и защиты.

В зависимости от конструкции механизма движения разработаны нормализованные базы компрессоров. База - это совокупность сборочных единиц, составляющих кривошипно-шатунный механизм. Основными параметрами, характеризующими базу, являются максимальная поршневая сила, ход поршня и частота вращения вала. Разработанный ВНИИкомпрессормашем ОСТ 26 12-756-82 «Базы поршневых компрессоров. Типы и параметры» распространяется на базы с поршневой силой 2,5; 5; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400 кН.

Базы с горизонтальным расположением оси коленчатого вала стандартизованы [3] по типу (V-, W-образные, оппозитные) и параметрам: номинальной поршневой силе, ходу поршня (от 55 до 320 мм), номинальной частоте вращения вала (от 1500 до 375 об/мин), числу (от 2 до 8) и расположению рядов друг относительно друга (90 и 180°).

Вертикальные поршневые компрессоры занимают меньшую площадь, чем горизонтальные, а фундамент, воспринимающий вертикальные нагрузки, имеет меньшую массу.

Угловые поршневые компрессоры получили значительное распространение благодаря ряду преимуществ перед горизонтальными и вертикальными машинами: они лучше уравновешены (поэтому требуется менее массивный фундамент), компактны и имеют меньшую массу.



а- горизонтальный односторонний; б-горизонтальный оппозитный; в-вертикальный; г- V-образный; д- W-образный; е- прямоугольный

Рисунок 2 - Типы поршневых (мембранных) компрессоров

В зависимости от расположения цилиндров по отношению к оси вала угловые компрессоры могут быть прямоугольными, V - образными и W - образными, причем компрессоры двух последних типов выпускают, как правило, малой производительности и в основном для компримирования воздуха.

Из всего разнообразия средних по размерам и мощности (20-200 кВт) компрессоров следует выделить воздушные поршневые стационарные компрессоры общего назначения. К ним относятся и стационарные воздушные поршневые двухступенчатые компрессоры, обеспечивающие избыточное конечное давление 0,78 МПа в крейцкопфном исполнении и 0,78 и 1,18 МПа - в бескрейцкопфном.

Угловые компрессоры выпускают следующих типов: ВУ - бескрейцкопфные с V-образным расположением цилиндров; ВП - крейцкопфные с прямоугольным расположением цилиндров; ВМ - крейцкопфные с оппозитным горизонтальным расположением цилиндров.

Основные параметры компрессоров приведены в таблице 1.

Структуры условного обозначения компрессора включают число рядов, тип компрессора, поршневое усилие (тс), производительность (м³/мин), конечное давление (кгс/см²).

Таблица 1 - Основные параметры компрессоров

Тип компрессора	Производительность, м³ /мин	Конечное давление, МПа	Удельная потребляемая мощность, кВт/ (м³ мин)	Масса (с приводным двигателем), кг
ВУ	2,5	1,18	7,70	662
	5,5	1,18	7,00	810
	2,5	0,78	6,50	662
ВП	10	0,78	5,65	1950
	20	0,78	5,40	3400
	12	0,78	5,60	2210
	24	0,78	5,33	3750
ВМ	51	0,78	5,30	11650
	63	0,78	5,35	11500
	102	0,78	5,20	19470
	120	0,78	5,35	21780

Примечание. Компрессоры типа ВУ – с воздушным охлаждением, типов ВП ВМ – с водяным.

Например, двухрядный оппозитный компрессор с поршневым усилием 4 тс, производительностью 0,4 м³/с (24 м³/мин) и конечным давлением 0,78 МПа (8 кгс/см²) имеет условное обозначение 2ВМ4-24/9.

Поршневые компрессоры с ременным приводом. Применение ременного привода позволяет, используя двухцилиндровую одноступенчатую компрессорную группу, снизить обороты практически вдвое (1240-1520об/мин) по

сравнению с частотой вращения двигателя. В отличие от компрессоров с прямой передачей той же производительности, у которых частота вращения вала двигателя и коленчатого вала равны, в компрессорах с ременной передачей обороты снижаются за счет изменения передаточного числа между двигателем и компрессорной головкой. Работа двухцилиндровой одноступенчатой компрессорной группы показана на рисунке 3.

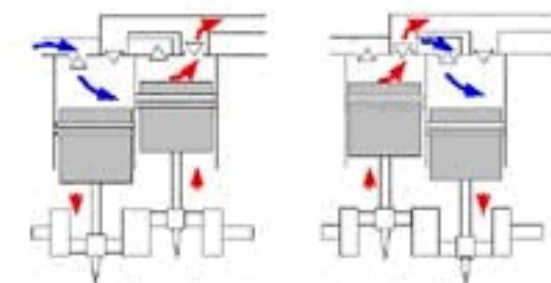


Рисунок 3 - Работа двухцилиндровой одноступенчатой компрессорной группы

Производительность обеспечивается за счет работы двух цилиндров. Использование системы принудительного воздушного охлаждения, благодаря специальной конструкции пластиковой направляющей, как видно на рисунке 4, позволило еще более уменьшить температуру компрессора. Снижение оборотов компрессорной группы и принятые специальные меры для более эффективного охлаждения при той же производительности, что и у компрессоров с прямой передачей, дает возможность увеличить ресурс и использовать данный тип компрессора для более интенсивного режима работы.

Данный класс компрессоров выпускается с 25-200 литровыми ресиверами с производительностью от 250 л/мин для модели CCS 100-245 до 303 л/мин, модель CCS 200-335. Благодаря специальной системе охлаждения и низким оборотам, поправочный коэффициент для реальной производительности составляет 0,7-0,75.

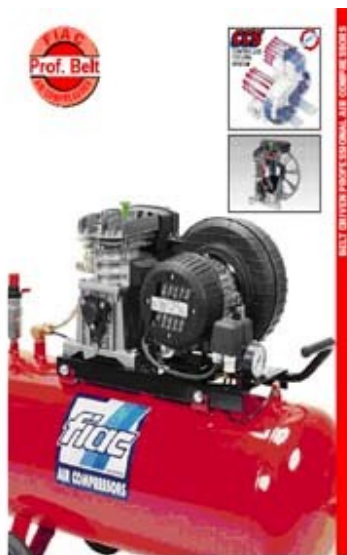


Рисунок 4 - Профессиональные поршневые компрессоры с ременным приводом (итальянская компания FIAC)

Класс промышленных поршневых компрессоров с ременным приводом. В этом классе промышленных компрессоров с ременным приводом используются как уже знакомая нам двухцилиндровая одноступенчатая компрессорная группа, так и двухцилиндровая двухступенчатая. Схема работы последней представлена на рисунке 5.

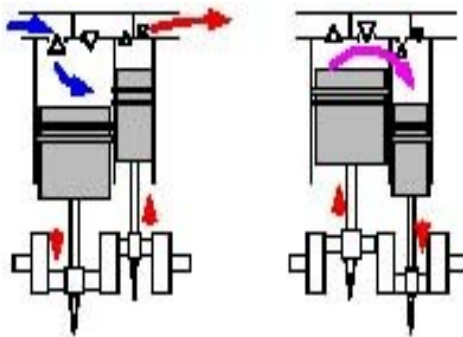


Рисунок 5 - Схема работы компрессорной группы

Применение двухцилиндровой двухступенчатой компрессорной группы позволило еще больше облегчить температурный режим работы компрессора и тем самым увеличить его ресурс.

Сжатие воздуха в двухцилиндровой двухступенчатой компрессорной группе осуществляется последовательно в два этапа. В течение первого цикла в цилиндре большего диаметра при движении поршня вниз открывается всасывающий клапан, закрывается выпускной клапан, происходит всасывание воздуха. В течение второй фазы при движении поршня вверх в первом цилиндре закрывается всасывающий клапан, открывается выпускной клапан. Одновременно во втором цилиндре малого диаметра поршень движется вниз, при этом открывается всасывающий клапан, закрывается выпускной клапан, происходит

всасывание воздуха из цилиндра большего диаметра. И, наконец, в течение третьей фазы, при движении поршня малого цилиндра вверх, всасывающий клапан закрывается, а выпускной открывается, и воздух поступает в магистраль. Таким образом, первый цилиндр большого диаметра обеспечивает всасывание необходимого количества воздуха, в нем происходит предварительное сжатие (первая ступень), а второй цилиндр – дожимающий, его задача довести предварительно сжатый воздух до необходимого максимального давления. Данный класс компрессоров изготавливается с производительностью от 330 л/мин (АВ 335) до 850 л/мин (АВ 500.850) на ресиверах емкостью от 100 до 500 литров. Для компрессоров с двухцилиндровой одноступенчатой системой сжатия поправочный коэффициент для реальной производительности равен 0,65-0,7, а для двухступенчатой - 0,7-0,75. Применение головок с двухцилиндровой двухступенчатой компрессорной группой масляного типа позволило достичь максимального выходного давления в 16 бар. Возможно также использование двух компрессорных головок на одном ресивере. Это так называемый тандем. Его работа не имеет никаких принципиальных отличий. Фактически, это два компрессора, но использующие один и тот же ресивер. Для снятия пиковых нагрузок в момент включения в тандемах используется устройство электронного управления. Сначала включается одна компрессорная группа, а затем, по истечении установленного времени, вторая.



Рисунок 6 - Промышленные поршневые компрессоры с ременным приводом итальянской компании FIAC

Таким образом, из всего вышеизложенного можно сделать вывод: при выборе компрессора, кроме производительности и давления очень большое значение имеет такая характеристика, как количество оборотов в минуту, а также конструкция компрессорной группы.

Мембранные компрессоры - машины объемного действия, в которых изменение объема осуществляется мембраной, совершающей колебательное движение. Прогибаясь, мембрана приводит к всасыванию и нагнетанию газа.

Мембрана полностью изолирует газ, предотвращая попадание в него масла и воды, поэтому компрессоры данного типа используют в тех случаях, когда требуется получение газа высокой чистоты. Они нашли применение при сжатии кислорода, фтора, хлора и других газов, т. е. там, где необходима полная герметичность полости компрессора.

В мембранных компрессорах происходит интенсивное охлаждение сжимаемого газа вследствие большой поверхности мембраны (иногда для более интенсивного охлаждения под диском дополнительно помещают змеевик, охлаждаемый водой) и малого мертвого пространства, что обеспечивает высокую степень сжатия в одной ступени. Так, в трехступенчатом мембранном компрессоре достигается давление, равное 100 МПа.

Недостатками мембранных компрессоров являются малая частота вращения вала, большие габариты и масса, малая долговечность мембран.

Роторные компрессоры. В компрессорах этого типа изменение объема осуществляется ротором (роторами), совершающим вращательное движение.

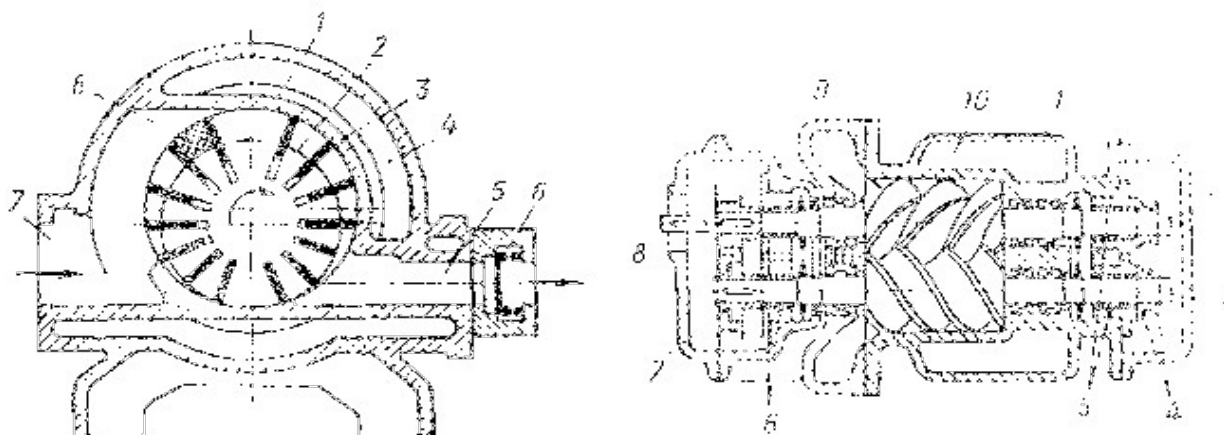
В зависимости от конструкции рабочей камеры роторный компрессор может быть пластинчатым, жидкостно-кольцевым, с катающимся ротором, винтовым, шестеренчатым и роторно-поршневым.

Рабочая камера образуется в пластинчатом компрессоре (рисунок 7 а) корпусом и эксцентрично расположенным по отношению к нему ротором, имеющим подвижные или гибкие пластины; в жидкостно-кольцевом - кольцом жидкости, корпусом и эксцентрично расположенным по отношению к нему ротором; в винтовом (рисунок 7 б) - корпусом и винтообразными роторами, имеющими различные профили зубьев; в шестеренном - корпусом и шестеренчатыми роторами, имеющими сопряженные профили.

Винтовые компрессоры могут быть двух типов: сухого сжатия и маслозаполненные. В машинах сухого сжатия газ охлаждается с помощью рубашек в корпусе, а также промежуточного и конечного холодильников. В маслозаполненных компрессорах газ охлаждают впрыскиванием масла или воды в рабочие полости винтов.

Турбокомпрессоры. В компрессорах этого типа ускорение потока происходит в результате его взаимодействия с вращающейся решеткой лопаток.

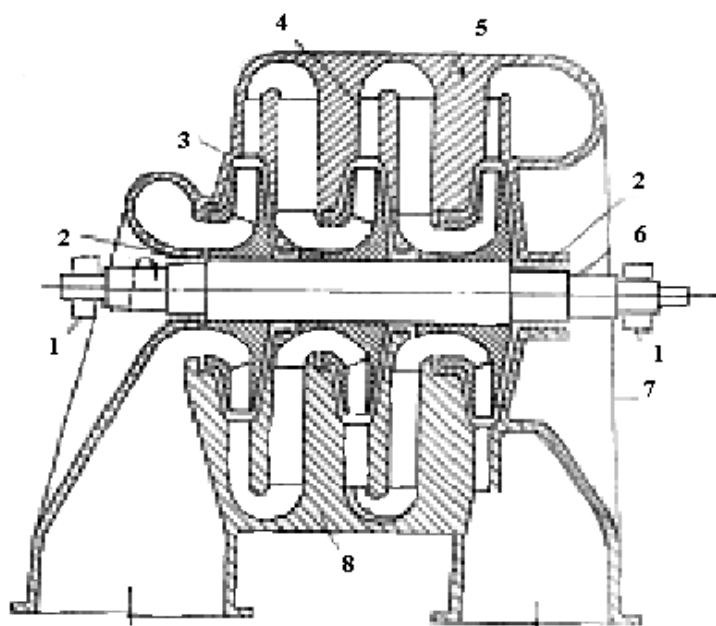
По направлению потока в меридиональной плоскости колеса турбокомпрессоры делятся: на радиальные, осевые, диагональные и вихревые. Если в радиальном турбокомпрессоре поток направлен от центра к периферии, его называют центробежным; если от периферии к центру - центростремительным.



а) 1-корпус; 2- ротор; 3-пластина; 4-рубашка; 5,7-нагнетательные и всасывающие патрубки; 6-клапан; 8-камера сжатия; б) 1-корпус; 2-ведущий винт; 3-ведомый винт; 4-упорный подшипник; 5,6-опорные подшипники; 7,8-синхронизирующие шестерни; 9-уплотнение; 10-полость для циркуляции воды

Рисунок 7 - Схема роторного пластинчатого компрессора (а); схема винтового компрессора (б)

В центробежных компрессорах (рисунок 8) давление газа создается под действием центробежных сил, возникающих во вращающемся газовом потоке. Центробежные машины имеют следующие преимущества по сравнению с поршневыми: газ не загрязняется маслом, так как оно попадает только в подшипники; благодаря большой частоте вращения достигается высокая производительность; плавный ход рабочего органа и отсутствие вибраций позволяют сооружать облегченные фундаменты; вследствие равномерной подачи газа отпадает необходимость в ресиверах [4, 5]; принцип компримирования, применяемый в турбокомпрессорах, обуславливает высокую производительность при меньших давлениях нагнетания, чем в поршневых компрессорах.



1 - подшипник; 2 - уплотнение; 3 - безлопаточный диффузор; 4 - лопаточный диффузор; 5 - обратный направляющий аппарат; 6 - ротор; 7 - рабочее колесо; 8 - корпус

Рисунок 8 - Схема многоступенчатого центробежного компрессора

К недостаткам центробежных компрессоров можно отнести ухудшение технико-экономических показателей при увеличении степени сжатия.

Центробежные компрессоры могут быть с горизонтальным и вертикальным разъемом корпуса и отличаются диапазоном создаваемых давлений: первые являются машинами низкого и среднего давлений и создают давление до 7 МПа при производительности до 10 м³/с; вторые развивают давление до 35 МПа при максимальной подаче 10 м³/с.

Для обеспечения производительности от 25 м³/с и выше наряду с центробежными применяют и осевые компрессоры (рисунок 9), принцип действия которых заключается в превращении половины кинетической энергии в энергию давления на лопатках ротора, а остальной половины - на лопатках статора. Ряды лопаток статора служат для увеличения кинетической энергии и давления, а также для направления сжимаемого газа на роторных лопатках. Осевые компрессоры имеют более высокие КПД, меньшую массу и меньшие габариты, чем радиальные.

Струйные компрессоры. В компрессорах этого типа ускорение потока происходит в результате смешения потоков разных удельных энергий. Сжатие пассивного газа (подаваемого под низким давлением) осуществляется за счет кинетической энергии активного газа (подаваемого под высоким давлением). Таким образом, запас энергии активного газа используется для сжатия пассивного газа, в результате чего получается поток, расход которого больше, а давление меньше, чем у активного газа. Потери при струйном сжатии могут составлять от

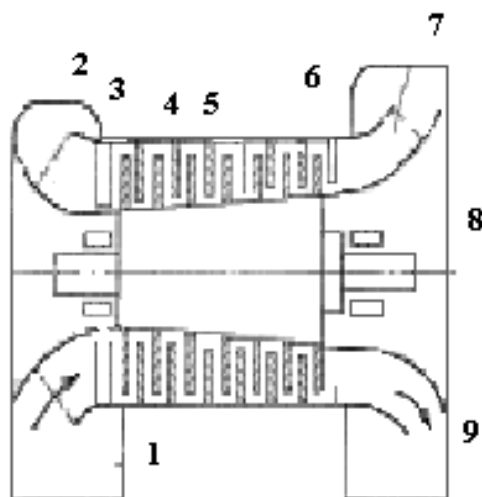
25 до 80 % энергии активного газа, поэтому экономичность струйного сжатия ниже, чем механического.

На рисунке 10 приведены области применения компрессоров различных типов в зависимости от производительности и давлением нагнетания.

Поршневые компрессоры благодаря ряду особенностей (возможности сжатия газов до высоких давлений, высокой экономичности при малой производительности, простоте конструкции и т. д.) занимают значительное место в общем выпуске компрессорных машин.

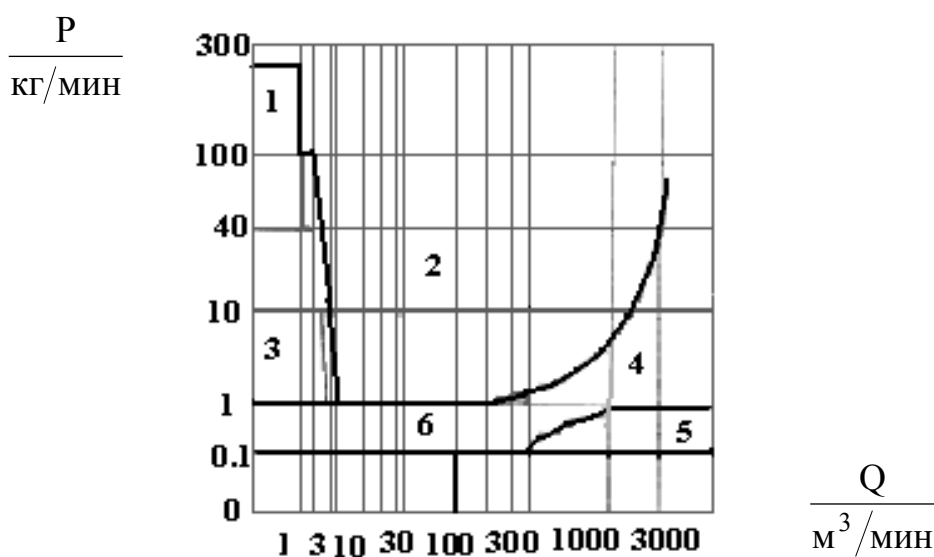
Из сопоставления технико-экономических показателей воздушных компрессоров различных типов примерно одинаковой производительности следует, что поршневые компрессоры более экономичны, чем машины других типов, но уступают им по металлоемкости, габаритам и надежности. Компрессоры двух основных типов - поршневые и турбокомпрессоры - не конкурируют, а скорее дополняют друг друга: в каждом конкретном случае оптимальный выбор типа машины зависит от сочетания условий - показателя адиабаты, плотности газа, его агрессивности, влажности, загрязненности, желаемой степени регулирования, стоимости и других факторов. Однако применение турбокомпрессоров предпочтительнее при производительности $15 \text{ м}^3/\text{с}$ и выше. P , МПа.

Роторные компрессоры занимают промежуточное положение между поршневыми и центробежными. При производительности менее $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$, когда необходимо получить сжатый газ, не загрязненный маслом, применяют роторные (в частности, винтовые) компрессоры. Лучшие маслозаполненные винтовые компрессоры большой производительности (до $1 \text{ м}^3/\text{с}$) при давлении нагнетания $P=0,9 \text{ МПа}$ потребляют менее $200 \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$; при производительности $0,2-1,0 \text{ м}^3/\text{с}$ винтовые компрессоры сухого сжатия, а также маслозаполненные уступают поршневым компрессорам по удельной потребляемой мощности. Поэтому при такой производительности применяют в основном поршневые компрессоры.



1-9 - всасывающий и нагнетательный патрубки; 2 - конфузор; 3 - входной направляющий аппарат; 4 - лопатки рабочего колеса; 5 - направляющий аппарат; 6 - спрямляющий аппарат; 7 - диффузор; 8 – подшипник

Рисунок 9 - Схема осевого компрессора



1,2,3 - поршневые вертикальные, оппозитные и угловые; 4,5 - турбокомпрессоры центробежные и осевые; 6 - роторные; P - нагнетание; Q – производительность

Рисунок 10 - Области применения компрессоров различных типов

Холодильные компрессоры делятся на: поршневые, роторные (винтовые) и центробежные.

В паровых холодильных машинах используют в основном поршневые компрессоры с возвратно-поступательным движением поршня, а также с

вращающимся поршнем или ротором, которые называются ротационными. Кроме того, в машинах большой холодопроизводительности применяют турбокомпрессоры.

Поршневые холодильные компрессоры различают по холодопроизводительности, конструкции и диапазону рабочих температур. Машины холодопроизводительностью свыше 120 кВт (при $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$) относят к крупным, от 12 до 120 кВт - к средним, менее 12 кВт - к малым. По конструкции компрессоры подразделяют на крейцкопфные и бескрейцкопфные, по расположению цилиндров - на горизонтальные, угловые и оппозитные. В зависимости от типа газораспределения бескрейцкопфные компрессоры делят на прямоточные и непрямоточные. Цилиндры бескрейцкопфных компрессоров (от одного до шестнадцати) могут быть расположены вертикально, V-образно (с углом развала от 60 до 90°) или веерообразно (с углом развала от 45 до 60°).

Диапазон работы поршневых компрессоров на различных холодильных агентах по температуре кипения агента составляет от 10 до -100°C . Наиболее распространенными холодильными агентами являются R12, R22, R717, R502 [7]. В настоящее время их заменяют (ретрофицируют) на более современные R134A, R401A, R401B, R409A, R408A, R407C, R507 и др [8].

Холодильные поршневые компрессоры различают по следующим признакам:

1. По холодопроизводительности компрессоры условно делят на:

- а) мелкие - до 10000 станд. ккал/ч;
- б) средние - от 10000 до 50000 станд. ккал/ч;
- в) крупные - свыше 50000 станд. ккал/ч.

2. По ступеням сжатия: компрессоры одноступенчатые, двух- и трехступенчатые. В одноступенчатом компрессоре холодильный агент сжимается в одной полости.

3. По рабочим полостям: компрессоры простого действия, в которых агент сжимается только одной стороной поршня; компрессоры двойного действия, в которых сжатие осуществляется поочередно обеими сторонами поршня.

4. По направлению движения агента в цилиндре: компрессоры прямоточные, в которых агент движется в цилиндре в одном направлении; компрессоры непрямоточные, в которых агент меняет направление движения, следуя за поршнем.

5. По числу цилиндров: компрессоры одноцилиндровые и многоцилиндровые.

6. По расположению осей цилиндров: компрессоры горизонтальные, вертикальные и угловые (У-образные, веерообразные и звездообразные).

7. По конструкции кривошипно-шатунного механизма: компрессоры крейцкопфные и бескрейцкопфные.

Компрессоры различаются также по быстроходности, что зависит от средней скорости движения поршня и числа оборотов вала компрессора.

В настоящее время распространены следующие типы поршневых компрессоров:

- а) непрямоточные бескрейцкопфные компрессоры простого действия с вертикальным и горизонтальным расположением цилиндров;
- б) прямоточные бескрейцкопфные компрессоры простого действия с вертикальным и угловым расположением цилиндров;
- в) горизонтальные крейцкопфные компрессоры двойного действия.

Вертикальные непрямоточные бескрейцкопфные компрессоры изготовляют небольших размеров (производительность до 5000 станд. ккал/ч) для фреоновых автоматических агрегатов, которые широко применяются в предприятиях торговли и общественного питания для охлаждения шкафов, прилавков, витрин, торговых автоматов, небольших камер, а также используются в индивидуальных кондиционерах.

Для холодильных установок небольшой производительности строят также ротационные компрессоры холодопроизводительностью до 2000 станд. ккал/ч.

Прямоточные вертикальные и У-образные бескрейцкопфные компрессоры простого действия выпускают средней и большой производительности (от 10000 до 300000 станд. ккал/ч) для работы на аммиаке, фреоне-12, фреоне-22 и фреоне-142.

Горизонтальные крейцкопфные компрессоры двойного действия изготовляют только большой производительности (свыше 600000 станд. ккал/ч) и применяют для работы на аммиаке.

Для крупных холодильных машин производительностью свыше 500000 - 1000000 ккал/ч целесообразно применение турбокомпрессоров, которые, работая на фреонах-11, 12 и 142, обладают достаточно высокими к.п.д. и имеют более компактную конструкцию, чем поршневые компрессоры.

Основными частями таких компрессоров являются: картер, цилиндры, поршни, шатуны, коленчатый вал, маховик, сальник, клапаны и смазочное устройство.

Движение от электродвигателя передается коленчатому валу 1 компрессора с помощью ременной передачи или при непосредственном соединении. Усиление коленчатого вала передается шатуну 2, а затем поршню 3, при движении которого в цилиндре обеспечивается рабочий процесс - всасывание, сжатие и выталкивание пара холодильного агента.

Кривошипно-шатунный механизм, состоящий в бескрейцкопфном компрессоре из коленчатого вала, шатуна и поршня, служит для преобразования равномерного вращательного движения вала в неравномерное возвратно-поступательное движение поршня.

Шкив-маховик 9 компрессора служит для передачи движения от двигателя, а также для выравнивания нагрузки на двигатель. Нагрузка на двигатель возрастает, когда поршень двигается к крайнему мертвому положению, и уменьшается, когда поршень приближается к среднему положению.

Маховик делается массивным и за счет инерции уравнивает нагрузку на двигатель, т. е. он запасает энергию, когда поршень находится вдали от мертвой

точки, и отдает ее, как бы помогая двигателю, когда поршень приближается к мертвой точке

Таблица 2 - Характеристика фреоновых компрессоров

Марка		Количество цилиндров	Ход поршня, мм	Диаметр цилиндра, мм	Число оборотов в минуту	Объем описываемый поршнем, м³/ч	Холодопроизводительность при $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$, $t_k = 30^{\circ}\text{C}$, ккал/ч	Эффективная мощность при $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$, $t_k = 30^{\circ}\text{C}$, кВт	Средняя скорость поршня, м/с	Вес, кг
Старое обозначение	Обозначение по ГОСТу 6492-86									
2ФВ-4	ФВ-0,75	2	45	40	450 650 1000	3,05 4,41 6,78	700 1100 1500	0,26 0,42 0,59	0,67 1,00 1,50	40 39 38,2
2ФВ-5	ФВ-1,5	2	40	50	850	8,05	1500	0,9	1,10	30
2ФВ-6,5	ФВ-4	2	50	67,5	650 850	12,85 18,20	3000 4000	1,08 1,53	1,00 1,40	— 48
2ФВ-6,5БС	ФВ-6БС	2	50	67,5	1440	30,80	6000	2,45	2,4	45
4ФУ-6,5	ФУ-8	4	50	67,5	850	36,40	8000	2,65	1,4	—
8ФУ-6,5БС	ФУУ-25БС	8	50	67,5	1440	123,20	25000	9,00	2,4	150
2ФВ-10	ФВ-12	2	80	100	720 960	54,30 72,50	10000 12500	4,35 5,98	1,92 2,56	200 —

4ФУ -10	ФУ-25	4	80	100	720 960	108,50 145,00	19000 25000	8,20 11,80	1,92 2,56	280 —
2ФВ -19	ФВ-60	2	140	190	480 720	228,00 342,00	45000 60000	17,50 27,00	2,24 3,35	— 107 5
4ФУ -19	ФУ-120	4	140	190	480 720	456,00 685,00	90000 120000	35,00 54,00	2,24 3,36	— 150 0

На рисунке 11 показана схема вертикального непрямоточного, а на рисунке 12 вертикального прямоточного бескрейцкопфных компрессоров.

Таблица 3 - Характеристика аммиачных компрессоров

Марка		К о л и ч е с т в о ц и л и н д р о в	Х о д п о р ш н я , м м	Д и а м е т р ц и л и н д р а , м м	Ч и с л о о б о р о т о в м и н у т у	Объём описываем ый поршнем м³/ч	Холодопрое водительность при $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$, $t_k = +30^{\circ}\text{C}$, ккал/ч	Эффектив ная мощность при $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$, $t_k = +30^{\circ}\text{C}$, кВт	Средн яя скорос ть поршн я, м/се к	Вес, кг
старое обозначе ние	обозначе ние по ГОСТу 6492-86									
2AB-7.5 (ЯКА-10)	AB-8	2	85	75	500	22,5	8 000	2,95	1,42	160
2AB-8	AB-15	2	80	80	720 960	35,0 46,5	11000 15 000	4,65 2,56	1,92 2,56	200
4AY-8	AY-30	4	80	80	720 960	70,0 93,0	22 000 30 000	8,60 11,50	1,92 2,56	275
2AB-15	AB-75	2	140	150	480 720	143,0 214,0	50 000 75 000	16,00 25,00	2,24 3,36	1 000

4AY-15	AY-150	4	140	150	480 720	286,0 429,0	100 000 150 000	32,00 49,00	9 04 3,36	1 450
2AB-27	AB-300	2	250	270	360 480	618,0 824,0	230 000 305 000	72,00 95,00	3,0 4,0	4 100
3AG	AG-600	1	550	450	167	1710,0	600 000	228,00	—	9 500
4AG	AG-1200	2	550	450	167	3420,0	1 200 000	452,00	—	19 240

Характеристика современных компрессоров, выпускаемых отечественными заводами, дана в таблицах 2,3 и 4.

Таблица 4 – Характеристики компрессоров по ОСТ 26.03-943 – 77

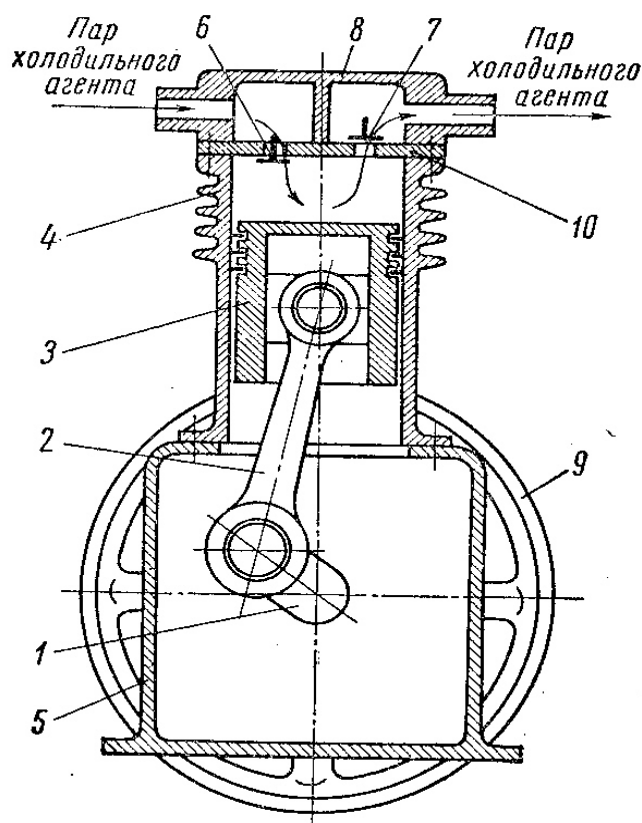
Ма рка	Диа метр цил инд ра, мм	Ход пор шня, мм	Тео рети ческ ая объе мна я пода ча, л/с м ³ /с	Част ота вра щен ия, с ⁻¹	R–22		R–12		R–717	
					Холод опро – изводи тельно сть, кВт	Потреб ляемая мощнос ть, кВт	Холо допр о – изво дите льно сть, кВт	Потребля емая мощност ь, кВт	Холодо про – изводит ельност ь, кВт	Потребляе мая мощно сть, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ПГ5	42	32	0,0041	48	5,8	2,6	3,7	1,77	—	—
ПГ7	42	32	0,0061 6	48	8,7	3,9	5,5	2,65	—	—
ПГ10	42	32	0,0082 2	48	11,6	5,2	7,4	3,54	—	—
ПБ5	67,5	45	0,0038 5	24	6,5	2,5	4,3	1,7	—	—
ПБ7	67,5	65	0,0055 5	24	9,5	3,5	6,2	2,5	—	—
ПБ10	67,5	45	0,0077	24	13	5	8,6	3,4	—	—

ПБ14	67,5	65	0,0111	24	19	6,9	12,5	4,9	–	–
ПБ20	67,5	45	0,0154	24	26	10	17,3	6,8	–	–
П14	67,5	65	0,0111	24	20	6,7	13,5	4,75	–	–
П20	67,5	45	0,0154	24	28,4	9,1	18,6	6,6	–	–
ПБ28	67,5	65	0,0222	24	38	13,85	25	9,8	–	–
П28	67,5	65	0,0222	24	41	13,3	27	9,5	–	–
ПБ40	76	66	0,0289	24	42,5	14	27,6	9,5	–	–
П40	76	66	0,0289	24	44,2	13	28,8	8,8	45,7	12,8
ПБ60	76	66	0,0433	24	63,7	21	41,4	14,3	–	–
П60	76	66	0,0433	24	66,3	19,5	43	13,3	68,1	19,2
ПБ80	76	66	0,0578	24	85	28	55,2	19	–	–
П80	76	66	0,0578	24	88,4	26	57,6	17,6	91,8	25,5
ПБ110	115	82	0,0835	24	128	41,5	83	28,2	–	–
П110	115	82	0,0835	24	134	39	87	26,6	138	39

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
П165	115	82	0,1250	24	200	58,5	130	39,9	207	59
ПБ220	115	82	0,1670	24	256	83	166	56,4	—	—
П220	115	82	0,1670	24	268	78	174	53,2	276	78

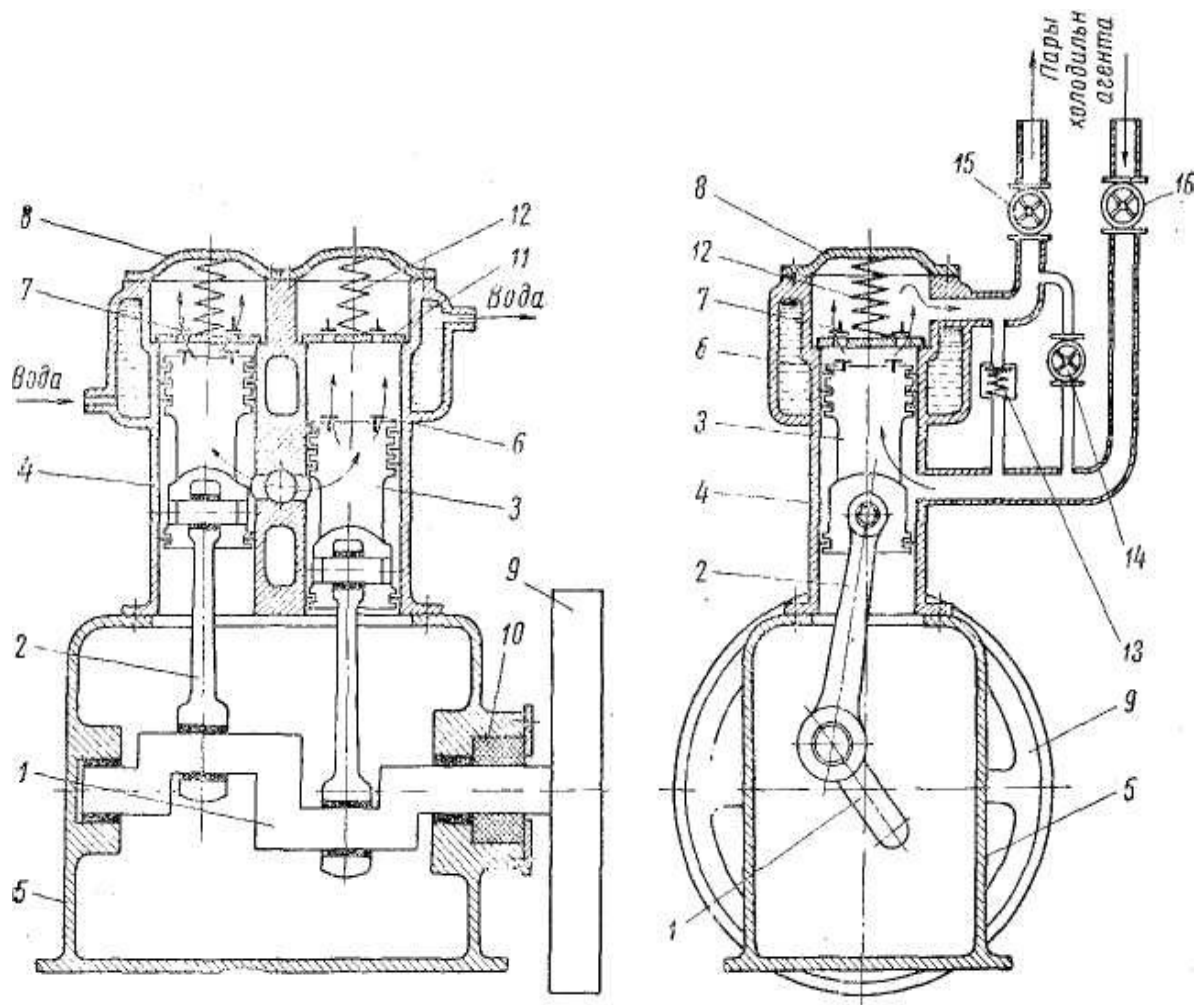
Всасывающие и нагнетательные клапаны 6 и 7 в непрямоточном компрессоре расположены в верхней части цилиндра. Головка цилиндра 8 в таких компрессорах разделяется на две полости - всасывающую и нагнетательную. При движении поршня вниз в цилиндре понижается давление, благодаря чему открывается всасывающий клапан 6, и пар поступает в рабочую полость цилиндра. Затем при движении поршня вверх пар сжимается и через нагнетательный клапан 7 выталкивается из цилиндра. Всасывающие и нагнетательные клапаны компрессора самодействующие: они открываются и закрываются под действием разности давлений.



1 - коленчатый вал; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – цилиндр; 5- картер; 6 - всасывающий клапан; 7 - нагнетательный клапан; 8 - головка цилиндра; 9 - маховик; 10 - клапанная доска

Рисунок 11 - Схема вертикального непрямоточного бескрейскопфного компрессора

В прямоточном компрессоре (рисунок 12) всасывающие клапаны 6 расположены и в верхней части поршня, а нагнетательные 7 - в верхней внутренней крышке. Всасывание происходит с одной стороны, т.е. с середины цилиндра, а нагнетание - с другой, верхней части цилиндра. При движении поршня вниз в рабочей полости цилиндра давление понижается, всасывающие клапаны в поршне открываются, и пар поступает в рабочую полость цилиндра. При движении поршня вверх клапаны в поршне закрываются, пар сжимается и выталкивается через нагнетательные клапаны, расположенные в верхней части цилиндра.



1 - коленчатый вал; 2 – шатун; 3- поршень; 4 – цилиндр; 5 – картер; 6 - всасывающие клапаны; 7 - нагнетательные клапаны; 8 - крышка цилиндра; 9 – маховик; 10 – сальник; 11 - крышка безопасности (ложная); 12 - буферная пружина; 13 - предохранительный клапан; 14 - пусковой байпасный вентиль; 15 - нагнетательный запорный вентиль; 16 - всасывающий запорный вентиль

Рисунок 12 - Схема вертикального прямоточного бескрейцкопфного компрессора

В аммиачных прямоточных компрессорах верхняя внутренняя крышка 11, так называемая крышка безопасности (ложная крышка) не крепится к цилиндру, а прижимается к нему буферной пружиной 12. Такая крышка предохраняет компрессор от аварии в случае попадания в цилиндр жидкого аммиака. При попадании жидкости в цилиндре резко возрастает давление при сжатии, так как жидкость не успевает пройти через небольшое сечение нагнетательных клапанов компрессора. В этом случае буферная пружина сжимается, ложная крышка приподнимается, и жидкость выходит в нагнетательную полость через образовавшийся зазор между ложной крышкой и цилиндром.

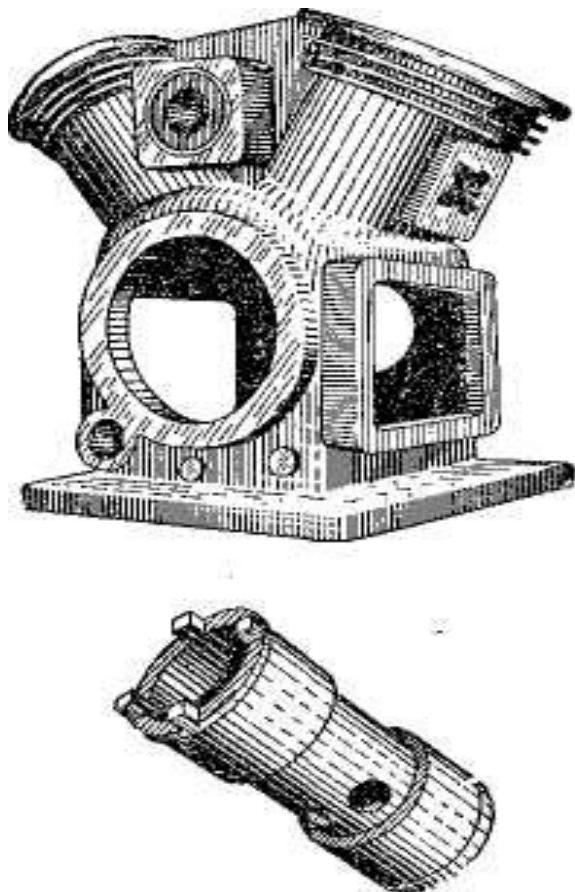


Рисунок 13 - Блок картера У-образного четырёхцилиндрового компрессора и его цилиндровая гильза

В фреоновых компрессорах нет необходимости в крышке безопасности, так как клапаны имеют достаточно большое сечение для прохода холодильного агента.

Для защиты компрессора от аварии при чрезмерном повышении давления нагнетания (последнее может произойти, например, при пуске компрессора с закрытым нагнетательным вентилем 17 или при отсутствии воды на конденсаторе) служит предохранительный клапан 14. Такой клапан в случае повышения давления нагнетания выше допустимого открывается и соединяет нагнетательную

сторону компрессора с всасывающей (до запорных вентилей). Для облегчения пуска в ход крупных вертикальных компрессоров применяют байпасный вентиль 15. Его открывают перед пуском компрессора, и в период пуска полость нагнетания и всасывания таким образом соединяются. Это исключает процесс сжатия в компрессоре и уменьшает потребность энергии при пуске, так как в этот период энергия расходуется только на приведение в движение компрессора, на преодоление сил инерции и трения.

Компрессоры должны быть изготовлены в соответствии с требованиями ГОСТа 6492 – 86.

Центробежные холодильные компрессоры подразделяют на две группы: для охлаждения воды или рассола в установках комфортного и промышленного кондиционирования воздуха; в холодильных установках химических и нефтехимических производств. В машинах первой группы в качестве холодильного агента применяют главным образом фреоны, второй группы – аммиак, а также пропан и другие углеводороды.

Центробежные компрессоры применяют преимущественно в установках большой холодопроизводительности.

Наименьшая холодопроизводительность определяется целесообразным минимальным расходом холодильного агента при выходе из последнего колеса. Для современных фреоновых компрессоров этот расход можно принять равным примерно $0,165 \text{ м}^3/\text{с}$, что соответствует диаметру рабочего колеса 250 мм. Наименьшая холодопроизводительность компрессоров промышленного типа при стандартных условиях составляет 700 кВт при работе на R12, 160 кВт – для R11 и 85 кВт – для R113. Наибольшая холодопроизводительность центробежных холодильных машин достигает 20000 кВт.

В холодильных центробежных компрессорах применяют фреоны R11, R12, R13, R22, R113 и R114. В установках химической промышленности применяют также аммиак, пропан (или пропан-пропиленовую смесь), этан, этилен, метан. В водоохлаждающих машинах для кондиционирования воздуха используют главным образом R11, R113 и R114. Хладагент R12 наиболее широко применяют в диапазоне температур кипения от 5 до 70 °С; для машин большой холодопроизводительности применяют и R22.

Область применения роторных (винтовых) холодильных компрессоров характеризуется холодопроизводительностью от нескольких киловатт до 900 кВт (теоретический расход агента до $1,3 \text{ м}^3/\text{с}$) при температуре кипения $t_0 = -40 \text{ °С}$ и промежуточной температуре $t_{\text{пр}} = -10 \text{ °С}$; температурой кипения агента (аммиак или фреон) от -25 до -70 °С; разностью давлений нагнетания и всасывания до 400 кПа.

Параметрический ряд отечественных роторных (винтовых) компрессорных агрегатов охватывает диапазон холодопроизводительности от 410 до 1680 кВт при стандартных условиях работы на R22 и R717.

Бескрейцкопфные поршневые компрессоры выпускаются согласно ГОСТ 6492-86 и ОСТ 26.03-943-77.

Ряд компрессоров, изготовленный по ГОСТ 6492 – 86, имеет условные обозначения, входящие в марку компрессора, следующие: цифра перед

буквенным обозначением указывает модификацию компрессора; Ф – хладоновый, А – аммиачный, Г – горизонтальное расположение цилиндров. В – вертикальное расположение цилиндров, У – V-образное расположение цилиндров, УУ – W-образное расположение цилиндров, БС – бессальниковый, цифра после буквенного обозначения указывает производительность компрессора в тысячах ккал/ч.

Ряд компрессоров, изготовленных ОСТ 26.03-943-77, условные обозначения, входящие в марку компрессора, следующие: П – поршневой сальниковый, ПБ – поршневой бессальниковый, ПГ – поршневой герметичный.

Передвижные компрессорные станции общего назначения выпускают в соответствии с ОСТ 26 12-2006-78, который регламентирует 15 типов станций и устанавливает их основные параметры - производительность и давление. Стандартом расширен параметрический ряд станций с винтовыми компрессорами; увеличено число типоразмеров станций в шумозаглушенном исполнении с уровнем шума, не превышающим 85 дБ на расстоянии 1 м; повышено до 1,0-1,25 МПа давление воздуха на выходе из компрессорной станции [6].

Находят применение передвижные поршневые компрессорные станции (таблица 4). Передвижные компрессорные станции производительностью 10 м³/мин, установленные на раме с салазками, могут быть использованы и в качестве стационарных.

Таблица 5 - Техническая характеристика передвижных поршневых компрессорных станций

Показатель	ПКС-5	ПКС-5,25	ДК-9М	Эк-9М	АПКС-6
1	2	3	4	5	6
Производительность, м ³ /мин	5	5,25	10	9	6
Рабочее давление, МПа	0,8	0,8	0,8	0,7	0,8
Тип компрессора	У-образный		Двухрядный		У-образный
Двигатель	Каз -120 электрический		Дизель электрический Д-108		От автомобиля ЗИЛ -157М
Мощность, л.с. (кВт)	95	(40)	108	(55)	104
Частота вращения, мин ⁻¹	2800	1450	1070	960	2600
Тип тележки	Подпрессоренная на пневмошинах двухосная одноосная двухосная				На шасси автомобиля
Габариты, мм:					
длина с дышлом	4985	3300	6400	5565	-

Продолжение таблицы 5

1	2	3	4	5	6
длина без дышла	3830	-	5070	4230	6700
ширина	1870	1800	1940	1940	2375
высота	1830	1600	2620	2030	2175
Масса (сухая), кг	2550	1310	5200	3500	6100

Увеличивается выпуск и использование компрессорных станций с маслозаполненными компрессорами, которые по сравнению с поршневыми имеют следующие преимущества: сравнительно небольшие масса и габариты, простота конструкции, отсутствие ненадежных самодействующих клапанов и кривошипно-шатунного механизма.

Для эксплуатации в стационарных условиях наиболее приемлемы модификации компрессорных станций с электрическим приводом (ПВ-10Э и НВ-10Э). Однако маслозаполненные компрессоры требуют более четкого соблюдения правил технической эксплуатации и подвержены быстрому износу при нарушении теплового режима.

Спиральные компрессоры. Идея спирали известна человечеству более 3 тыс. лет. Спирали (от греч. *speira* - виток) - это кривые, закручивающиеся вокруг точки на плоскости (плоские спирали), например, архимедова спираль, гиперболическая спираль, логарифмическая спираль, или вокруг оси (пространственная спираль), например, винтовая линия.

В 1905 году французский инженер Леон Круа разработал конструкцию спирального компрессора и получил на нее патент. Однако в то время эта технология не могла быть реализована в жизнь, так как отсутствовала необходимая производственная база. Поэтому конструкцию работающего прототипа пришлось ждать до второй половины двадцатого века, так как для эффективного функционирования, в спиральном компрессоре необходимо обеспечение малого конструктивного зазора в сопрягаемых деталях (спиралях). Такая точность стала возможной только при прецизионной машинной обработке, разработанной в течение второй половины двадцатого века, чем и объясняется относительно недавнее появление спирального компрессора на рынке высокотехнологического оборудования. Реанимировал концепцию спиральных компрессоров физик Нильс Янг в 1972 г. Янг отдал идею сотрудникам фирмы «Arthur D. Little» (США). Руководство «Arthur D. Little» увидело высокий потенциал этой концепции и начало разработку возможной модели в январе 1973 г. Крупные производители холодильного и нефтехимического оборудования были очень заинтересованы в разработке компрессора принципиально новой конструкции, позволяющей достичь значительной эффективности. Уже в ходе испытаний прототипа спирального компрессора было выявлено, что он обладает возможностью создания высокой степени сжатия и самой большой эффективностью из существовавших в начале 70-х гг. холодильных компрессоров, а также имеет высокие эксплуатационные характеристики (надежность, низкий уровень шума и т. п.).

Многофункциональность спиральных компрессоров расширяет области их применения в технологических процессах, например, в автоклавах для очистки вина, системах охлаждения формовочных машин химической промышленности, холодильных системах, испытательных камерах, холодильном консервировании сырья биологического происхождения (мясопродуктов, плодов и овощей и т. д.), охлаждении безводно-очищающегося оборудования (конденсация растворителей), переработки пищевого сырья и т. д.

2 Компрессорные установки в технологических линиях химических производств

2.1 Производство кислорода

Для осуществления процессов сжатия газов в производстве кислорода применяют компрессоры следующих типов:

- воздушные центробежные для подачи первичного воздуха под давлением 0,7-0,9 МПа в кислородные блоки разделения;
- воздушные поршневые высокого (20-33 МПа), среднего (5,0-7,0 МПа) и в отдельных случаях низкого (0,6-0,8 МПа) давления (например, в небольших установках двух давлений и при работе совместно с дожимающими поршневыми компрессорами);
- кислородные центробежные с давлением нагнетания 1,5-3,0 МПа для транспортировки газообразного кислорода по трубопроводам и заполнения стационарных баллонов (реципиентов), предназначенных для покрытия пиковых нагрузок;
- кислородные поршневые для наполнения транспортируемых баллонов кислородом под давлением 15-16,5 МПа.

Воздушные компрессоры. Для подачи первичного воздуха в кислородные блоки разделения применяют центробежные компрессоры типов К-1500-61-1, К-500-61-1, К-500-61-2, К-350-62-1, К-250-61-1, К-250-61-2. Они представляют собой одноцилиндровые машины, состоящие из трех неохлаждаемых секций с одним или двумя промежуточными воздухоохладителями, смонтированными в одном корпусе.

Корпуса компрессоров чугунные, с горизонтальным разъемом; всасывающие и нагнетательные патрубки направлены вниз. Корпуса подшипников отлиты заодно с корпусом компрессора и опираются на чугунные фундаментные рамы. Проточные части состоят из шести насаженных на вал рабочих колес, диффузоров, улиток и направляющих аппаратов, составляющих три ступени сжатия, разделенные между собой лабиринтными уплотнениями. Компрессоры приводятся в действие синхронными электродвигателями через повышающий редуктор. Валы компрессора, редуктора и электродвигателя соединены зубчатыми муфтами.

Компрессоры снабжены автоматическим регулирующим устройством, поддерживающим постоянное давление нагнетания; устройствами защитной блокировки; приспособлением для звуковой сигнализации при осевом сдвиге ротора; обратным воздушным клапаном для предотвращения обратного потока воздуха; автоматическим противопомпажным устройством; диафрагмой с кольцевой камерой или коллектором для подачи импульса к противопомпажному регулятору и устройством для изменения производительности компрессора.

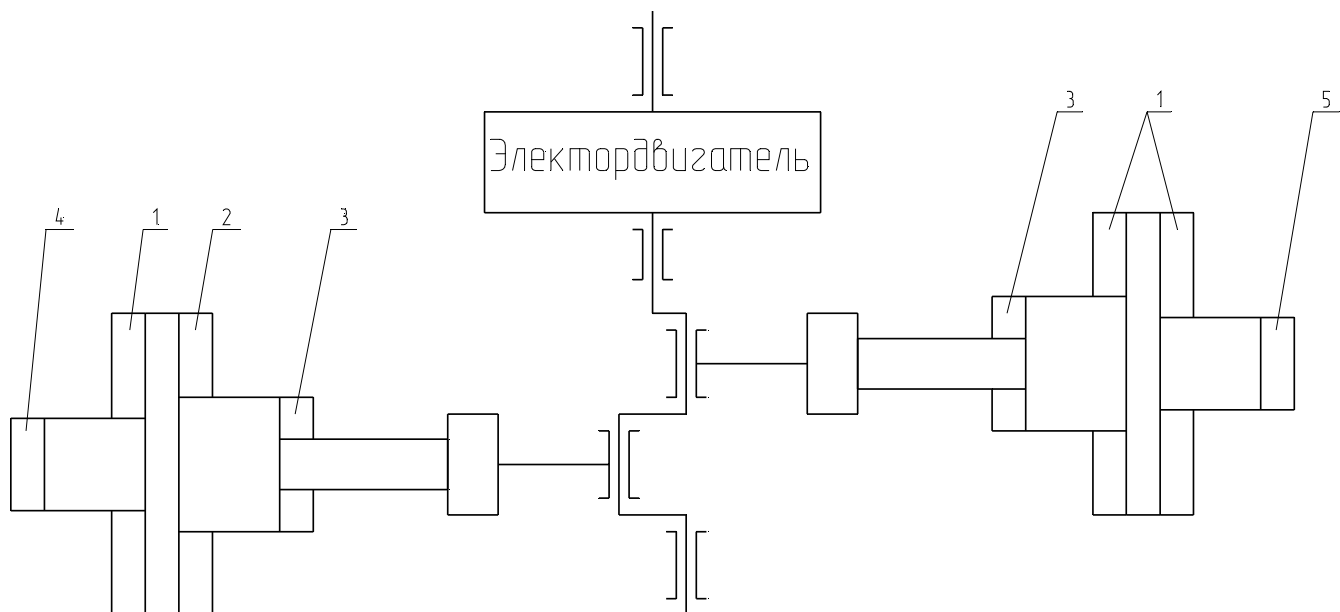


Рисунок 14 - Схема расположения цилиндров в оппозитном пятиступенчатом компрессоре 50Т-130/200

Из небольших центробежных компрессоров, предназначенных для сжатия воздуха в кислородных установках, следует отметить ЦК-100/6,5 (производительность 1,67 м³/с, давление нагнетания 0,76 МПа) и 1ДК-135/8 (производительность 2,25 м³/с, давление нагнетания 0,64 МПа). Это двухкорпусные шестиступенчатые машины с внешним охлаждением газа в двух промежуточных и одном концевом охладителях.

Для сжатия воздуха до давления 20-22 МПа в воздухоразделительных установках используют поршневые компрессоры 3Г-100/200, 50Т-130/200, 7ВП-20/220 и др.

Компрессор 50Т-130/200 выполнен на двухрядной оппозитной базе 50Т. По основным параметрам и габаритным размерам база 50Т не унифицирована с нормализованным рядом оппозитных баз, однако ее компоновка и конструкция отдельных узлов аналогичны нормализованным оппозитным базам. Сжатие газа происходит в пяти ступенях с охлаждением после каждой ступени в холодильниках и отделением конденсата и масла во влаго-маслоотделителях. Цилиндры сгруппированы в виде блоков в двух противолежащих рядах компрессора. В первом ряду расположены цилиндры III, I и V ступеней, во втором - III, II - I и IV ступеней (рисунок 14).

Компрессор 6М16-140/200 аналогичен предыдущему, но выпускается в бесподвальном исполнении взамен компрессора БОТ-130/200 более низкой производительности в подвальном исполнении. При изготовлении компрессоров в бесподвальном исполнении снижаются затраты на сооружение здания компрессорной станции и фундамента; уменьшается длина межступенчатых коммуникаций и, следовательно, их вибрация; упрощается монтаж компрессорной установки (в этом случае на заводе-изготовителе производится сборка не только машины, но и относящихся к ней аппаратуры и трубопроводов).

В холодильниках компрессора 6M16-140/200 установлены теплообменные трубы малого диаметра, что позволило получить необходимую поверхность теплообмена при меньших габаритах и массе холодильников.

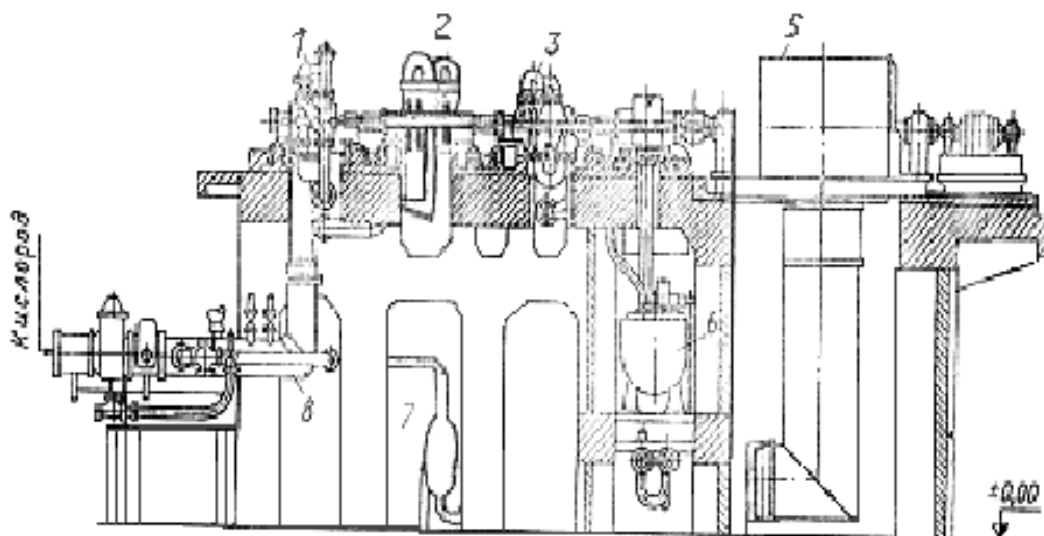
Кислородные компрессоры. Принцип действия центробежных кислородных компрессоров не отличается от принципа действия аналогичных воздушных машин, однако к ним предъявляют ряд специальных требований, связанных с тем, что в среде чистого кислорода процессы окисления происходят очень энергично. Поэтому материалы для изготовления деталей, с которыми соприкасается кислород, необходимо подбирать так, чтобы исключить возможность коррозии. Должна быть исключена также возможность утечек кислорода в атмосферу или подсоса воздуха из атмосферы. Следует отметить, что кислородные компрессоры при меньшей производительности, чем воздушные, характеризуются более высокой степенью сжатия.

Корпус компрессора обычно изготавливают из чугуна, корпуса газоохладителей - из углеродистой или нержавеющей стали, рабочие колеса - из специальной нержавеющей стали с высокими механическими свойствами, чтобы избежать коррозии при остановках машины.

Для уплотнения разъемных соединений следует выбирать такие материалы, температура самовозгорания которых в среде кислорода выше возможной рабочей температуры газа в компрессоре примерно на 100 °С. Фланцевые разъемы компрессоров до давления 3,5 МПа уплотняют мягкими прокладками из паронита, клингерита и фторопласта. В конструкциях уплотнения типа шип - паз рекомендуется применять прокладки из паронита и клингерита. Наиболее надежны в среде чистого кислорода прокладки из фторопласта или материалов на его основе. Уплотнение отдельных частей корпуса компрессора обычно осуществляют сухими шабреными или притертыми поверхностями. В дополнение к хорошей подгонке поверхностей допускается применение тонкого слоя пасты из свинцового глета на воде. Для предотвращения попадания в чистый кислород горючих веществ извне компрессоры снабжают специальными уплотняющими устройствами.

Кислородный компрессор КТК-12,5/35 производительностью 3,5 м³/с на конечное давление 3,5 МПа состоит из двух корпусов сжатия, каждый из которых разделен на три секции: низкого, среднего и высокого давления (рисунок 1.14). Секция низкого давления имеет две ступени сжатия с двухсторонними колесами и четырехдиффузорными отводами газа. Газ из второй ступени собирается в коллектор и направляется в промежуточный охладитель. Секция среднего давления имеет четыре ступени сжатия в одnodиффузорном исполнении и один промежуточный охладитель. Из секции среднего давления газ через третий промежуточный охладитель подается в секцию высокого давления с пятью ступенями сжатия в одnodиффузорном исполнении. После второй ступени этой секции установлен четвертый промежуточный охладитель газа. Сжатый в компрессоре кислород охлаждается в конечном охладителе.

Для предотвращения соприкосновения с чистым кислородом паров масла, идущих от подшипников, концевые лабиринтные уплотнения ротора снабжены устройством для обдува азотом.



- 1, 2, 3 - корпуса низкого, среднего и высокого давления;
 4 - мультипликатор; 5 - электродвигатель; 6 - маслобак; 7 - влагоотделитель;
 8 - внутренняя газовая коммуникация

Рисунок 15 - Схема турбокомпрессора КТК-12,5/35

В специальную камеру лабиринтной втулки подают под избыточным давлением азот, который, смешиваясь с чистым кислородом, предотвращает соприкосновение с ним паров масла. Чистый кислород, просачивающийся через лабиринтное уплотнение, по специальному трубопроводу отводится во всасывающую линию компрессора. В трубопроводе с помощью дроссельного вентиля поддерживается избыточное давление, чтобы избежать попадания загрязненного атмосферного воздуха при разрежении во всасывающей линии.

Центробежный восьмиступенчатый компрессор КТК-7 предназначен для подачи $2 \text{ м}^3/\text{с}$ кислорода под давлением до $1,5 \text{ МПа}$. Проточная часть компрессора имеет оригинальную конструкцию: с двухдиффузорными отводами от каждой ступени и с двухсторонним подводом газа к следующим ступеням. Сжимаемый газ охлаждается в трех парах промежуточных охладителей, расположенных по обе стороны машины. При такой конструкции проточной части достигаются сравнительно высокие газодинамические показатели компрессора.

С целью обеспечения безопасной эксплуатации компрессор снабжен автоматическими средствами защиты от недостатка масла и охлаждающей воды; от превышения допустимой температуры газа и подшипников; от осевого сдвига ротора при выработке упорного подшипника. Предусмотрена специальная система автоматического пуска, и остановки машины с продувкой проточной части азотом. Все автоматические системы смонтированы на пульте управления.

Компрессор оснащен электрической системой автоматического регулирования производительности при постоянном давлении, работающей от электронных регуляторов, и является полностью автоматизированным агрегатом.

В кислородных компрессорах особую опасность представляет недостаточная виброустойчивость ротора, так как при большом прогибе вала может произойти загорание машины вследствие разогрева соприкасающихся деталей. Виброустойчивость ротора компрессора КТК-7 обеспечивается радиальными подшипниками с упруго-демпферными опорами простой и надежной конструкции.

В центробежном компрессоре 43ЦКК-250/15 производительностью 4,1 м³/с кислород сжимается до 1,5 МПа. Каждый корпус компрессора (четырехступенчатый, двухсекционный) выполнен в соответствии с нормализованным рядом. Концевые уплотнения вала на выходе из корпусов - лабиринтного типа, в виде прямых гребней из ленты, зачеканенной в пазы ротора. Затворным агентом служит воздух.

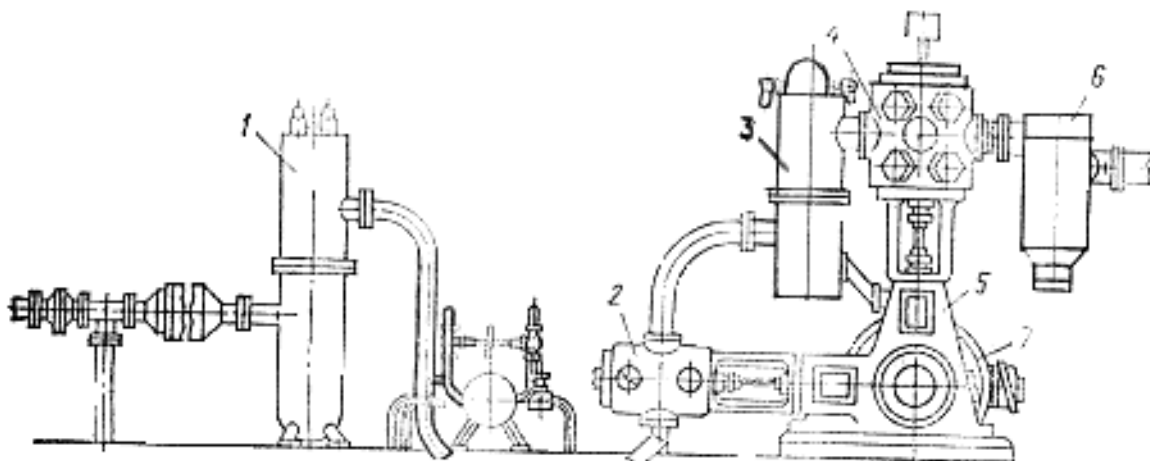
Компрессор ЦКК-100/3,6, сжимающий кислород до 0,35 МПа, - однокорпусный, четырехступенчатый, двухсекционный, с внешним охлаждением, изготовлен на базе нормализованного ряда центробежных компрессорных машин с горизонтальным разъемом.

Принцип действия поршневых кислородных компрессоров тот же, что и аналогичных машин для сжатия других газов, однако химические свойства кислорода и его ценность обусловили указанные ниже особенности конструкции компрессоров этого типа.

1. Окисление масла сжатым кислородом, особенно при высоких температурах, может привести к вспышке и загоранию его в машине. Поэтому для смазки цилиндров совершенно недопустимо применение масел; для этой цели применяют воду или специально приготовленную эмульсию. Воду, в отличие от масляной смазки, подают не в цилиндр, а во всасывающий патрубок; она проходит все ступени сжатия вместе с кислородом. В последнее время находят применение поршневые кольца из антифрикционных материалов, а также цилиндры с лабиринтным уплотнением, позволяющие вообще не смазывать цилиндры.

2. Процесс сжатия в кислородном компрессоре с водяной смазкой ближе к изотермическому, чем в других машинах вследствие испарения воды, предназначенной для смазки, а также ввиду развитой поверхности водяной охлаждающей рубашки. Это позволяет ограничить число ступеней сжатия в машинах высокого давления (15-16 МПа) тремя (вместо четырех, как в воздушных компрессорах). Температура кислорода в конце сжатия при этих условиях не превышает 125-130 °С.

3. При работе машины недопустимы утечки кислорода и попадание воздуха в цилиндр первой ступени при всасывании. Уплотнения поршней и сальники должны быть достаточно надежными в течение длительного времени. Давление во всасывающем трубопроводе поддерживается всегда несколько выше атмосферного чтобы избежать подсоса воздуха в трубопровод или цилиндр.



1, 8 - концевой и промежуточный холодильники; 2, 4 - цилиндры II и I ступеней; 5 - база компрессора; 6 - фильтр; 7 - электродвигатель

Рисунок 16 - Схема поршневого углового компрессора ЗГП-20/8

В поршневых компрессорах 2РК-1,5/220 на давление 21,6 МПа сжатие газа происходит последовательно в четырех ступенях простого действия. После сжатия в каждой ступени газ охлаждается в промежуточных и концевом холодильниках; после холодильника IV ступени установлен влагоотделитель для удаления влаги.

Более просты и удобны в работе компрессоры, в которых при рядном расположении цилиндров на каждом штоке установлено по одному поршню. Один из таких компрессоров - КЗР-10/30, предназначенный для сжатия кислорода от избыточного давления 0,001 МПа до 2,94 МПа. Сжатие газа в нем происходит последовательно в трех ступенях с охлаждением в холодильниках после каждой ступени. Влага удаляется во влагоотделителе после холодильника III ступени.

Компрессор ЗГП-12/35 предназначен для сжатия сухого и влажного кислорода, а также воздуха. Это угловая крейцкопфная машина трехступенчатого сжатия без смазки цилиндров и сальников, с водяным охлаждением и непосредственным приводом от электродвигателя.

Компрессор ЗГП-20/8 предназначен для сжатия кислорода, воздуха, а также нетоксичных и взрывоопасных газов до 0,8 МПа. Компрессор представляет собой двухступенчатую поршневую крейцкопфную машину двойного действия с угловым расположением цилиндров, охлаждаемых водой (рисунок 16). Цилиндр первой ступени расположен в вертикальном ряду, второй ступени - в горизонтальном. Компрессор монтируют на одном фундаменте с синхронным электродвигателем, ротор которого насажен на консольную часть коленчатого вала. Электродвигатель снабжен пускорегулирующей аппаратурой.

Сжимаемый воздух очищается в фильтре и после I и II ступеней охлаждается водой в промежуточном и концевом холодильниках. Компрессор снабжен регулятором давления для выпуска в атмосферу избыточного воздуха и

поддержания нормального давления. Смазка осуществляется от маслососа и лубрикатора разбрызгиванием масла в картере.

Картер является основной деталью, на которой монтируются все узлы компрессора. Он состоит из кривошипной камеры (где вращается коленчатый вал), а также из горизонтальной и вертикальной направляющих крейцкопфов. Нижняя часть служит резервуаром для масла.

Для доступа к механизму движения в картере предусмотрены пять люков, через которые монтируются шатуны и крейцкопфы. Для заливки масла имеется лючок с сетчатым фильтром, закрываемый крышкой. Уровень масла замеряют по маслоуказателю. Все отверстия и люки плотно закрываются крышками, что исключает возможность загрязнения масла извне.

В боковых стенках картера в специальных расточках установлены два радиальных сферических роликовых подшипника коленчатого вала. Вал стальной однокривошипный; на его щеках насажены противовесы для уравнивания усилий инерционных масс кривошипно-шатунного механизма.

В теле коленчатого вала предусмотрены сверления для подвода масла к шейке шатуна и к подшипникам. Для предотвращения вытекания масла по валу на нем со стороны электродвигателя имеется маслоотражательное кольцо. Спиральная шестерня, установленная на одном конце вала, передает вращение масляному насосу. На консольный конец вала насажен ротор электродвигателя. На том же конце четырьмя болтами привернут фланец с квадратным отверстием для проворачивания вала с помощью воротка. Для повышения поверхностной прочности шейки вала подвергаются закалке токами высокой частоты.

Крейцкопфы снабжены съемными башмаками, залитыми баббитом. Башмаки крепятся к крейцкопфу болтами. Крейцкопф соединен со штоком двумя закладными гайками, крепящимися стопорными винтами. Это позволяет регулировать зазор между торцами поршня и цилиндра в крайних верхнем и нижнем положениях. Палец крейцкопфа - стальной, полый, с коническими опорными концами, неподвижно закреплен в конических расточках корпуса крейцкопфа с помощью стяжного болта и двух шайб.

Цилиндры компрессора - литые, чугунные, с охлаждающими водяными рубашками, съемными крышками со стороны задней полости и сменными рабочими втулками из антикоррозионного чугуна. Крышки цилиндров - литые чугунные, имеют охлаждающую водяную полость, всасывающую и нагнетательную полости. Цилиндры крепятся к раме с помощью фонарей, отлитых заодно с передними крышками.

Поршни компрессора - дисковые, сварные, из нержавеющей стали, с графито-фторопластовыми кольцами, подпружиненными экспандерами. Поршень второй ступени дополнительно имеет несущий башмак из графитофторопласта.

Штоки выполнены из высоколегированной, нержавеющей стали; опорные бурты с целью уплотнения притираются к поверхности поршня. На штоке устанавливают маслоотражатель, препятствующий заносу масла в сальник и полость цилиндра. Предсальники (маслосниматели) препятствуют попаданию масла по штоку из станины в полости фонарей. В камере предсальника монтируют

маслосъемные уплотнительные кольца из фторопласта. Острая кромка колец должна быть направлена в сторону крейцкопфа. В кольцах выполнены прорезы для слива масла. В корпусе предсальника I ступени предусмотрены отверстия для слива масла из фонаря.

Сальники состоят из нескольких камер с самоуплотняющимися графито-фторопластовыми элементами. Торцы камер притерты; камеры стягиваются шпильками. В каждой камере установлены два кольца, охватываемые браслетными пружинами, Первое по ходу газа кольцо (замыкающее), разрезанное на три части, служит для перекрытия зазоров в стыках второго (уплотняющего) кольца, разрезанного на шесть частей. Взаимное расположение колец фиксируется штифтом. Перед сальником расположена дроссельная втулка, предназначенная для снижения давления газа и сглаживания пульсаций его в сальнике. В сальнике имеется камера для отвода утечек газа и продувки.

Рабочие клапаны - самодействующие, дисковые, с точечными пружинами, и направляющими фторопластовыми втулками. Предохранительные клапаны - пружинные, полноподъемные, закрытого типа, имеют фланец для подсоединения отводящей трубы и обычно устанавливаются на баке продувок. Конструкция колпака и рычага принудительного открытия клапана обеспечивает полную его герметичность. В корпусе клапана расположены запорные органы - седло и золотник, притертые друг к другу. В закрытом положении золотник удерживается пружиной, степень сжатия которой регулируется винтом.

Компрессор ЗГП-20/8 работает без смазки цилиндров и сальников. Смазка механизма движения (коренных, шатунных и крейцкопфных подшипников, направляющих) обеспечивается шестеренным масляным насосом. Система автоматики компрессора обеспечивает дистанционный пуск и остановку электродвигателя с местного щита управления; защитные блокировки; контроль температуры и давления газа, воды, масла; контроль температуры элементов конструкции.

2.2 Производство полиэтилена

Полиэтилен получают из газообразного этилена полимеризацией при высоком давлении (до 150 МПа) и температура 180-200 °С, среднем давлении (3-7 МПа) и температуре 110-140 °С и низким давлением (0,2-0,6 МПа) и температуре 60-70 °С.

Смешанный с кислородом этилен поступает в компрессор, сжимается там до высокого давления и, пройдя через маслоотделитель, поступает в реактор, где нагревается и полимеризуется. Непрореагировавший этилен очищают, промывают и вновь возвращают в цикл

В последние годы быстро расширяется производство полиэтилена, получаемого полимеризацией при сверхвысоких давлениях.

В производстве полиэтилена под давлением 250 МПа и выше этилен сжимают в компрессорах, конструктивно выполняемых в двух каскадах. Компрессоры первого каскада сжимают свежий этилен, поступающий из газоразделительной установки, и газ из бустерного компрессора, возвращающего в

систему утечки этилена из компрессоров первого и второго каскадов вместе с технологическим возвратным этиленом низкого давления. Начальное давление в компрессорах первого каскада 0,7-2,1 МПа (в зависимости от схемы производства), конечное 25-28 МПа.

Компрессоры второго каскада являются по существу циркуляционными. Они принимают возвратный этилен из реактора при давлении 25-28 МПа, составляющий 82-85 % от количества, поступающего в реактор (степень конверсии 15-18%). К возвратному этилену добавляется свежий газ из компрессора первого каскада.

В технологической линии производства полиэтилена высокого давления применяют и небольшие компрессоры - такие, как двухрядный горизонтальный оппозитный трехступенчатый (2М10-31,5/1,2-20) и четырехрядный (4М10-63/1.2-20).

Для сжатия этилена до 25-28 МПа разработаны компрессоры на двухрядной (2М10-60/6-250, 2М16-6/17-280) и четырехрядной (4М16-12,5/17-281) оппозитных базах, предназначенные для производства полиэтилена низкой плотности мощностью 25 и 50 тыс. т в год. Компрессор 2М16-6/17-280 рассчитан на производительность 2 кг/с при условиях всасывания, отличающихся от номинальных, давлении 1,67-1,87 МПа и температуре 20-40 °С. Постоянная производительность 2 кг/с, достигается варьированием частоты вращения вала.

В этиленовых компрессорах на давление 250 МПа и выше температура нагнетаемого газа не должна превышать 90-100 °С во избежание полимеризации этилена в цилиндрах и трубопроводах. В связи с этим большинство изготовителей выполняют компрессоры второго каскада двухступенчатыми, со сравнительно низким отношением давлений, не превышающим 2,5 во второй ступени.

В технологической линии производства полиэтилена «Полимир-50» мощностью 50 тыс. т в год предусмотрено применение бустерного компрессора 4М10-63/1.2-20, сжимающего этилен до 2 МПа. Для сжатия смеси свежего этилена и возвратного этилена низкого давления используют компрессор первого каскада 4М16-12,5/17-281, подающий газ под давлением 27 МПа в смеситель перед компрессором второго каскада. Сжатие этилена до 250 МПа осуществляется компрессором второго каскада 4М40-1,12/250-2500.

2.3 Производство карбамида

Синтез карбамида из газообразного диоксида углерода и жидкого аммиака протекает под давлением 20 МПа при температуре около 200 °С. В производстве карбамида применяют компрессоры для сжатия экспанзерной газовой смеси и диоксида углерода от избыточного давления 0,001 до 20 МПа и подачи газа в колонну синтеза; компрессоры для сжатия паров аммиака до давления конденсации. Для сжатия диоксида углерода применяют как отечественные компрессоры 4М16-100/200, так и компрессоры зарубежных фирм.

Компрессор 4М16-100/200 устанавливают на отметке +4,8м, межступенчатую аппаратуру в подвальном помещении (рисунок 17). Сжатие газа

происходит последовательно в пяти ступенях компрессора с охлаждением в холодильниках после 1-4 ступеней. На линиях всасывания 1 ступени и нагнетание.

На всех ступенях установлены буферные емкости. Влагомаслоотделители 1-4 ступени служат буферными емкостями всасывания для последующих ступеней.

После буферной емкости нагнетания 5 ступени газ без охлаждения направляется в смеситель. Цилиндры 1-3 ступени - чугунные, двойного действия, снабжены чугунными втулками и приварными охлаждающими рубашками.

2.4 Производство серной и азотной кислоты

При получении разбавленной азотной кислоты под повышенным давлением компрессоры сжимают предварительно очищенный воздух до 0,7-1,0 МПа, подают его на смешение с аммиаком и далее в контактный аппарат, где аммиак окисляется до оксида азота. При комбинированном способе получение азотной кислоты окислением аммиака происходит под атмосферным давлением; турбокомпрессоры сжимают нитрозные газы до 0,35 МПа, подают их в окислитель и далее через охладитель - в абсорбционную колонну.

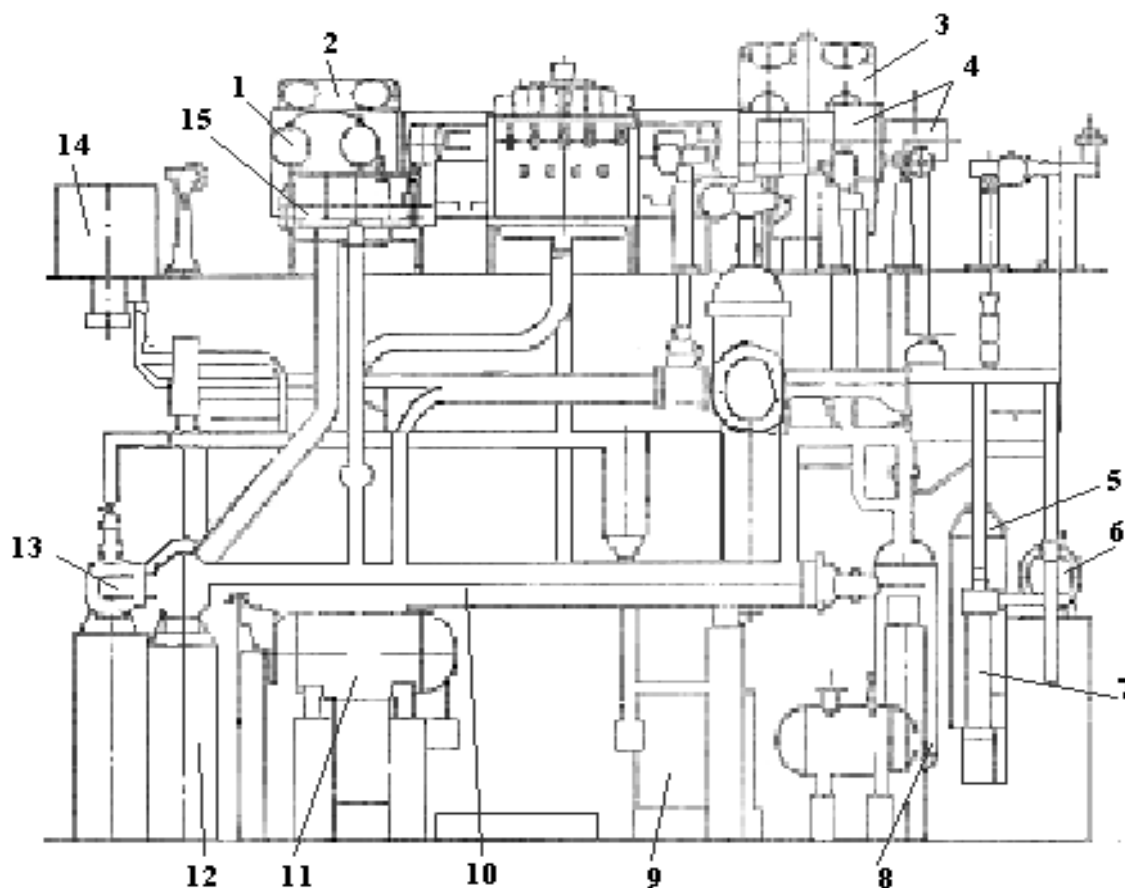


Рисунок 17 - Схема поршневого компрессора 4М16-100/200

Нагнетатель типа 540-41-1 предназначен для сжатия и подачи нитрозного газа в технологическую схему производства разбавленной азотной кислоты. Он

представляет собой агрегат, состоящий из собственного нагнетателя, встроенного в него турбодетандера, редуктора, электродвигателя, масляной системы, защитных устройств и КИП. Нагнетатель - одноцилиндровый, четырехступенчатый, база промежуточного охлаждения газа в процессе сжатия.

Температура газа на линии нагнетания около 280 °С. Детали нагнетателя (корпус, диафрагма с диффузорами, ротор) изготовленные из легированных сталей, обеспечивающих их коррозионную стойкость при воздействии нитрозного газа и длительную надежную работу.

Для уменьшения расхода электроэнергии на сжатие газа нагнетатель оборудован турбодетандером, использующим энергию хвостовых газов (отходов производства разбавленной азотной кислоты). Турбодетандер размещен в общем, цилиндре с нагнетателем и представляет собой двухступенчатую турбину активного типа. Мощность, возвращаемая турбодетандером в цикл сжатия, составляет около 40 % мощности, затрачиваемой на сжатие газа в нагнетателе. Рабочие колеса турбодетандеров, установленные на валу нагнетателя, и сопловые аппараты изготовляют из специальных легированных сталей.

Габаритные размеры корпуса, расстояние между фундаментными болтами и тип приводного электродвигателя нагнетателя 540-41-1 унифицированы с габаритно-присоединительными размерами компрессора для сжатия нитрозного газа типа К-480-42-1. Это позволяет проводить реконструкцию находящихся в эксплуатации компрессоров К-480-42-1 путем замены проточных частей, турбодетандера и редукторных пар и тем самым увеличить производительность на 12-15 % и повысить конечное давление до 0,42 МПа.

В крупнотоннажных производствах азотной кислоты в последнее время применяют газотурбинные установки типа ГТТ-3, предназначенные для воздухообеспечения с одновременной выработкой некоторого количества электроэнергии и использованием тепла уходящих из турбины газов для получения пара. По условиям производства давление воздуха должно составлять 0,73 МПа, поэтому в установке осуществлено двухступенчатое сжатие воздуха в осевом компрессоре и в дожимающем центробежном нагнетателе с промежуточным охлаждением.

В производстве серной кислоты очищенный обжиговой газ после сушильного отделения компримируется и затем подается в теплообменники и контактные аппараты. Общее гидравлическое сопротивление аппаратуры контактных заводов обычно не превышает 0,03 МПа. Прежде на сернокислотных заводах устанавливали поршневые и ротационные компрессоры, в последние годы их вытеснили более надежные и удобные турбокомпрессоры.

3 Теория поршневых компрессоров

3.1 Одноступенчатые поршневые компрессоры

Одноступенчатый компрессор простого действия является простейшим типом поршневого компрессора. В нем сжатие производится одной стороной поршня один раз за два (обратный и прямой) хода поршня. Производительность такого компрессора можно увеличить, установив вторую пару клапанов. Такой компрессор называется компрессором двойного действия, производительность которого увеличивается почти в два раза, так как сжатие происходит и при прямом, и при обратном ходах поршня. Увеличив число рабочих цилиндров компрессора можно также увеличить его производительность.

Значительный нагрев газа, при сжатии не позволяет осуществить его сжатие в одном цилиндре более чем до 6-7 кг/см².

Процессы, происходящие в цилиндре идеального поршневого компрессора, могут быть представлены графически в системе координат давление (P) - объем (V)

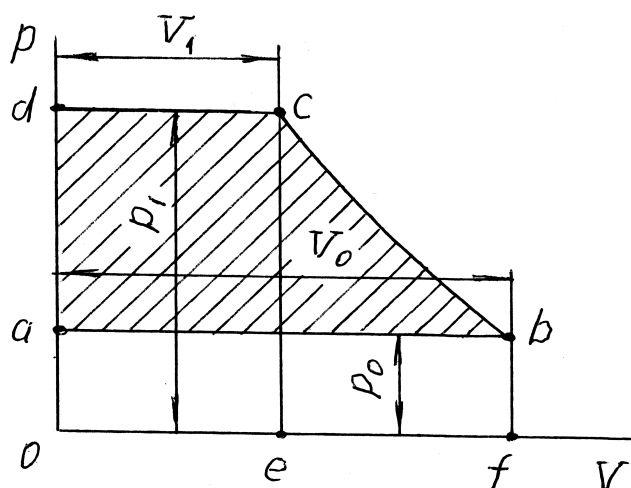


Рисунок 18 - Теоретический процесс поршневого компрессора

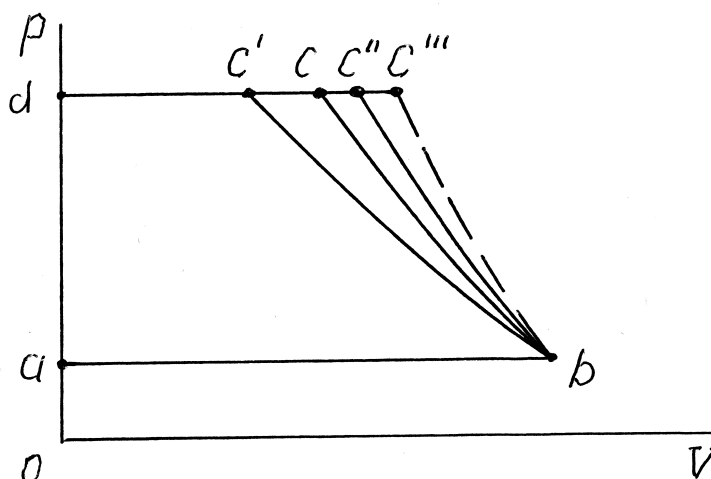


Рисунок 19 - Величина работы при разных процессах сжатия

Линия a-b соответствует процессу всасывания газа, при давлении P_0 , линия b-c процессу

сжатия газа в цилиндре до давления P_1 , линия c-d процессу нагнетания газа в сито при давлении P_1 .

В зависимости от характера протекания процесса сжатия полная работа, затрачиваемая в компрессоре при сжатии каждого кубического метра газа и эквивалентная площадь диаграммы, будут различны.

При изотермическом сжатии $p_1 V_1 = p_0 V_0$ и, следовательно:

$$L_{из} = P_0 \cdot \ln \frac{P_1}{P_0}, \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{м}^3. \quad (1)$$

При адиабатном процессе сжатия $p_1 V_1^k = p_0 V_0^k$. В этом случае:

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot P_0 \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{м}^3. \quad (2)$$

При политропном сжатии $p_1 V_1^n = p_0 V_0^n$, где n-показатель политропы.

Тогда

$$L_{пол} = \frac{n}{n-1} \cdot P_0 \cdot \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{м}^3. \quad (3)$$

Величина $\beta = \frac{P_1}{P_0}$ названа степенью повышения давления в отличие от широко распространенного термина «степень сжатия», являющегося неправильным, так как под степенью сжатия в термодинамике понимают отношение объемов, а не отношение давлений.

Сравнивая различные процессы сжатия, можно убедиться, что наивыгоднейшим процессом является изотермический процесс. Как видно на рисунке 19, полная работа, затрачиваемая в цилиндре идеального компрессора, характеризующаяся площадью диаграммы, оказывается в случае изотермического сжатия минимальной (линия b – c').

Значительно большая площадь диаграммы соответствует адиабатному процессу сжатия (линия b-c''), происходящему без подвода и отвода тепла.

На практике жидкость, охлаждающая цилиндр компрессора, не в состоянии отвести всего выделяющегося тепла. И следствие этого процесса сжатия идет по политропе (линия b-c), и площадь диаграммы, а следовательно, и затрачиваемая работа имеет среднее, промежуточное значение.

Исходя из производительности компрессора $Q[\text{м}^3/\text{ч}]$ и работы, затрачиваемой на каждый 1м^3 газа $L[\text{кг} \cdot \text{м}/\text{м}^3]$, можно найти теоретическую мощность, отнесенную к цилиндру:

$$N = \frac{LQ}{3600 \cdot 102}, \text{ кВт.} \quad (4)$$

Процессы сжатия, происходящие в цилиндре компрессора, наглядно можно изобразить в системе координат TS (рисунок 20).

Изотермический процесс сжатия газа от давления p_0 до давления p_1 , изображается линией $b-c'$. Тепловой эквивалент работы $A \cdot L_{\text{из}}$, затрачиваемой на каждый 1 кг газа, при изотермическом сжатии минимален и графически определяется площадью $abc'd$. Величина $A \cdot L_{\text{из}}$ может быть подсчитан из выражения:

$$A \cdot L_{\text{из}} = T_0 \cdot (S_a - S_d). \quad (5)$$

Адиабатный процесс сжатия в этих же условиях, изображаемой линией bc'' , дает значительно больший тепловой эквивалент работы, выражающийся площадью $abc''c'd$. Численная величина теплового эквивалента может быть определена из известной формулы:

$$A \cdot L_{\text{ад}} = [C_p]_m \cdot (T_1' - T_0), \quad (6)$$

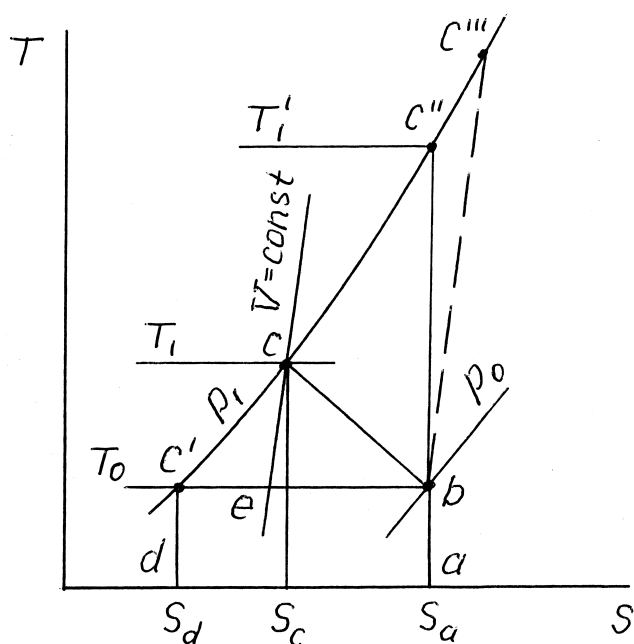


Рисунок 20 - Процессы сжатия в координатах TS

где $[C_p]_m$ - средняя теплоемкость газа, при постоянном давлении в интервале температур $T_1 - T_0$.

Политропный процесс сжатия с охлаждением цилиндра изображается линией bc и дает среднее значение теплового эквивалента работы $AL_{пол}$, отнесенного к 1 кг газа и выражающегося площадью $abcc'd$. В этом случае тепловой эквивалент работы находится по следующему выражению:

$$AL_{пол} = [C_p]_m \cdot (T_1 - T_0) + (S_a - S_c) \cdot \frac{T_1 + T_0}{2}. \quad (7)$$

Первый член $[C_p]_m \cdot (T_1 - T_0)$ представляет собой тепловой эквивалент работы, при адиабатном сжатии в пределах температур T_1 и T_0 .

Второй член $(S_a - S_c) \cdot \frac{T_1 + T_0}{2}$ - это количество тепла, отводимое охлаждающей жидкостью в процессе политропного сжатия газа.

Если цилиндр не охлаждается, работа внутреннего трения, превращаясь в тепло, увеличивает затраченную работу и делает ее больше работы, затрачиваемой при адиабатном процессе. Этот случай изображается линией $b-c''$ (рисунок 19 и 20).

При политропном сжатии с помощью энтропийной диаграммы (Т-S-диаграммы) легко определяется показатель политропы n . Для этого надо через точку c , соответствующую концу процесса сжатия, провести линию постоянного объема sc (рисунок 20) до пересечения ее с изотермой начальной температуры и взять отношение отрезков bc' и be .

$$n = \frac{bc'}{be}. \quad (8)$$

Конечная температура газа, при адиабатном сжатии может быть найдена из известного соотношения параметров адиабатного процесса:

$$T_1'' = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}, K. \quad (9)$$

При политропном сжатии температуру газа в конце процесса можно определить из аналогичного выражения:

$$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}, K, \quad (10)$$

где n -показатель политропы.

Пользуясь энтропийной диаграммой для воздуха, можно определить полную работу, затрачиваемую при сжатии любого другого газа. Для этого необходимо определить полную работу, при сжатии воздуха в заданных условиях, после чего найти полную работу, при сжатии данного газа из соотношения:

$$L_{\text{газа}} = L_{\text{возд}} \cdot \frac{R_{\text{газа}}}{R_{\text{возд}}}, \quad (11)$$

где R -газовые постоянные воздуха и газа.

Как известно из курса термодинамики, газовая постоянная любого газа представляет собой работу расширения 1 кг газа, при нагревании его на один градус и может быть определена по формуле:

$$R = \frac{848.5}{\mu}, \text{ кг м/кг К}, \quad (12)$$

где μ - молекулярный вес газа.

Теоретическая производительность Q_t поршневого компрессора зависит от площади поршня F , хода поршня S и числа рабочих прямых ходов n .

$$Q_t = F \cdot S \cdot n \quad (13)$$

В действительности во вредном производстве цилиндра по окончании процесса выталкивания часть сжатого воздуха остается. Новая порция воздуха начнет поступать в цилиндр только тогда, когда давление воздуха, оставшегося в цилиндре, понизится вследствие расширения, при обратном ходе поршня, до давления всасывания (рисунок 21).

Благодаря этому действительная производительность компрессора всегда меньше теоретической. Отношение полезной части хода всасывания S , по всему ходу S_0 поршня получило название - объемного коэффициента полезного действия:

$$\lambda_0 = \frac{S_1}{S_0}. \quad (14)$$

Величина λ_0 зависит не только от величины вредного производства, но и от отношения конечного и начального давлений $\frac{p_1}{p_0}$ (степени повышения давления).

Действительный процесс сжатия воздуха в цилиндре компрессора отличается от теоретического также тем, что клапаны и трубопроводы компрессора создают сопротивление движению воздуха, а значит в период всасывания давление в

цилиндре всегда меньше атмосферного, а в период нагнетания больше давления в сети.

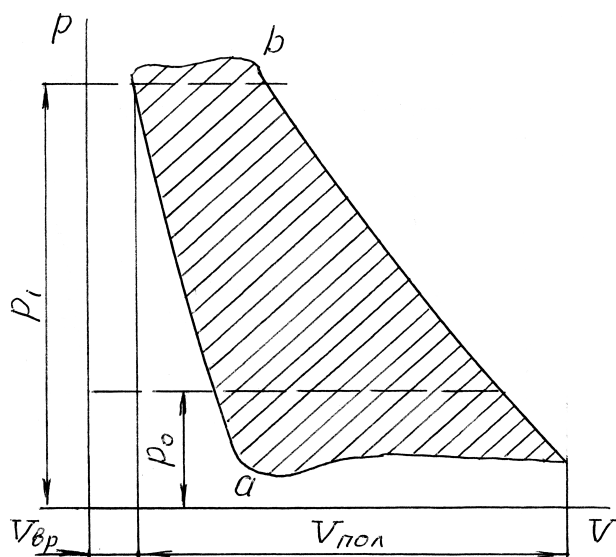


Рисунок 21 - Диаграмма рабочего процесса одноступенчатого поршневого компрессора

Изображение действительного процесса компрессора, получаемое при помощи индикатора, получило название индикаторной диаграммы (рисунок 22).

Объемный коэффициент полезного действия компрессора λ_0 может быть определен непосредственно из индикаторной диаграммы, как отношение отрезка l , соответствующего длине, на которой происходит всасывания воздуха в цилиндр, к отрезку l_i - соответствующего полному ходу поршня:

$$\lambda_0 = \frac{l}{l_i}. \quad (15)$$

В случае отсутствия индикаторной диаграммы, численное значение λ_0 может быть подсчитано по теоретической формуле следующего вида:

$$\lambda_0 = 1 - V_{\text{вп}} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (16)$$

где $V_{\text{вп}} = \frac{V_{\text{вп}}}{V}$ - относительный объем вредного производства;

n - показатель кривой расширения воздуха во вредном пространстве.

В зависимости от характера расширения численное значение n должно приниматься равным:

-при изотермическом расширении $n=1$;

- при адиабатном расширении $n=k=1.4$;
- при политропном расширении $n=1.20 \div 1.35$.

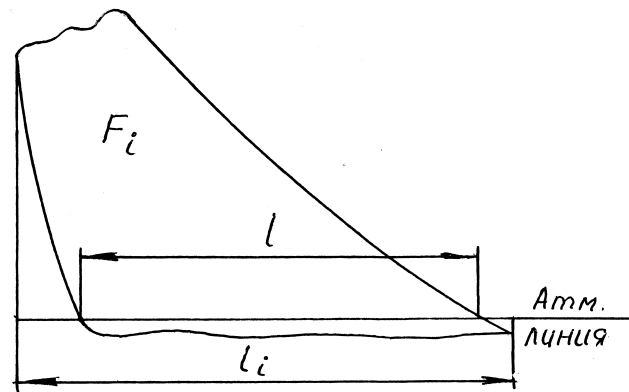


Рисунок 22 - Индикаторная диаграмма одноступенчатого поршневого компрессора

При сжатии воздуха в цилиндре всегда имеют место утечки через неплотности в поршневых кольцах и клапанах, не учитываемые объемным коэффициентом полезного действия.

При входе в цилиндр воздух нагревается, как за счет соприкосновения с горячими стенками, так и за счет смещения с нагретым воздухом, оставшимся во вредном пространстве. Это обстоятельство, уменьшающее действительную производительность компрессора, также не учитывается объемным коэффициентом полезного действия.

Отношение фактической подачи компрессора к теоретической получило название коэффициента подачи:

$$\lambda = \frac{Q}{Q_T}. \quad (17)$$

Коэффициент подачи λ всегда меньше объемного коэффициента полезного действия и равен произведению последнего на так называемый коэффициент эффективности всасывания:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \varphi_{\text{в}}. \quad (18)$$

Численная величина $\varphi_{\text{в}}$, обусловленная утечкой и нагревом воздуха при входе в цилиндр, может быть определена по следующей эмпирической формуле:

$$\varphi_{\text{в}} = 1,01 - 0,022 \frac{p_1}{p_0}. \quad (19)$$

Тогда действительная производительность может быть определена по формуле:

$$Q = \lambda \cdot Q_T = \lambda \cdot F \cdot S \cdot n, \text{ м}^3 / \text{мин}. \quad (20)$$

Производительность компрессора двойного действия:

$$Q = \lambda \cdot (2 \cdot F - f) \cdot S \cdot n, \text{ м}^3 / \text{мин}, \quad (21)$$

где f -площадь поршневого штока.

Производительность компрессора может быть приведена к любым условиям(p и t) путем пересчета по удельному весу воздуха. Например, производительность компрессора, приведенная к стандартным условиям $p=760$ мм рт. ст., $t = 20^\circ \text{C}$, будет равна:

$$Q_n = Q \cdot \frac{\gamma}{\gamma_c}, \quad (22)$$

где Q -производительность, отнесенная к условиям всасывания;

γ -удельный вес воздуха при условиях всасывания;

γ_c -удельный вес воздуха при стандартных условиях ($1,2 \text{ кг/м}^3$).

Мощность, фактически потребляемую в цилиндре компрессора, можно определить исходя из среднего давления на поршень, за время одного рабочего хода.

Для этого определяется площадь индикаторной диаграммы F_i (рисунок 22).

Делением полученной площади на длину диаграммы L_i можно получить среднюю высоту диаграммы h_i , отвечающую среднему давлению в цилиндре за время одного рабочего хода.

Численную величину этого давления, называемого средним индикаторным давлением, находят делением высоты h_i на масштаб пружины M (масштаб давлений), применявшейся при снятии индикаторной диаграммы:

$$P_i = \frac{h_i}{M} = \frac{F_i}{L_i \cdot M}. \quad (23)$$

Зная P_i , размеры цилиндра компрессора D и S , число рабочих ходов в минуту n , нетрудно определить индикаторную мощность N_i (т.е. мощность, отнесенную к цилиндру).

Для компрессора простого действия:

$$N_i = P_i \cdot F \cdot \frac{S \cdot n}{60 \cdot 102}, \text{ кВт}. \quad (24)$$

Для компрессора двойного действия:

$$N_i = P_i \cdot (2 \cdot F - f) \cdot \frac{S \cdot n}{60 \cdot 102}, \text{ кВт.} \quad (25)$$

Мощность, затрачиваемая на валу компрессора N_B , всегда больше индикаторной мощности N_i на величину механических потерь в подшипниках и приводном механизме:

$$N_B = N_i + \Delta N_{\text{тр}}. \quad (26)$$

Степень совершенства работы компрессора с охлаждением оценивают, сравнивая мощность идеального изотермического процесса с фактически потребляемой индикаторной мощностью:

$$\eta_{\text{из}}^i = \frac{N_{\text{из}}}{N_i}. \quad (27)$$

Эта величина получила название индикаторного изотермического коэффициента полезного действия.

Для машин, работающих без охлаждения, наивыгоднейшим процессом является адиабатный. Поэтому в этом случае фактически потребляемая в цилиндре мощность сравнивается с мощностью идеального адиабатного процесса сжатия:

$$\eta_{\text{ад}}^i = \frac{N_{\text{ад}}}{N_i}. \quad (28)$$

Эта величина получила название индикаторного адиабатного коэффициента полезного действия.

Изотермический и адиабатный КПД характеризуют тепловое совершенство машины, и не учитывает потерь в механизмах, передающих движение. Эти потери учитываются механическим КПД, представляющим собой отношение индикаторной мощности N_i к мощности на валу компрессора N_B , т.е.:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_i}{N_B}. \quad (29)$$

Отношение соответствующей теоретической мощности и мощности на валу называется полным КПД, так как при этом наряду с тепловым совершенством машины, учитывается и потери на трение в механизмах, передающих движение.

Таким образом, полный изотермический КПД:

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_B}. \quad (30)$$

Полный адиабатный КПД:

$$\eta_{ад} = \frac{N_{ад}}{N_B}. \quad (31)$$

Изотермический и адиабатный КПД уменьшаются с увеличением степени повышения давления и ростом сопротивлений в клапанах, фильтрах и трубопроводах.

Изотермический КПД зависит также от интенсивности охлаждения цилиндра. Средние значения КПД поршневых компрессоров и воздуходувов средней мощности колеблются в следующих пределах:

-индикаторный изотермический КПД:

$$\eta_{из}^i = 0.75 \div 0.85;$$

-индикаторный адиабатный КПД:

$$\eta_{ад}^i = 0.85 \div 0.95;$$

-механический КПД:

$$\eta_M = 0.85 \div 0.90;$$

-полный изотермический КПД:

$$\eta_{из} = 0.65 \div 0.75;$$

-полный адиабатный КПД:

$$\eta_{ад} = 0.75 \div 0.85.$$

При определении КПД всей компрессорной установки необходимо учитывать КПД двигателя $\eta_{дв}$ и КПД передачи $\eta_{пер}$:

$$\begin{aligned} \eta_{из}^0 &= \eta_{из}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{пер}; \\ \eta_{ад}^0 &= \eta_{ад}^i \cdot \eta_M \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{пер}. \end{aligned} \quad (32)$$

3.2 Решение задач на тему «Одноступенчатые поршневые компрессоры»

Задача 1 Определить мощность, требуемую идеальным компрессором, производительностью $Q=5$ м³/мин, при изотермическом, адиабатном и политропном ($n=1,2$) сжатии воздуха. Сжатие производится от начального состояния, т. е. при входе в цилиндр, $p_0=1$ кг/см², $t_0=17^\circ\text{C}$, до конечного давления $p_1=7$ кг/см².

Решение Полная работа при изотермическом сжатии 1 м³ воздуха от 1 до 7 кг/см²:

$$L_{из} = p_0 \ln \frac{p_1}{p_0} = 1 \cdot 10^5 \cdot \ln \frac{7}{1} = 194372,5 \frac{Дж}{м^3} = 194,4 \frac{кДж}{м^3}$$

Мощность, требуемая идеальным компрессором, сжимающим воздух изотермически:

$$N_{из} = \frac{L_{из} Q}{60} = \frac{194,4 \cdot 5}{60} = 16,19 кВт$$

Полная работа при адиабатическом сжатии 1 м³ воздуха от 1 до 7 кг/см²:

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot p_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 10^5 \left[\left(\frac{7}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 260256,7 \frac{Дж}{м^3} =$$

$$= 260,2 \frac{кДж}{м^3},$$

где k=1,4 - показатель адиабаты.

Мощность, требуемая идеальным компрессором, сжимающим воздух адиабатно:

$$N_{ад} = \frac{L_{ад} Q}{60} = \frac{260,2 \cdot 5}{60} = 21,7 кВт$$

Полная работа при политропном сжатии 1 м³ воздуха от 1 до 7 кг/см²:

$$L_{ад} = \frac{n}{n-1} \cdot p_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,2}{1,2-1} \cdot 10^5 \left[\left(\frac{7}{1} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} - 1 \right] = 229,9 \frac{кДж}{м^3},$$

где n=1,4 - показатель политропы.

Мощность, требуемая идеальным компрессором, сжимающим воздух политропно:

$$N_{пол} = \frac{L_{пол} Q}{60} = \frac{229,9 \cdot 5}{60} = 19,2 кВт$$

Задача 2 Компрессор сжимает атмосферный воздух с начальными параметрами $p_0=1$ кг/см², $t_0=20^\circ\text{C}$ в количестве 150 м³/ч до конечного давления $p_1=8$ кг/см² (см. рисунок 6)

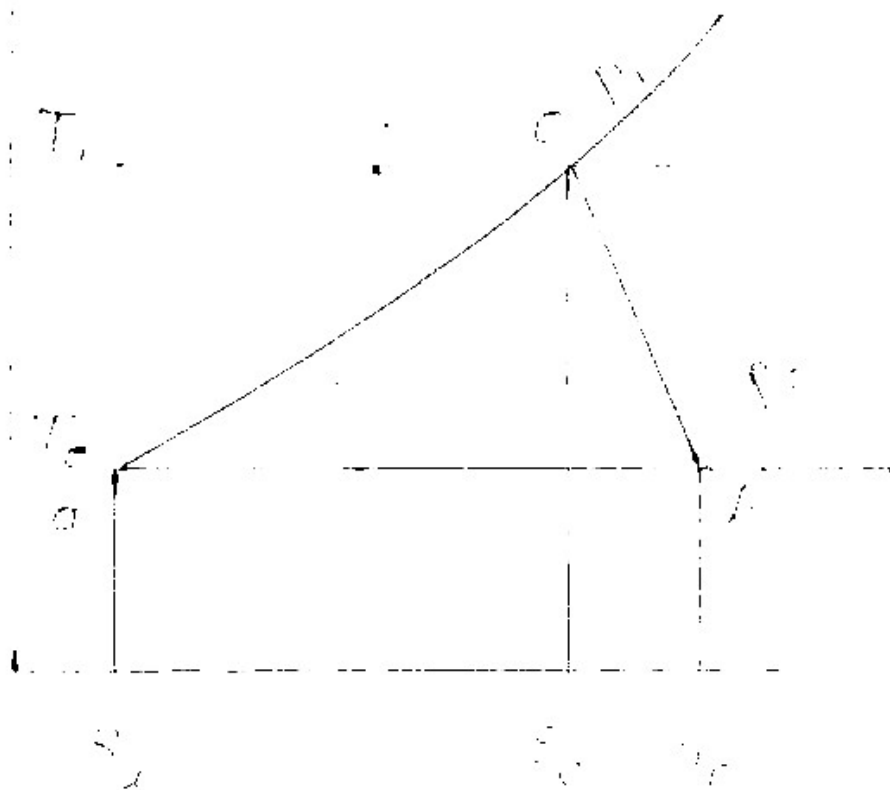


Рисунок 23 - Характеристика компрессора

Определить необходимый расход охлаждающей воды при условии изобарическом и политропном ($n=1,3$) сжатии, если вода нагревается в рубашке компрессора на 30° .

Решение Работа при изотермическом сжатии 1 м^3 воздуха от 1 до 8 кг/см^2 :

$$L_{из} = p_0 \ln \frac{p_1}{p_0} = 1 \cdot 10^5 \cdot \ln \frac{8}{1} = 207944 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = 207,9 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Тепло, отдаваемое охлаждающей воде:

$$\Theta_{из} = A L_{из} \Theta = \frac{1}{427} \cdot \frac{207944}{9,81} \cdot 150 = 7446 \frac{\text{ккал}}{\text{ч}}$$

Весовой расход охлаждающей воды при изотермическом сжатии воздуха:

$$G_{из} = \frac{Q_{из}}{c \Delta t} = \frac{7446 \cdot 9,81}{1 \cdot 30} = 2434,9 \frac{\text{Н}}{\text{ч}}$$

Конечная температура воздуха при политропном сжатии:

$$T_1 = T_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} = (273 + 20) \left(\frac{8}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 293 \cdot 1,62 = 474K$$

Тепло, отдаваемое 1 кг воздуха охлаждающей воде при политропном сжатии:

$$q = (S_b - S_c) \frac{T_0 - T_1}{2} = 0,027 \frac{293 + 474}{2 \cdot 9,81} = 1,056 \frac{ккал}{H}$$

Полное количество тепла, отдаваемое охлаждающей воде при политропном сжатии:

$$Q_{пол} = q \gamma V = 1,056 \cdot 1,16 \cdot 9,81 \cdot 150 = 1802,5 \frac{ккал}{ч},$$

где $\gamma = 1,16 \cdot 9,81 H / м^3$ - удельный вес воздуха при $p_0=1$ кг/см² и $t_0=20^{\circ}C$.

Расход охлаждающей воды при политропном сжатии воздуха:

$$G_{пол} = \frac{Q_{пол}}{c \Delta t} = \frac{1802,5 \cdot 9,81}{1 \cdot 30} = 589,4 \frac{H}{ч}$$

Задача 3 До какой температуры нагреется воздух при адиабатном сжатии от начальных условий $p_0=760$ мм рт. ст. и $t_0=20^{\circ}C$ до конечного давления $p_1=7$ кг/см². Как измениться эта температура при условии проведения сжатия политропно с коэффициентом политропии $n=1,3$?

Решение Начальное давление воздуха

$$p_0 = \gamma h = 13,33 \cdot 0,76 = 10,13 H / см^2 = 10,13 H / м^2$$

Конечная температура воздуха при адиабатном сжатии:

$$T_1' = T_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (273 + 20) \left(\frac{7}{1,013} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 509K$$

Конечная температура воздуха при политропном сжатии:

$$T_1 = T_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} = (273 + 20) \left(\frac{7}{1,013} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 458K$$

Задача 4 Компрессор, имеющий вредное пространство $V_{вр}=4\%$, сжимает воздух от $p_0=1$ кг/см² до $p_1=6$ кг/см².

Определить объемный коэффициент полезного действия компрессора при изотермическом, адиабатном и политропном ($n=1,2$) расширении воздуха, остающегося во вредном пространстве.

Решение В случае изотермического расширения:

$$\lambda_0 = 1 - V_{вр} \left(\frac{p_1}{p_0} - 1 \right) = 1 - 0,04 \left[\left(\frac{6}{1} \right) - 1 \right] = 0,8$$

В случае адиабатного расширения:

$$\lambda_0 = 1 - V_{вр} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] = 1 - 0,04 \left[\left(\frac{6}{1} \right)^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right] = 0,896$$

В случае политропного расширения:

$$\lambda_0 = 1 - V_{вр} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] = 1 - 0,04 \left[\left(\frac{6}{1} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] = 0,887$$

Задача 5 Воздух с начальным давлением $p_0=1$ кг/см² и начальной температурой $t_0=20^\circ\text{C}$ снижается адиабатно до давления $p_1=3,5$ кг/см².

Определить конечную температуру воздуха и работу, затрачиваемую в идеальном компрессоре.

Ответ: $t_1=146^\circ\text{C}$; $L_{ад} = 147,6 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$

Задача 6 Воздух с начальным давлением $p_0=760$ мм рт. ст. и начальной температурой $t_0=15^\circ\text{C}$ сжимается политропно при $n=1,2$ до давления $p_1=5$ кг/см².

Определить работу, затраченную на 1 м³ воздуха и найти его конечную температуру.

Ответ: $L_{пол} = 182,5 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$; $t_1=102^\circ\text{C}$

Задача 7 Компрессор сжимает воздух от начальных параметров $p_0=1$ кг/см²; $t_0=20^\circ\text{C}$ до конечного состояния $p_1=5$ кг/см²; $t_1=120^\circ\text{C}$.

Найти при помощи T-S диаграммы тепловой эквивалент затрачиваемой работы. Проверить найденную из диаграммы величину по теоретической формуле.

Ответ: $AL_{пол} = 37,5 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$

Задача 8 Для сжатия кислорода в количестве $Q=200 \text{ м}^3/\text{ч}$ от начального давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t_0=20^\circ\text{C}$ до конечного давления $p_1=3 \text{ кг/см}^2$ используется поршневая воздуходувка.

Определить требуемую воздуходувкой теоретическую мощность, считая, что сжатие происходит адиабатно.

Ответ: $N_{ад} = 7,07 \text{ кВт}$

Задача 9 Определить производительность двухцилиндрового одноступенчатого компрессора простого действия, диаметр цилиндра которого $D=250 \text{ мм}$, ход поршня $S=250 \text{ мм}$, скорость вращения вала $n=400 \text{ об/мин}$.

Начальное давление и температура воздуха $p_0=750 \text{ мм рт. ст.}$ и $t_0=15^\circ\text{C}$, конечное давление $p_1=6 \text{ кг/см}^2$.

Расширение воздуха во вредном пространстве $V_{вр}=6\%$ считать политропным, с показателем политропы $n=1,2$.

Ответ: $Q=0,115 \text{ м}^3/\text{с}$

3.3 Многоступенчатые поршневые компрессоры

Если необходимо получить давление выше $6-7 \text{ кг/см}^2$ (при начальном давлении $P=1 \text{ кг/см}^2$), сжатии осуществляется последовательно в двух, трех и более ступенях. При переходе из одной ступени в другую, воздух охлаждается в промежуточных холодильниках. При таком способе сжатия, даже при высоких конечных давлениях, температура сжатого воздуха не выходит из допустимых пределов.

На практике часто применяют компрессоры двухступенчатые компрессоры, которые состоят из цилиндра низкого давления и цилиндра высокого давления. Рабочие объемы этих цилиндров относятся друг к другу, как удельные объемы поступающего в них воздуха:

$$\frac{V_H}{V_B} = \frac{V_0}{V_1} \quad (33)$$

При помощи уравнения состояния $PV=RT$ нетрудно получить:

$$\frac{V_H}{V_B} = \frac{P_1 \cdot T_0}{P_0 \cdot T_1} \quad (34)$$

При одинаковом ходе поршня в обоих цилиндрах и полном промежуточном охлаждении воздуха ($T_0 = T_1$) отношение диаметров цилиндров может быть определено из выражения:

увеличение её стоимости при увеличении числа ступеней заставляет стремиться свести число ступеней к необходимому минимуму.

Творческий процесс двухступенчатого компрессора в системе координат T-S изображён на рисунке 25.

Линия bc представляет собой адиабату сжатия в первом цилиндре, линия cd показывает охлаждение воздуха в промежуточном холодильнике до начальной температуры (изотерме bf).

Сжатие охлажденного и частично сжатого воздуха во второй ступени компрессора до конечного давления P_2 изображается адиабатой сжатия de.

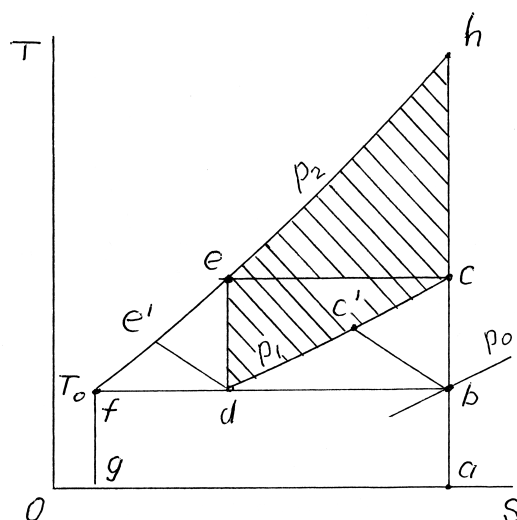


Рисунок 25 - Теоретический процесс двухступенчатого компрессора в координатах T-S

В случае, если сжатие происходит не по адиабате, а по политропе, линии сжатия bc' и de' получают соответствующий наклон.

Площадь abcdefga соответствует тепловому эквиваленту работы, затраченной на всасывание, сжатие и выталкивание 1 кг газа.

Рисунок 25 показывает также, что по сравнению с одноступенчатым сжатием до такого же давления P_2 , выражаемым линией bh, затрачивается меньше работы. Тепловой эквивалент сэкономленной работы определяется заштрихованной площадью.

Рисунок 25 показывает, что наименьшая площадь, а следовательно, и наименьший тепловой эквивалент работы получается при равенстве работ в отдельных ступенях, т.е. равенство конечных температур сжатия во всех ступенях компрессора.

При этом условии и степень повышения давления во всех ступенях компрессора оказывается одинаковой:

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} \quad (36)$$

Наивыгоднейшую степень повышения давления для любого числа ступеней можно определить по формуле:

$$\beta = \sqrt[z]{\frac{P_z}{P_0}}, \quad (37)$$

где P_z -конечное давление в z -й ступени;
 z -число ступеней.

При двухступенчатом сжатии наивыгоднейшее промежуточное давление может быть найдено из выражения:

$$P_1 = \sqrt{P_0 \cdot P_2}. \quad (38)$$

При наивыгоднейшей степени повышения давления β , одинаковой во всех ступенях, и полном промежуточном охлаждении работа во всех ступенях компрессора одинакова. Полная теоретическая работа, затрачиваемая на 1 м^3 .

Воздуха в многоступенчатом компрессоре может быть найдена из выражения:

$$L = z \frac{n}{n-1} P \left[\left(\frac{P_z}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} - 1 \right] = z \frac{n}{n-1} P \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ кг/м}^3. \quad (39)$$

Теоретическая температура в конце сжатия равна:

$$T_z = T_0 \left(\frac{P_z}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} = T_0 \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К}, \quad (40)$$

где P_1 - давление в холодильнике между первой и второй стенками; n - показатель политропы сжатия; T_0 - начальная температура воздуха.

В действительных условиях при переходе воздуха из ступени в ступень имеют место потери давления, связанные с трением и потерями в местных сопротивлениях. Поэтому действительная степень повышения давления всегда выше теоретической:

$$\beta = \psi \sqrt[z]{\frac{P_z}{P_0}}. \quad (41)$$

Коэффициент ψ , учитывающий потери давления между ступенями, обычно меняется в пределах: $\psi = 1,10 \div 1,15$.

Рисунок 25 показывает, что при наивыгоднейшей степени сжатия тепловые эквиваленты работы во всех ступенях одинаковы, и, следовательно, полный тепловой эквивалент работы:

$$A \cdot L_0 = z \cdot A \cdot L_c, \quad (42)$$

где $A \cdot L_c$ - тепловой эквивалент работы в каждой степени.

Практически, в действительных условиях, допустимая величина степени повышения давления при многоступенчатом сжатии принимается в пределах:

$$\beta = 2,5 \div 3,5.$$

Необходимое число ступеней сжатия можно определить, исходя из формулы:

$$z = \frac{\lg p_z - \lg p_0}{\lg \beta - \lg \psi}. \quad (43)$$

Достаточно полное представление о рабочем процессе многоступенчатого компрессора дает индикаторные диаграммы, снятые для каждой ступени машины.

Схематизированная индикаторная диаграмма двухцилиндрового компрессора, представлена на рисунке 26. Вследствие того, что выталкивание из цилиндра низкого давления происходит в холодильник, давление по линии cd растет.

Наоборот, при всасывании воздуха из холодильника в цилиндр высокого давления, давление по линии ef вследствие увеличения объема падает.

Производительность многоступенчатого компрессора определяется по количеству воздуха, засасываемого в цилиндр первой ступени, в соответствии с формулами (20) и (21). Вследствие меньшей степени повышения степени давления в первой ступени, как показывает рисунок 27, объемный коэффициент полезного действия многоцилиндрового компрессора $\lambda''_0 = \frac{S''}{S_0}$ всегда больше объемного

КПД одноступенчатой машины $\lambda'_0 = \frac{S'}{S_0}$ (S_0 - полный ход поршня; S' и S'' - полезные части хода всасывания).

Численное значение объемного КПД в правильно спроектированной машине может быть определена по выражению:

$$\lambda_0 = 1 - V_{\text{вр}} \left(\frac{P_z}{P_0} \right)^{\frac{1}{n \cdot z}} = 1 - V_{\text{вр}} \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (44)$$

где $V_{\text{вр}}$ - относительный объем вредного пространства в долях от полезного цилиндра;

P_z -конечное давление сжатия;

P_1 -давление в холодильнике между первой и второй ступенями;

P_0 -начальное давление воздуха;

n - показатель политропы расширения воздуха во вредном пространстве;

z - число ступеней.

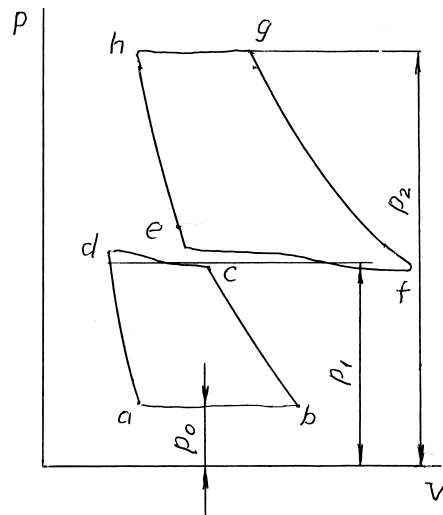


Рисунок 26 - Схематизированная индикаторная диаграмма двухцилиндрового двухступенчатого компрессора

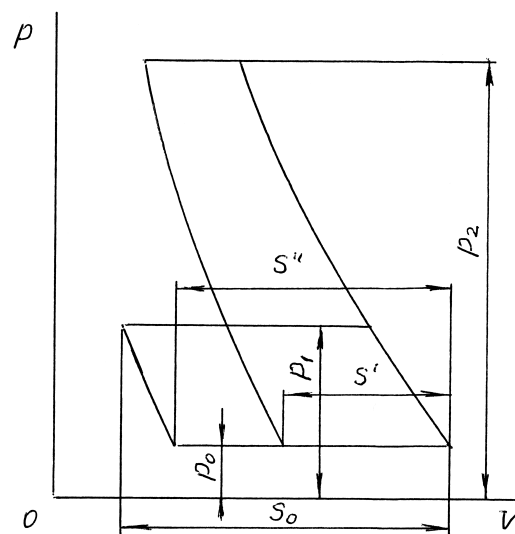


Рисунок 27 - Сравнение объемного КПД одноступенчатого и двухступенчатого поршневого компрессора

Коэффициент подачи λ , как и ранее, может быть определен из выражения:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \varphi_0, \quad (45)$$

где φ_0 -коэффициент эффективности всасывания первой ступени компрессора:

$$\phi_{\circ} = 1,01 - 0,022 \cdot \frac{P_1'}{P_0}, \quad (46)$$

где P_1' -давление нагнетания в первой ступени.

Полная индикаторная мощность компрессора равна сумме индикаторных мощностей отдельных ступеней, подсчёт которых при наличии индикаторных диаграмм затруднений не представляет:

$$N_{i \cdot 0} = N_i' + N_i'' + N_i''' + \dots \quad (47)$$

Изотермическая работа в многоступенчатом компрессоре зависит от температуры охлаждающей воды $T_{\circ}$ и начальной температуры воздуха T_0 и может быть подсчитана по следующей формуле:

$$L_{из} = P_0 \cdot \left(1 + \frac{T_{\circ} - T_0}{T_0} \cdot \frac{\lg \frac{P_z}{P_1}}{\lg \frac{P_z}{P_0}} \right) \cdot 2,3 \cdot \lg \frac{P_z}{P_0}, \text{ кг м/м}^3, \quad (48)$$

где P_0 -начальное давление;

P_1 -давление в холодильнике между первой и второй ступенями;

P_z -конечное давление.

Мощность, требуемая при изотермическом сжатии, определяется, как обычно:

$$N_{из} = \frac{L_{из} \cdot Q}{60 \cdot 102}, \text{ кВт}, \quad (49)$$

где Q -производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{мин}$.

Индикаторный изотермический КПД многоступенчатого компрессора равен отношению изотермической мощности к полной индикаторной мощности:

$$\eta_{из}^i = \frac{N_{из}}{N_{i0}} = \frac{N_{из}}{N_i' + N_i'' + N_i'''} \quad (50)$$

Полный изотермический КПД учитывает и механические потери и представляет собой отношение изотермической мощности на валу:

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_{B0}} = \frac{N_{из}}{N_{i0}} \cdot \frac{N_{i0}}{N_{B0}} = \eta_{из}^i \cdot \eta_M, \quad (51)$$

где η_M -механический КПД значение которого у многоступенчатых компрессоров принимается равным:

$$\eta_M = 0.80 \div 0.92.$$

Величина полного изотермического КПД обычно находится в пределах:

$$\eta_{из} = 0,68 \div 0,78.$$

В многоступенчатом компрессоре полное количество тепла q , отводимое в процессе политропного сжатия на 1 кг воздуха, складывается из тепла q_1^0 , отводимого от стенок цилиндров, и тепла q_2^0 , отводимого в промежуточных холодильниках:

$$q = q_1^0 + q_2^0. \quad (52)$$

Количество тепла q_1 , отводимое в первом цилиндре на 1 кг воздуха и выражаемое площадью трапеции $abcd$ (рисунок 28), может быть определено из отношения:

$$q_1 = (S_0 - S_1) \cdot \frac{T_1 + T_0}{2}, \text{ ккал/кг.} \quad (53)$$

Подобным же образом определяется количество тепла, отводимого от цилиндров других ступеней компрессора.

Количество тепла q_2 , отводимое в холодильнике между первой и второй ступенями на 1 кг воздуха, выражается площадью трапеции $cdef$ и может быть подсчитано по формуле:

$$q_2 = [C_p]_m \cdot (T - T_0), \text{ ккал/кг,} \quad (54)$$

где $[C_p]_m$ -теплоёмкость при постоянном давлении в холодильнике в интервале температур $T_1 - T_0$.

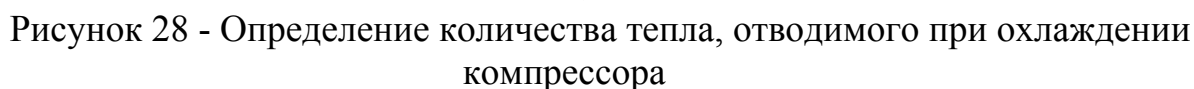
Аналогично подсчитывается количество тепла, отводимого в других промежуточных холодильниках.

Количество воды, требующееся для охлаждения 1 кг воздуха:

$$G_w = \frac{q_1^0 + q_2^0}{t_w'' - t_w'}, \quad (55)$$

где t_w' -температура входящей воды;

t_w'' -температура выходящей воды.


$$G'_{\omega} = \frac{\gamma_0 \cdot Q \cdot q_1}{t''_{\omega} - t'_{\omega}}, \quad (56)$$

Часовой расход охлаждающей воды на первый промежуточный холодильник:

$$G''_0 = \frac{\gamma_0 \cdot Q \cdot q_2}{t''_0 - t'_0}. \quad (57)$$

Необходимая поверхность холодильника определяется из уравнения баланса тепла:

$$\Omega = K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{ср}}, \text{ ккал/ч}, \quad (58)$$

Количество отводимого в холодильнике тепла при сухом воздухе определяется по формуле:

$$\Omega = G \cdot q_2 = G [C_p]_m \cdot (T_1 - T_0), \text{ккал/ч}, \quad (59)$$

где G -весовой расход охлаждаемого воздуха, кг/час.

Для влажного воздуха необходимо учитывать тепло, выделяющееся в процессе конденсации водяного пара, содержащегося в воздухе:

$$\Omega^3 = G [C_p]_m \cdot (T_1 - T_0) + G_{\text{вл}} \cdot (i_{\text{пара}} - i_{\text{конд}}), \text{ккал/ч}, \quad (60)$$

где $G_{\text{вл}}$ - количество влаги, содержащейся в воздухе;

$i_{\text{пара}}$ - энтальпия пара при давлении в холодильнике;

$i_{\text{конд}}$ - энтальпия конденсата при давлении в холодильнике.

При ориентированных подсчётах количество тепла, выделяющегося при конденсации, можно считать равным 10 ÷ 15%тепла, отводимого при охлаждении сухого воздуха в холодильнике.

Средняя логарифмическая разность температур воды и воздуха зависит от направления движения их:

- при нормальном токе:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(t' - t'_0) - (t'' - t''_0)}{2.3 \cdot \lg \frac{t' - t''_0}{t'' - t'_0}}, \quad (61)$$

- при противотоке:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(t' - t''_0) - (t'' - t'_0)}{2.3 \cdot \lg \frac{t' - t'_0}{t'' - t''_0}}, \quad (62)$$

где t' и t'' - температура входящего и выходящего воздуха;

t'_0 и t''_0 - температура входящей и выходящей воды.

Коэффициент теплоотдачи K можно точно определить, исходя из общих законов теплопередачи через стенку от воздуха и воды.

Численное значение коэффициента теплопередачи в трубчатых холодильниках обычной конструкции колеблется в пределах:

$$K = 30 \div 50 \text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{К}.$$

3.4 Решение задач на тему «Многоступенчатые поршневые компрессоры»

Задача 1 Определить теоретически наивыгоднейшие промежуточные давления p_1 и p_2 трехступенчатого поршневого компрессора, адиабатно сжимающего воздух от начального давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ до конечного давления $p_3=31 \text{ кг/см}^2$.

Решение При многоступенчатом сжатии работа получается минимальной, когда степень повышения давления β , т.е. отношения давлений, во всех ступенях одинаково:

$$\beta = \frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$$

Перемножая степени повышения давления во всех ступенях компрессора, получим:

$$\beta^3 = \frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_3}{p_0},$$

следовательно, наивыгоднейшая степень повышения давления, одинаковое для всех ступеней компрессора, равна:

$$\beta = \sqrt[3]{\frac{p_3}{p_0}} = \sqrt[3]{\frac{31}{1}} = 3,14$$

Первое наивыгоднейшее промежуточное давление:

$$p_1 = \beta p_0 = 3,14 \cdot 1 = 3,14 \text{ кг/см}^2 = 3,14 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Второе наивыгоднейшее промежуточное давление:

$$p_{21} = \beta p_1 = 3,14 \cdot 3,14 = 9,86 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Задача 2 Определить необходимое число ступеней и найти наивыгоднейшие промежуточные давления при сжатии воздуха от начального давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ до конечного давления $p=60 \text{ кг/см}^2$ при степени сжатия $\beta = 3$.

Коэффициент, учитывающий потерю давления между ступенями, принять равным $\phi = 1,1$.

Решение Необходимое число ступеней определяют, исходя из ориентировочно заданной степени повышения давления

$$\beta = \varphi \cdot \sqrt[z]{\frac{p_z}{p_0}}$$

Логарифмируя полученное выражение, будем иметь:

$$\lg \beta = \lg \varphi + \frac{1}{z}(\lg p_z - \lg p_0),$$

откуда

$$z = \frac{\lg p_z - \lg p_0}{\lg \beta - \lg \varphi}$$

Необходимое число ступеней в заданных условиях:

$$z = \frac{\lg 60 - \lg 1}{\lg 3 - \lg 1,1} = \frac{1,778}{0,4357} = 4$$

Действительная степень повышения давления:

$$\beta = \varphi \cdot \sqrt[z]{\frac{p_z}{p_0}} = 1,1 \cdot \sqrt[4]{\frac{60}{1}} = 3,06$$

Давление нагнетания в первом цилиндре:

$$p_1' = \beta \cdot p_0 = 3,06 \cdot 1 = 3,06 \text{ кгс/см}^2$$

Давление всасывания во втором цилиндре:

$$p_1'' = \frac{p_1'}{\varphi} = \frac{3,06}{1,1} = 2,78 \text{ кгс/см}^2$$

Давления нагнетания во втором цилиндре:

$$p_2' = \beta \cdot p_1'' = 3,06 \cdot 2,78 = 8,51 \text{ кгс/см}^2$$

Давление всасывания в третьем цилиндре:

$$p_2'' = \frac{p_2'}{\varphi} = \frac{8,51}{1,1} = 7,74 \text{ кгс/см}^2$$

Давления нагнетания в третьем цилиндре:

$$p_3' = \beta \cdot p_2'' = 3,06 \cdot 7,74 = 23,7 \text{ кг/см}^2$$

Давление всасывания в четвертом цилиндре:

$$p_3'' = \frac{p_3'}{\phi} = \frac{23,7}{1,1} = 21,54 \text{ кг/см}^2$$

Давления нагнетания в четвертом цилиндре:

$$p_4' = \beta \cdot p_3'' = 3,06 \cdot 21,54 = 65,9 \text{ кг/см}^2$$

Давление на выходе из установки:

$$p_4'' = \frac{p_4'}{\phi} = \frac{65,9}{1,1} = 59,91 \text{ кг/см}^2$$

Задача 3 Компрессор сжимает воздух от начальных условий $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ и $t=20^\circ\text{C}$ до конечного давления $p=12 \text{ кг/см}^2$.

Определить до какой температуры нагревается воздух при одноступенчатом, двухступенчатом и трехступенчатом сжатии с промежуточным охлаждением до начальной температуры, если показатель политропы сжатия $n=1,3$.

Решение Температура сжатого воздуха при одноступенчатом сжатии:

$$T_1 = T_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 293 \left(\frac{12}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 520 \text{ K} (247^\circ\text{C})$$

Температура сжатого воздуха при двухступенчатом сжатии:

$$T_2 = T_0 \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} = 293 \left(\frac{12}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3 \cdot 2}} = 390 \text{ K} (117^\circ\text{C})$$

Температура сжатого воздуха при трехступенчатом сжатии:

$$T_3 = T_0 \left(\frac{p_3}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} = 293 \left(\frac{12}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3 \cdot 3}} = 355 \text{ K} (82^\circ\text{C})$$

Задача 4 Двухцилиндровый двухступенчатый компрессор двойного действия со сквозным штоком, сжимающий воздух от начального давления $p_0=1 \text{ кг/см}^2$ до давления $p_2=13 \text{ кг/см}^2$ имеет цилиндр первой ступени диаметром $D=300 \text{ мм}$, ход поршня $S=350 \text{ мм}$, диаметр штока $d=30 \text{ мм}$ и относительный объем вредного пространства $V_{\text{вр}}=5\%$.

Определит производительность компрессора при $n=240$ об/мин наивыгоднейшем промежуточном давлении, считая расширения воздуха во вредном пространстве политропным с показателем политропы $n=1,25$.

Решение Объемный коэффициент полезного действия компрессора:

$$\lambda = 1 - V_{ep} \left[\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{1}{zn}} - 1 \right] = 1 - 0,05 \left[\left(\frac{13}{1} \right)^{\frac{1}{21,25}} - 1 \right] = 0,911$$

Наивыгоднейшее промежуточное давление между ступенями:

$$p_1 = \sqrt{p_0 p_2} = \sqrt{1 \cdot 13} = 3,6 \text{ кг/см}^2$$

Коэффициент эффективности всасывания:

$$\phi_{\text{в}} = 1,01 - 0,022 \cdot \frac{p_1}{p_0} = 1,01 - 0,022 \cdot \frac{3,6}{1} = 0,931$$

Коэффициент подачи:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \phi_{\text{в}} = 0,911 \cdot 0,931 = 0,848$$

Рабочая площадь поршня:

$$F - f = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{3,14}{4} (0,3^2 - 0,03^2) = 0,07 \text{ м}^2$$

Производительность компрессора:

$$Q = 2\lambda (F - f) S n = 2 \cdot 0,848 \cdot 0,07 \cdot 0,35 \cdot 240 = 9,97 \text{ м}^3 / \text{мин} = 0,166 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Задача 5 Компрессор сжимает воздух от начальных параметров $p_0=1$ кг/см² и $t=20^\circ\text{C}$ до конечного давления $p_1=11$ кг/см².

Сравнить полную работу при изотермическом и политропном ($n=1,3$) процессах сжатия при одноступенчатом, двухступенчатом и трех ступенчатом сжатии, температуре охлаждающей воды $t_{\text{из}}=10^\circ\text{C}$ и наивыгоднейших промежуточных давлениях.

Решение Работа при изотермическом сжатии 1 м³ воздуха в одноступенчатом компрессоре:

$$L'_{\text{из}} = p_0 \ln \frac{p_1}{p_0} = 1 \cdot 10^5 \ln \frac{11}{1} = 239790 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}$$

Работа при политропном сжатии в одноступенчатом компрессоре:

$$L'_{пол} = \frac{n}{n-1} p_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 1 \cdot 10^5 \left[\left(\frac{11}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right] = 320327 \frac{Дж}{м^3}$$

Отношение работ при изотермическом и политропном сжатии в одноступенчатом компрессоре:

$$\frac{L'_{из}}{L'_{пол}} = \frac{239790}{320327} = 0,749$$

Наивыгоднейшее промежуточное давление при двухступенчатом сжатии:

$$p_n = \sqrt{p_0 p_1} = \sqrt{1 \cdot 11} = 3,317 \text{ кг/см}^2$$

Работа при изотермическом сжатии 1 м³ воздуха в двухступенчатом компрессоре:

$$L''_{из} = p_0 \left(1 + \frac{T_{из} - T_0}{T_0} \cdot \frac{\lg \frac{p_z}{p_1}}{\lg \frac{p_z}{p_0}} \right) \cdot \ln \frac{p_z}{p_0} = 1 \cdot 10^5 \left(1 + \frac{283 - 293}{293} \cdot \frac{\lg \frac{11}{3,317}}{\lg \frac{11}{1}} \right) \cdot \ln \frac{11}{1} =$$

$$= 235689 \frac{Дж}{м^3}.$$

Работа при политропном сжатии 1 м³ воздуха в двухступенчатом компрессоре:

$$L''_{пол} = z \frac{n}{n-1} p_0 \left[\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{nz}} - 1 \right] = 2 \cdot \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 1 \cdot 10^5 \left[\left(\frac{11}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3 \cdot 2}} - 1 \right] = 276287 \frac{Дж}{м^3}.$$

Отношение работ при изотермическом и политропном сжатии в двухступенчатом компрессоре:

$$\frac{L''_{из}}{L''_{пол}} = \frac{235689}{276287} = 0,853$$

Наивысшее первое промежуточное давление при трехступенчатом сжатии:

$$p_1 = \beta \cdot p_0 = p_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{p_z}{p_0}} = 1 \cdot 10^5 \cdot \sqrt[3]{\frac{11}{1}} = 222380 \text{ Па} = 222,4 \text{ кПа}$$

Работа при изотермическом сжатии 1 м³ воздуха в трехступенчатом компрессоре:

$$L_{из}''' = p_0 \left(1 + \frac{T_{из} - T_0}{T_0} \cdot \frac{\lg \frac{p_z}{p_1}}{\lg \frac{p_z}{p_0}} \right) \cdot \ln \frac{p_z}{p_0} = 1 \cdot 10^5 \left(1 + \frac{283 - 293}{293} \cdot \frac{\lg \frac{11}{2,22}}{\lg \frac{11}{1}} \right) \cdot \ln \frac{11}{1} =$$

$$= 234322 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}.$$

Работа при политропном сжатии 1 м³ воздуха в трехступенчатом компрессоре:

$$L_{пол}''' = z \frac{n}{n-1} p_0 \left[\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} - 1 \right] = 3 \cdot \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 1 \cdot 10^5 \left[\left(\frac{11}{1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3 \cdot 3}} - 1 \right] = 263618 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}.$$

Отношение работ при изотермическом и политропном сжатии в трехступенчатом компрессоре:

$$\frac{L_{из}'''}{L_{пол}'''} = \frac{234322}{263618} = 0,89$$

С увеличением числа ступеней сжатия работа при политропном сжатии уменьшается и приближается к работе при изотермическом сжатии.

Задача 6 Компрессор предназначен для сжатия воздуха от начального давления $p_0=1$ кг/см² до конечного давления $p_2=11$ кг/см².

Определить теоретически наивыгоднейшее промежуточное давление при сжатии в двух ступенях.

Ответ: $p_1=3,32 \cdot 10^5$ Па

Задача 7 Определить необходимое число ступеней и найти конечную температуру воздуха, получаемую при адиабатном сжатии воздуха от начального состояния $p_0=1$ кг/см² и $t=20^\circ\text{C}$ до конечного давления $p=81$ кг/см², если промежуточное охлаждение происходит до начальной температуры, степень повышения давления $\beta = 3,5$, а коэффициент учитывающий потери давления между ступенями $\phi = 1,1$.

Ответ: $z=4$; $T_z=180^\circ\text{C}$

Задача 8 Определить объемный коэффициент полезного действия трехступенчатого компрессора, сжимающего воздух от начального давления $p_0=1$ кг/см² до конечного давления $p_3=27$ кг/см² при одинаковой степени повышения давления в каждой ступени.

Расширение воздуха во вредном пространстве считать политропным с показателем политропы $n=1,3$; относительный объем вредного пространства принять равным $V_{вр}=6\%$.

Ответ: $\lambda = 0,92$

Задача 9 Определить производительность двухцилиндрового компрессора двойного действия: диаметр сквозного штока $d=25$ мм, диаметр цилиндра первой ступени $D=250$ мм, ход поршня $S=300$ мм, число оборотов $n=250$ об/мин.

Снятая при испытании компрессора индикаторная диаграмма приведена на рисунке 29.

Ответ: $Q=6$ м³/мин

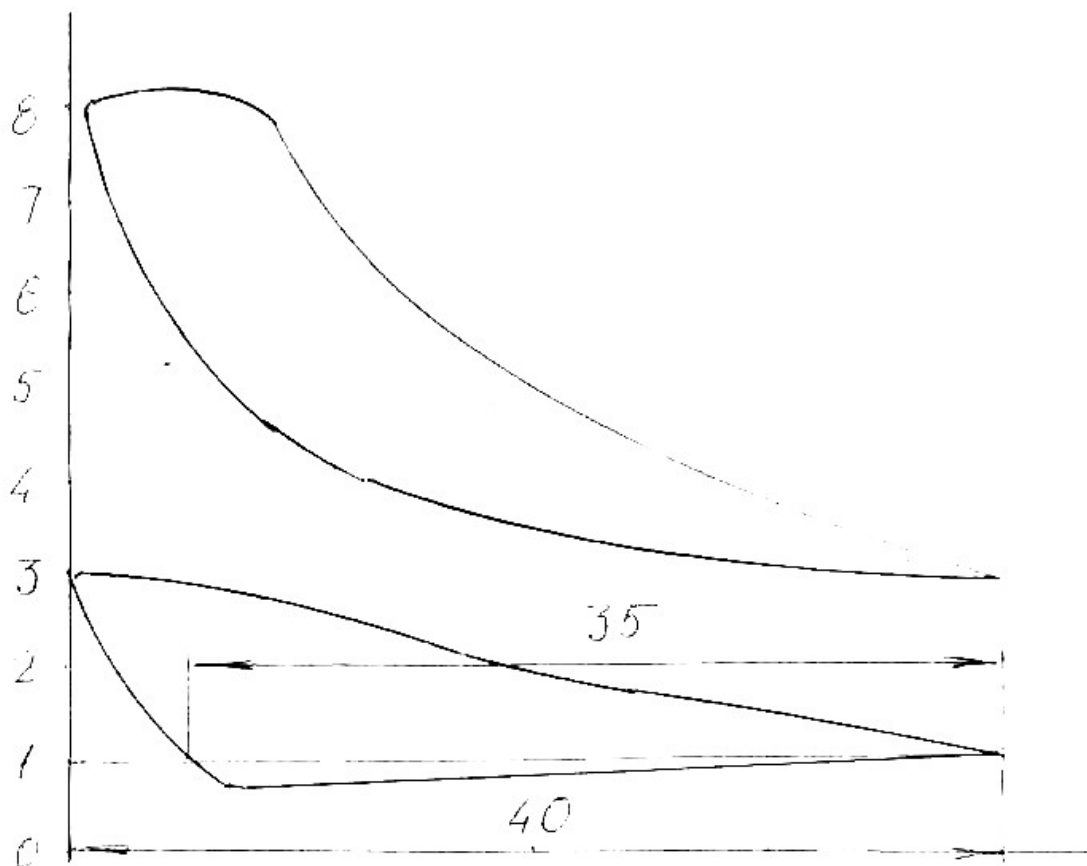


Рисунок 29 - Индикаторная диаграмма компрессора

Задача 10 Определить мощность, потребляемую каждым цилиндром двухступенчатого компрессора, производительностью 10 м³/мин, сжимающего воздух от начального состояния $p_0=1$ кг/см² и $t=23^\circ\text{C}$ до конечного давления $p=9$ кг/см², если воздух в холодильнике, вымоченном при наивыгоднейшем промежуточном давлении, охлаждается до начальной температуры.

Индикаторный изотермический коэффициент полезного действия каждого цилиндра принять равным $\eta_{из}^i = 0,72$.

Ответ: $N_i' = N_i'' = 25 \text{ кВт}$.

4 Оборудование компрессорной станции

4.1 Система всасывания

В систему всасывания входят: устройство забора (всасывания) воздуха; фильтр для очистки воздуха; всасывающий трубопровод (соединяющий воздухозаборник, фильтрующие устройства и полость всасывания компрессора).

Места забора (всасывания) воздуха компрессорами должны быть удалены от источников пыли и тепловых излучений. Воздухозаборники должны быть защищены от попадания атмосферных осадков. Их следует располагать на высоте 6-8 м от поверхности земли, где существенно снижается запыленность атмосферного воздуха. При концентрации пыли более 10-20 мг/м³ необходима установка пылеосадительной камеры (фильтр-камеры). Снижение запыленности воздуха, поступающего на всасывающий фильтр, достигается за счет изменения скорости потока воздуха в пылеосадительной камере.

К фильтр-камере предъявляются следующие требования:

- рабочая площадь жалюзи должна быть не менее наружной рабочей площади; нижняя кромка жалюзи должна находиться на высоте 6-8 м от поверхности земли;
- отметка пола камеры должна быть выше отметки земли на 0,2-0,3 м;
- рабочая поверхность фильтра должна отстоять от поверхности пола камеры не менее чем на 0,05 м;
- всасывающий трубопровод должен входить внутрь камеры на 0,05-0,1 м и отстоять от пола не менее чем на 0,1 м; ось трубопровода должна проходить примерно через среднюю часть стенки камеры;
- камера должна быть огнестойкой;
- для обслуживания фильтров необходимо предусмотреть герметично закрывающуюся дверь;
- одна камера может быть общей для нескольких компрессорных установок.

Всасывающие фильтры компрессорного оборудования должны улавливать частицы пыли размером более 10 мкм и обеспечивать степень очистки воздуха не менее 60 %

Таблица 6 - Типы и характеристики всасывающих фильтров

Характеристика	Типы фильтров					
	с кольцами Рашига	ФЯР	ФЯВ	ФРУ	КД	ФШ
Допустимая концентрация пыли во всасываемом воздухе, мг/м ³ , не более	20	20	5	10	10	10
Производительность, м ³ /с, (м ³ /мин)	0,278	0,43	0,416	5,5-33,3	278-66,6	5,5-33,3
Допустимое сопротивление, Па начальное конечное	100 250	50 100	50 100	50 150	100 250	70 150
Степень очистки, %	65-75	80	70	-	90-98	80-90
Пылеемкость, кг/м ²	0,5	1,5	0,4-0,45	0,5	До 20 кг	До 40 кг

Правильные выбор и эксплуатация всасывающих фильтров обеспечивают существенное снижение износа компрессоров и повышают безопасность работы компрессорных установок.

Типы и характеристики всасывающих фильтров, которые могут применяться для очистки воздуха, приведены в таблице 5. Все указанные в таблице фильтры относятся к воздухоочистителям со смачиваемой насадкой (исключение составляет фильтр ФЯВ, не требующий применения замасливателей).

По конструкции фильтры подразделяются на: ячейковые и самоочищающиеся автоматические. К ячейковым, относятся фильтры с насадкой из колец Рашига; унифицированные типа ФЯР и ФЯВ (пакет винипластовых перфорированных листов). К самоочищающимся относятся рулонные фильтры типа ФРУ; автоматические типа КД; винипластовые шарнирно-шторчатые типа ФШ.

Площадь проходного сечения фильтра F (м²) следует определять исходя из допустимой скорости воздуха ($V = 0,5-0,9$ м/с), проходящего через фильтр:

$$F = Q / (60 \cdot V),$$

где Q - требуемый расход воздуха через фильтр, м³/мин.

По полученному значению площади определяют число ячеек, из которых набирается поверхность ячейкового фильтра, или выбирают типоразмер

самоочищающегося фильтра. При выборе фильтров и определений числа ячеек можно пользоваться данными таблицы 5.

Для малых компрессорных станций следует применять унифицированные ячейковые фильтры ФЯР, имеющие наилучшие показатели при работе в условиях повышенной запыленности воздуха (по сравнению с ячейковыми фильтрами других типов): наибольшую пропускную способность; наименьшее сопротивление; наибольшие эффективность и пылеемкость.

Требуемую поверхность фильтра набирают из отдельных ячеек, которые устанавливают в рамы.

При прохождении воздуха через ячейковые фильтры частицы пыли прилипают к поверхностям, смоченным маслом, и задерживаются в фильтре. Необходимо промасливание ячеек, что увеличивает площадь контакта всасываемого воздуха с насадкой фильтра примерно в 30-35 раз. Масло постепенно впитывается частицами задержанной пыли, и фильтр перестает обеспечивать очистку воздуха. Процесс накопления пыли в ячейковом фильтре сопровождается ростом его сопротивления. При достижении допустимых значений конечного сопротивления снижается степень очистки воздуха и увеличивается объем пропускаемых фильтром частиц. С целью контроля сопротивления фильтры компрессорных станций необходимо оборудовать дифференциальными манометрами (микроманометрами).

При достижении конечного сопротивления ячейковые фильтры необходимо подвергать регенерации. При увеличении сопротивления на всасывании на 100 Па производительность компрессора снижается на 0,1 % с увеличением удельного расхода электроэнергии на 0,05 %.

Регенерация ячейковых фильтров проводится в следующем I порядке:

- задержанную пыль вытряхивают легкими ударами деревянного молотка по стенкам ячейки;
- фильтр промывают в ванне с горячим (60-80 °С) содовым раствором (16 масс. ч. каустической соды на 100 масс. ч. воды);
- после промывки в содовом растворе следует немедленно промыть фильтр в ванне с чистой водой, нагретой до 50-60 °С;
- при обычных условиях фильтр сушат в течение 1-2 суток;
- для промасливания насадки необходимо ячейки фильтров опустить на сутки в ванну с нагретым маслом;
- для удаления излишков масла ячейки следует выдержать на стеллажах при комнатной температуре в течение 2-3 суток;

Трудоемкость регенерации ячейковых фильтров на компрессорных станциях средней и большой производительности можно снизить, используя устройство, позволяющее механизировать процесс удаления пыли из фильтра, его промывку и сушку перед зарядкой маслом.

Устройство представляет собой трубу длиной 5850 мм, наружным диаметром 960 мм, толщиной стенки 15 мм, в которой установлены цепи шириной 13 мм, приводимые в движение электродвигателем (мощность 2,8 кВт, частота вращения 700 об/мин).

С помощью червячного редуктора (передаточное число 1:54). Расстояние между осями, на которые насажены звездочки цепей, составляет 4200 мм, расстояние между цепями - 460 мм. Ячейки всасывающих фильтров укладываются на цепи, поддерживаемые роликами. По мере движения цепи ячейка попадает под струю горячей воды, подаваемой сверху и снизу через щели, трубках диаметром 24 мм под давлением 0,6 МПа при температуре 90-110 °С в количестве 15 М³/ч.

Промытая горячей водой ячейка подвергается сушке сжатым воздухом давлением 0,8 МПа. Продолжительность мойки и сушки одной ячейки составляет 25 с. Помещение мойки должно быть оборудовано вытяжной вентиляцией.

Для обеспечения нормальной работы компрессоров во время регенерации фильтров необходимо предусмотреть запасной комплект ячеек. При запыленности воздуха 5-10 мг/м³ пылеемкость ячейковых фильтров исчерпывается через 50-250 ч работы.

На компрессорных станциях средней и большой производительности необходимы автоматические самоочищающиеся фильтры типов КД, ФРУ и ФШ, которые можно применять для воздухозабора как для одного, так и для группы компрессоров.

Фильтрующую способность фильтров ФРУ восстанавливают заменой рулона фильтровальной ткани. В фильтрах К.Д и ФШ очистка фильтрующих элементов происходит автоматически при прохождении их через масляные ванны, поэтому автоматические фильтры работают практически при постоянном сопротивлении. По мере насыщения масла пылью оно густеет, при этом отмывка сеток ухудшается, сопротивление фильтра увеличивается и затрудняется очистка масла при регенерации. Смену масла в ваннах самоочищающихся фильтров необходимо производить при содержании в нем более 7 % пыли.

Период работы фильтра, между сменами масла можно определить по формуле

$$\tau = 3600 \cdot 10^{-3} \cdot Z_n \cdot V / (Z_1 \cdot U_2 \cdot n),$$

где Z_n - допустимая концентрация пыли в масле, г/м³;

V - полезная емкость ванны, м³;

Z_1 - начальная запыленность воздуха, мг/м³;

U_2 - производительность фильтра м³/с;

n - эффективность очистки воздуха в фильтре (для фильтров типа КД $n = 0,9-0,98$, если частицы пыли крупнее 3 мкм, для более мелких частиц $n = 0,6$).

При начальной запыленности воздуха 10-20 мг/м³ замену масла необходимо производить через 80-160 дней работы самоочищающихся фильтров. Режим смены масла следует уточнять в зависимости от условий эксплуатации. Если невозможно определить запыленность всасываемого воздуха, необходимость смены масла устанавливают исходя из результатов контрольных лабораторных проб масла.

Для смачивания насадок ячейковых фильтров и заполнения ванн автоматических самоочищающихся фильтров рекомендуется применять масло для вентиляционных фильтров (висциновое), имеющее следующие характеристики (по ГОСТ 7611-75).

Таблица 7 - Характеристика масла (висцинового) для вентиляционных фильтров

Наименование показателя	Значение
Плотность при 15 °С, кг/м	887
Кинематическая вязкость при 50 °С, м ² /с	(19-24)· 10
Испаряемость за 4 ч.при 150 °С	0,35%
Растворяемость в 40-кратном объеме бензина	полная
Температура, °С: застывания вспышки в открытом тигле вспышки в открытом тигле воспламенения	-20 165 228
Содержание смолистых веществ	6-10

Характеристика масел - заменителей для смачивания фильтрующих элементов приведены в таблице 7.

Во всасывающем трубопроводе потери давления должны превышать 300-500 Па, скорость воздуха не должна превышать 10-12 м/с для компрессоров двойного действия и 5-6 м/с для компрессоров простого действия.

Скорость воздуха во всасывающем трубопроводе (в м/с) определяются по формуле.

$$U_{dc} = Q \cdot I / (60 \cdot F_{ec}),$$

где F_{ec} - сечение трубопровода, м²;

Q - расход воздуха, м³ /мин;

$I=2$ - для компрессоров простого действия;

$I=1$ - для компрессоров двойного действия.

Для снижения уровня шума всасывающий трубопровод необходимо покрывать соответствующей изоляцией. Во избежание подогрева всасываемого воздуха, а также конденсации водяного пара в зимнее время участки трубопровода, проходящие в помещении компрессорной станции, необходимо теплоизолировать.

Таблица 8 - Масла - заменители для смачивания фильтрующих элементов

Масло (сорт, марка)	ГОСТ	Кинематическая вязкость при 50 °С, см ² /с	Температура застывания	Температура вспышки °С
Компрессорное КС-19	9243-75	170,-21,0	-20	242
Индустриальное 20 (веретенное №3)	20799-88	17,0-22,9	-20	170
Приборное МВП	1805-76	6,3-8,5	-60	120
Трансформаторное	982-80	9,0	-45	135

4.2 Система охлаждения

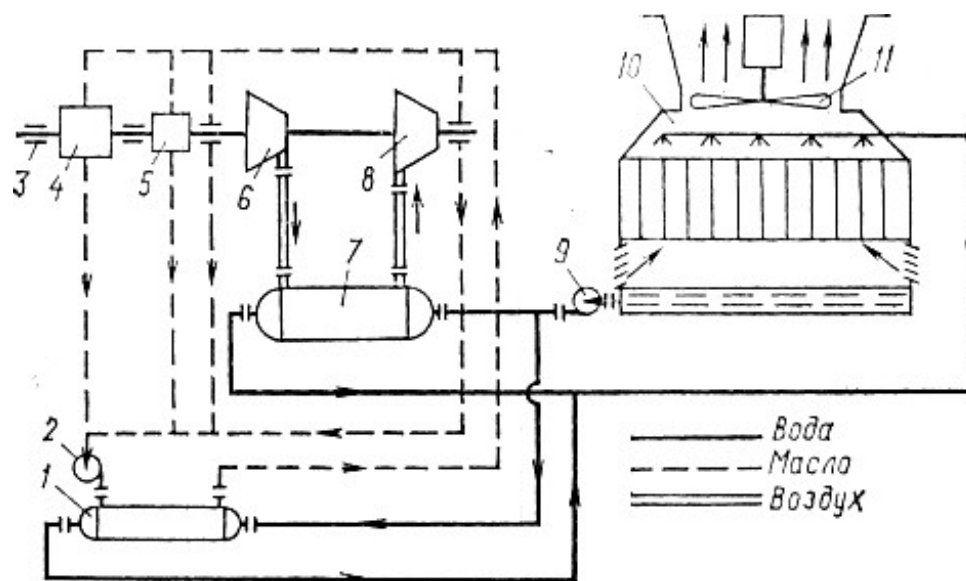
Открытая водооборотная система. На большинстве отечественных стационарных компрессорных станций (КС) и в цехах компрессии химических производств межступенчатое и концевое охлаждение рабочих газов производится водой из оборотных циклов предприятий или природных источников. Мощные многоступенчатые компрессоры комплектуют газоводяными охладителями (холодильниками) различных типов, в которых расход охлаждающей воды может быть очень большим [9].

На рисунке 30 представлена открытая водооборотная система охлаждения многоступенчатого компрессора. Газ из ступени сжатия 6 поступает в газоводяной охладитель 7 и далее в ступень 8. Циркуляция масла в компрессорной установке обеспечивается маслососом 2. Теплота трения от редуктора 4, муфты 5 и подшипников 3 отводится водой в маслоохладителе 1. После охладителей компрессора вода поступает в открытую градирню 10, где происходит контактный теплообмен ее с окружающим воздухом и одновременно испарительное охлаждение. Воздух в градирне перемещается под действием естественной тяги (башенные градирни) или с помощью вентилятора 11 (вентиляторные градирни). Стекающая в нижнюю часть градирни, охлажденная вода возвращается насосом 9 в охладители 1 и 7. В установках небольшой мощности вместо градирен иногда используют брызгальные бассейны.

Основные преимущества открытых водооборотных систем обусловлены высоким коэффициентом теплоотдачи со стороны воды, определяющим сравнительно небольшие размеры газо- и маслоохладителей, возможность их размещения в непосредственной близости от машин и соответственно малую протяженность газопроводов. К недостаткам открытых водооборотных систем можно отнести:

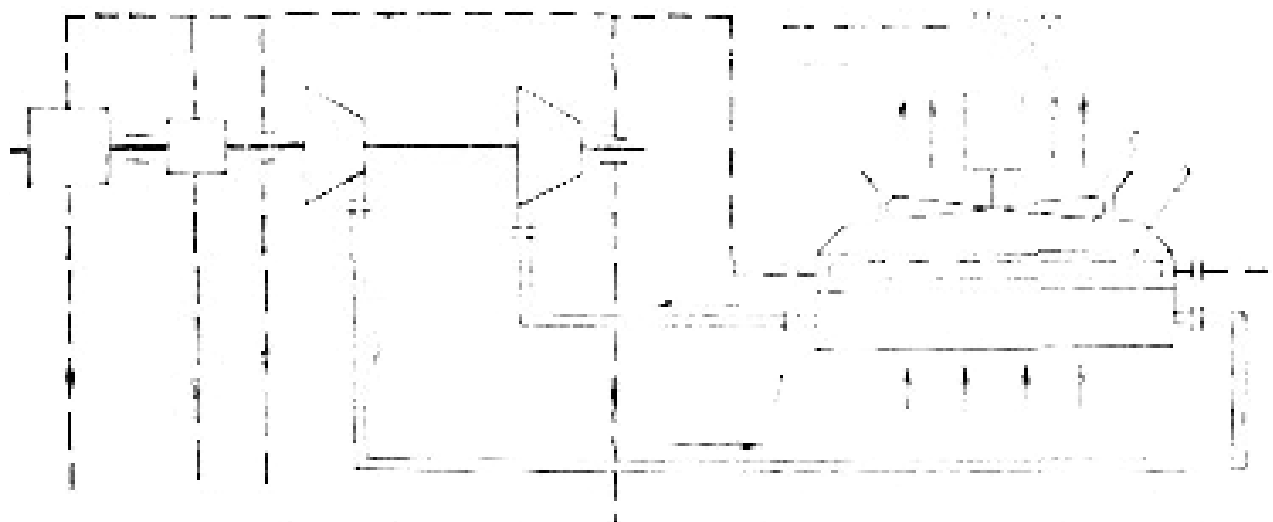
- 1) высокую стоимость охлаждающей воды;
- 2) нестабильность характеристик компрессоров, оснащенных открытыми водооборотными системами охлаждения;

3) нерентабельность утилизации низкотемпературного тепла открытых водооборотных систем.



1 - маслоохладитель; 2, 9 - насосы; 3 - подшипник; 4 - редуктор; 5 - муфта; 6, 8 - ступени сжатия; 7 - газоохладитель; 10 - градирня; 11 - вентилятор

Рисунок 30- Открытая водооборотная система охлаждения



1-газоохладитель, 2-маслоохладитель, 3-вентилятор

Рисунок 31 - Система непосредственного воздушного охлаждения

Система воздушного охлаждения. Маломощные стационарные и передвижные компрессоры традиционно выполняют с воздушным охлаждением.

Система непосредственного воздушного охлаждения компрессорной установки представлена на рисунке 31. Хладагентом в газоохладителе 1 и маслоохладителе 2 является окружающий воздух, прокачиваемый через теплообменники вентилятором 3. Масло- и газоохладитель объединены в блок охладителей с общим вентилятором. В крупных компрессорных установках таких блоков несколько, каждый с автономным вентилятором.

В последнее время в смежных с химической отраслях промышленности (газовой, нефтехимической) даже при больших расходах газообразных технологических продуктов все шире используют аппараты воздушного охлаждения (АВО), имеющие следующие достоинства по сравнению с аппаратами водяного охлаждения: относительно небольшие капитальные и эксплуатационные затраты (так как не требуются дорогостоящие градирни, канализационные сети и т. п., нет необходимости в остановке оборудования для чистки аппаратов), резкое сокращение расхода воды; сокращение затрат электроэнергии (она затрачивается только на работу вентиляторов, а зимой ее расход значительно сокращается); при отрицательных температурах атмосферного воздуха возможно более глубокое охлаждение.

Габаритные размеры аппаратов воздушного охлаждения значительно больше, чем водяного, но этот недостаток компенсируется тем, что применение АВО позволяет размещать компрессорные установки в неотапливаемых помещениях облегченной конструкции или на открытых площадках, что способствует снижению капитальных затрат, более глубокому и экономному охлаждению в межступенчатых газоохладителях.

Особенно важна возможность использования атмосферного воздуха в качестве охлаждающего агента в условиях тех климатических зон, где период года с отрицательной температурой довольно продолжителен.

На химических установках выгодно применять воздушное охлаждение, если более 80 % тепла отводится при температурах охлаждаемой среды выше 60 °С и для воздушных охладителей можно использовать менее дорогие конструкционные материалы чем для аппаратов с водяным охлаждением (при охлаждении технологических потоков с температурой ниже затраты на воздушное охлаждение значительно выше по сравнению с затратами на охлаждение более горячих потоков). Аппараты с водяным охлаждением изготавливают, как правило, из более стойких к коррозии материалов, чем аппараты с воздушным охлаждением.

При температурах охлаждаемой среды ниже 50-60 °С выгоднее применять аппараты с водяным охлаждением, так как в них меньше проявляется влияние качества охлаждающей воды на образование накипи и коррозию; поверхность теплообмена в них может быть на 5-40 % меньше, чем у воздушных.

Обычно АВО в соответствии с требуемой тепловой нагрузкой монтируют из нескольких унифицированных секций, каждая из которых имеет один - два вентилятора с приводами. Наружную поверхность труб выполняют, как правило, с оребрением для интенсификации теплоотдачи со стороны воздуха. Поверхность теплообмена оребренной трубы в 10-15 раз больше поверхности гладкой трубы равной длины.

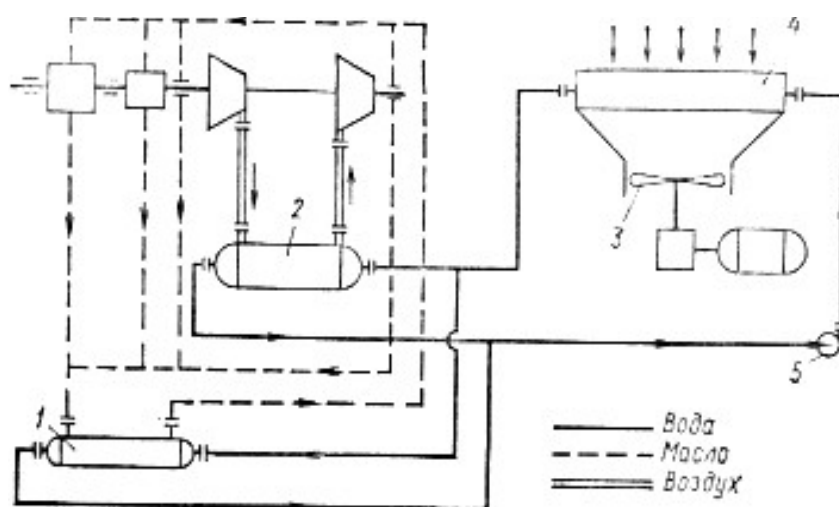
В случае необходимости теплоотдачу от охлаждаемой среды к стенкам трубы можно повысить установкой турбулизаторов внутри труб.

В связи с дефицитом воды необходимо более широкое пользование воздушного охлаждения компрессоров. В зависимости от внешних условий, конструкции и параметров компрессоров (главным образом мощности) применяют следующие схемы воздушного охлаждения.

1. Схема двухконтурного охлаждения, в которой с помощью промежуточного теплоносителя (воды, антифризов, масла) охлаждаются цилиндры и маслосистема (внутренний контур). Наружный контур выполняет функции АВО - отводит тепло от нагретого промежуточного теплоносителя, поэтому иногда такой АВО называют “сухой градирней”.

2. Смешанная схема воздушного охлаждения предусматривает охлаждение сжимаемого газа воздухом, а масла и цилиндров - по двухконтурной схеме.

Закрытый контур с промежуточным теплоносителем позволяет устранить основные недостатки систем открытого водооборота и непосредственного воздушного охлаждения. В такой системе (рисунок 32) газ охлаждается в жидкостном охладителе 2, масло - в маслоохладителе 1, а охлаждающая жидкость, циркулирующая с помощью насоса 5 по закрытому контуру, отдает полученное тепло окружающему воздуху в рекуперативном теплообменнике 4 с вентилятором 3.



1 - маслоохладитель; 2 - газоохладитель; 3 - вентилятор; 4 - теплообменник; 5 - насос

Рисунок 32 - Система охлаждения с промежуточным теплоносителем в замкнутом контуре

Основные преимущества закрытого контура обусловлены возможностью использования в качестве промежуточного теплоносителя любой очищенной жидкости: дистиллированной воды, антифриза, масла и т. д. Ввиду отсутствия солеотложения и загрязнения теплопередающей поверхности стабилизируется

характеристика компрессора, появляется возможность использования высоко компактных поверхностей и снимается ограничение по нагреву теплоносителя. Как показывают расчеты, оптимальные (по приведенным затратам) перепады температур в закрытом водооборотном контуре лежат в диапазоне от 40 до 100 °С. При этом пропорционально перепаду сокращается расход промежуточного теплоносителя и соответственно затраты на его заливку, подпитку и прокачку.

Теплообменники компрессорных установок. Все охладители компрессоров по типу и диапазону давлений можно разбить на три группы: газоохладители низкого (до 1,2 МПа) и среднего (до 4,0 МПа) давлений; газоохладители высокого давления (свыше 4,0 МПа); охладители жидкости (масла, воды, промежуточного теплоносителя) [10].

Конструкции теплообменников решающим образом зависят от типа их основного элемента - теплопередающей поверхности, которая может быть выполнена из труб или из листового материала. Одна из важнейших характеристик теплопередающей поверхности - ее компактность, т. е. площадь поверхности в единице объема пространства, занятого соответствующим теплоносителем, или объема аппарата в целом. Для трубчатых аппаратов минимальные диаметры труб лежат в пределах 8-10 мм, что соответствует компактности поверхности 400- 500 м²/м³ (по объему трубного пространства). Применение труб меньшего диаметра сдерживается ростом гидравлических сопротивлений и технологическими особенностями заделки труб в трубные решетки.

На рисунке 33 показаны основные типы соединений труб с трубными решетками, применяемые в современной аппаратуре: неподвижные паяные или вальцованные соединения (рисунок 33, а, б); подвижные соединения с уплотняющими элементами (рисунок 33, в). Иногда трубная решетка отсутствует, а соединение труб осуществляется с помощью специальных калачей (рисунок 33, г). Переход к трубам малого диаметра приводит к росту числа таких соединений, усложняет и удорожает изготовление трубных пучков и снижает надежность аппарата в целом.

Наиболее эффективный, и распространенный способ повышения компактности трубчатых поверхностей - оребрение труб. Наружные ребра (рисунок 34) в зависимости от технологии изготовления могут быть цельнокатаными, ленточными, насадными, литыми и т. д. Цельнокатанные ребра просты в изготовлении, не имеют контактных сопротивлений, но материальное исполнение их ограничено. Стальные цельнокатанные трубы изготавливают с низкими ребрами из-за сложности прокатки твердых материалов, низкой теплопроводности и низкой эффективности стальных ребер. Алюминиевые цельнокатанные трубы не имеют этих недостатков, однако сложность заделки таких труб в трубные решетки резко ограничивает область их применения. При использовании биметаллических труб (рисунок 34, в) возможно расслоение наружной (алюминиевой) и внутренней (обычно стальной) трубы, что ведет к повышению термического сопротивления.

Довольно широкое распространение в газоохладителях поршневых компрессоров получили литые алюминиевые трубы с продольным оребрением.

Охлаждаемый газ в них проходит по каналам, создаваемым соседними ребрами, несущей частью оребренной трубы и наружной трубой. Охлаждающая вода подается в зазор между внутренней поверхностью несущей трубы и центральным стержнем (вытеснителем).

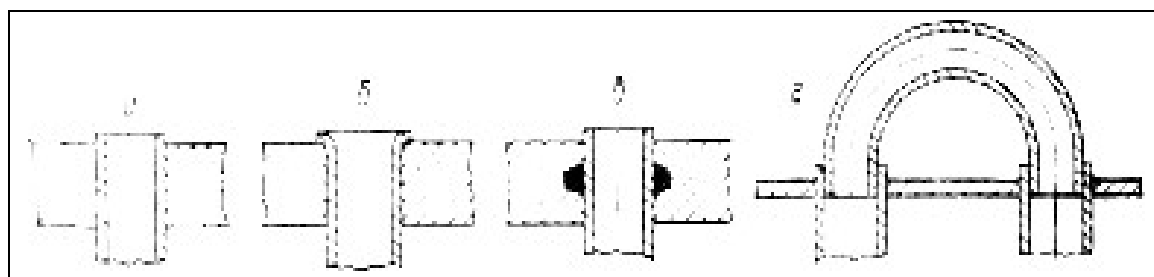
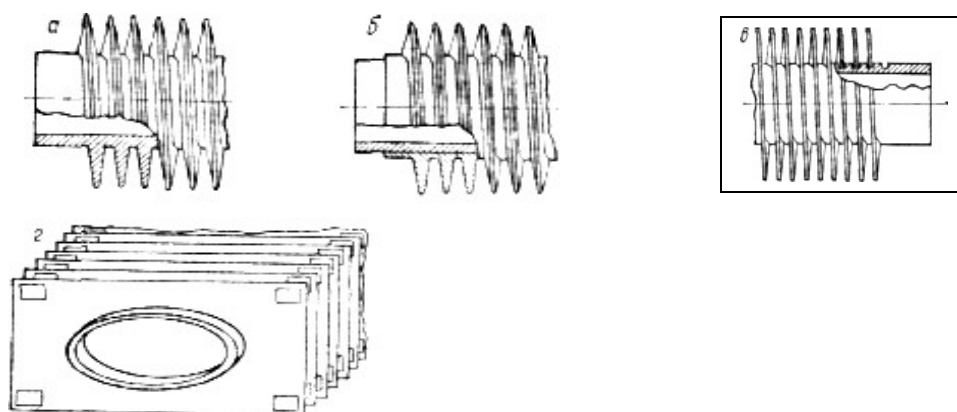


Рисунок 33 - Основные типы крепления труб в трубных теплообменниках (а - г пояснены в тексте)



а, б - цельнокатаными; в - ленточными; г - насадными

Рисунок 34 - Трубы с наружными ребрами

В пластинчатых теплообменниках теплопередающая поверхность образована гофрированной пластиной; теплоноситель течет в зазоре между гофрами соседних пластин. Несмотря на компактность, пластинчатые теплообменники сравнительно редко используют в качестве газоохладителей в компрессорах. Объясняется это, прежде всего значительными потерями давления охлаждаемого газа в таком аппарате (гофры являются не только теплопередающими, но и интенсифицирующими элементами).

Разнообразны конструкции трубчатых и кожухотрубных теплообменников. Большинство газоводяных кожухотрубных аппаратов имеет цилиндрический корпус. Трубы заделаны в трубные решетки. Поскольку внутренняя поверхность круглых труб достаточно просто очищается от накипи, чаще всего воду подают в трубное пространство, а газ - в межтрубное, но иногда в охладителях поршневых компрессоров газ течет по трубам, а вода в межтрубном

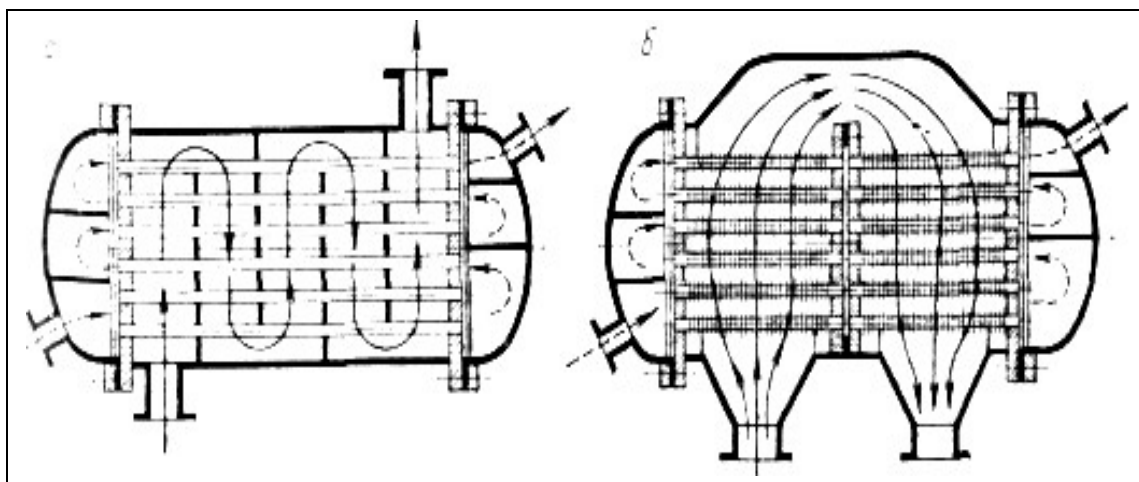
пространстве. Для очистки аппаратов от накипи пучок труб вынимают из корпуса, хотя и при этом мелкий ремонт таких теплообменников затруднителен.

В теплообменниках с расположенными вдоль оси корпуса гладкими трубами организация нужного режима течения межтрубного теплоносителя (как правило, газа) достигается установкой перегородок (рисунок 35, а). Основные недостатки такой конструкции - большие масса и габаритные размеры, а также ограниченные возможности унификации, поскольку уменьшение числа перегородок ухудшает газораспределение, увеличивает перетечки и усиливает вибрацию труб. Уменьшение массы и габаритных размеров таких аппаратов путем использования речечно-оребрённых труб связано со значительным усложнением конструкции, поскольку для организации многоходового межтрубного пространства необходима установка дополнительных трубных досок (рисунок 35, б) или составных перегородок. Для изменения площади проходного сечения трубного теплоносителя крышки трубных досок снабжают перегородками.

Значительно большие возможности варьирования площади поперечного сечения межтрубного теплоносителя представляют конструкции, в которых трубы установлены поперек оси корпуса. Теплообменник состоит из одной или нескольких одинаковых теплопередающих секций (модулей). Варьируя размеры кожуха, толщину обечайки, число секций и способ их объединения в коллектор, можно получить аппараты с конфигурацией, близкой оптимальной, для широкого спектра расходов, давлений и физических свойств охлаждаемых газов. Это позволяет несколькими унифицированными модулями обеспечить практически всю область параметров газовойодяных охладителей компрессорных установок, в которых кожухотрубные аппараты могут конкурировать с пластинчато-ребристыми.

Трубчатые газоохладители воздушного охлаждения комплектуют оребренными или гладкими трубами. Низкооребрённые и гладкотрубные аппараты воздушного охлаждения предпочтительны в компрессорных установках потому, что оптимальные коэффициенты оребрения в теплообменниках с близкими по физическим свойствам теплоносителями (в данном случае газ - воздух) должны составлять 2-4. Такие трубчатые газовойодяные охладители свободны от недостатков водяных аппаратов, тем не менее, большие размеры и масса сужают область их применения. Коллекторы для подвода газа в трубчатых АВО низкого и среднего давлений имеют фланцевое соединение с трубным пучком, что позволяет очищать внутритрубные поверхности от загрязнений.

Применяют газовойодяные охладители высокого давления следующих типов: кожухотрубные, змеевиковые, «труба в трубе». Кожухотрубные теплообменники высокого давления ($P = 40$ МПа) наиболее целесообразно применять в компрессорных установках большой производительности. В таких аппаратах газ течёт внутри гладких стальных теплопередающих труб, приваренных к массивным трубным решеткам. Охлаждающая вода подается в межтрубное пространство. Необходимый режим течения воды обеспечивается поперечными перегородками, насаженными на теплопередающие трубы. Доступ к наружным поверхностям труб для очистки их от накипи обеспечивается при; демонтаже наружного цилиндрического корпуса.



а - многоходовой гладкотрубчатый с поперечными перегородками;
б - двухходовой с двумя пучками оребренных труб

Рисунок 35 - Конструкция кожухотрубных теплообменников

В компрессорных установках небольшой производительности применяют змеевиковые газоохладители. Основное достоинство их - отсутствие трубных решеток. При этом, однако, вследствие большой протяженности газового тракта возрастают гидравлические потери. Поэтому змеевиковые газоохладители используют лишь в ступенях высокого давления, где относительные гидравлические потери ниже, чем в ступенях низкого давления. Другим недостатком является сложность организации течения охлаждающего теплоносителя (большинство змеевиковых аппаратов - водяные), поскольку обычные перегородки установить весьма сложно. Поэтому змеевиковые газоохладители используют, как правило, в комбинированных конструкциях совместно с обычными кожухотрубными теплообменниками ступеней низкого давления.

Наибольшее распространение в качестве газовойдных охладителей ступеней высокого давления получили аппараты типа «труба в трубе». Газоохладители этого типа выполняют в виде нескольких параллельных секций, соединенных на входе и выходе общими коллекторами. Из соображений прочности охлаждаемый газ течет по внутренней трубе, а охлаждающая вода в зазоре между внутренней и наружной трубой. Соседние трубы соединяются между собой съемными калачами. Основное достоинство таких теплообменников - возможность разборки и чистки. Недостаток - большие размеры и металлоемкость.

При каждом капитальном ремонте, а также при любом вскрытии теплообменников для очистки их от отложений производят следующие проверки:

- осмотр привалочных плоскостей, крепежа, резьбы фланцевых соединений, прокладок; не допускается наличие трещин на; привалочных плоскостях, резьбах, обрыв крепежа, резьбы фланцевых соединений, повреждение прокладок;

- визуальный (а в сомнительных случаях - с применением физических методов) контроль сварных швов; не допускается наличие трещин;
- контроль внутренних поверхностей и толщин стенок холодильников;
- износ стенок в результате коррозии и эрозии не должен превышать допустимого по прочностным расчетам.

При каждом втором капитальном ремонте установки необходимо проводить гидравлические испытания холодильников. Продолжительность выдержки под давлением испытания - не менее 5 мин. Ниже приведены давления при испытании промежуточных и концевых холодильников:

Таблица 9 - Давления при испытании промежуточных и концевых холодильников

Показатели давления	Значение
Рабочее (P_p)	Испытательное
До 0,5 МПа	$1,5P_p$, но не менее 0,2 МПа
Свыше 0,5 до 10 МПа	$1,25P_p$, но не менее $Y_p + 0,3$ МПа

При равенстве испытательных давлений испытание холодильников и воздухопроводов можно производить совместно.

Градирни и брызгальные бассейны. В открытых водооборотных системах охлаждения компрессорных установок одним из основных узлов являются градирни или брызгальные бассейны. Назначение этих сооружений - передача теплоты от охлаждающей воды, циркулирующей в системе, окружающему воздуху. Конструктивное исполнение градирен и брызгальных бассейнов, а также особенности их эксплуатации рассмотрены в литературе [11]. Здесь ограничимся лишь изложением некоторых особенностей открытых водоохладителей.

Основное преимущество открытых градирен перед рекуперативными теплообменниками - более глубокое охлаждение воды. Предельная температура воды на выходе из градирни соответствует температуре мокрого термометра. При температуре окружающего воздуха $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ и относительной влажности 50% ($\phi = 0,5$) вода на выходе из градирни может охладиться до $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, т. е. на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже температуры окружающего воздуха. Однако по мере снижения температур эта разность уменьшается. Так, при температуре воздуха $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\phi = 0,5$ предельная температура воды на выходе из градирни $+13\text{ }^{\circ}\text{C}$. Учитывая, что с уменьшением температуры окружающего воздуха относительная влажность его возрастает, при температуре воздуха $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже предельная температура воды на выходе из градирни мало отличается от температуры воздуха.

В системах охлаждения компрессоров используют орошаемые и вентиляторные градирни, а также брызгальные бассейны. Последние применяют для охлаждения установок сравнительно небольшой мощности, поскольку для их размещения требуются большие площади. Повышенные потери воды в брызгальных бассейнах вследствие интенсивного уноса брызг ветром усложняют их эксплуатацию. Теплосъем в вентиляторных и башенных градирнях намного

выше, чем в брызгальных бассейнах. Градирня средних размеров обслуживает несколько компрессорных установок. На металлургических, химических, крупных машиностроительных предприятиях несколько градирен с водоводами и насосными станциями закольцовывают в единую систему, подающую воду к компрессорным установкам и к другим производственным объектам.

Наиболее устойчивое и глубокое охлаждение воды обеспечивают вентиляторные градирни, в которых тяга воздуха осуществляется осевыми вентиляторами: в башенной градирне - одним вентилятором, в секционной - несколькими, в зависимости от числа секций. Крыльчатку вентилятора в таких градирнях обычно располагают над водораспределительным и оросительным устройствами; тяга воздуха осуществляется снизу вверх, что позволяет избежать обмерзания вентиляторов в зимнее время. Регулирование температуры охлаждающей воды в вентиляторных градирнях производят изменением частоты вращения, поворотом лопастей или отключением вентилятора.

Башенные градирни достаточно велики и потому дороже вентиляторных. Эффективность охлаждения в них ниже, чем в вентиляторных. Воздух в них омывает оросительное устройство благодаря естественной тяге, зависящей от высоты градирни, поэтому башенные градирни значительно выше вентиляторных. Регулирование башенных градирен сложнее, чем вентиляторных. Во избежание обмерзания градирен в зимний период предусматривается отключение центральной части градирни или отключение отдельных градирен в водооборотной системе предприятия. При этом следует проводить мероприятия по утеплению бассейнов. Тем не менее, в связи с расходом электроэнергии на привод вентиляторов, эксплуатационные затраты на башенные градирни обычно меньше, чем на вентиляторные.

Водораспределительные и оросительные устройства в градирнях обоих типов одинаковы. Обычно эти устройства выполняют из дерева. Вода разбрызгивается на щиты, по которым стекает в виде пленки. При этом происходят контактный конвективный теплообмен и одновременно испарительное охлаждение. Неблагоприятные условия для дерева, постоянно омываемого теплой водой, значительно сокращают срок службы оросительных устройств и требуют частого их ремонта.

Рекомендации по эксплуатации системы охлаждения. К воде поступающей на охлаждение компрессорных установок, предъявляют следующие требования: карбонатная жесткость (временная) должна быть не более 2,85 мг экв/кг; содержание взвешенные вещества - более 25 мг/кг; вода не должна быть загрязнена сточными водами и содержать свободных минеральных и органических кислот; вода на выходе из градирни должна очищаться от механических примесей. Градирню следует очищать от грязи не реже 1 раза в год со сбросом воды из бассейна.

При отсутствии охлаждающей воды с требуемыми физико-химическими свойствами необходима водоподготовка известными химическими и физическими методами.

Химические способы обработки охлаждающей воды требуют специальной подготовки обслуживающего персонала и проведения серьезных анализов воды.

Применение безреагентной магнитной - обработки охлаждающей воды позволяет избежать этого. Хороший эффект дает указанный метод при общей жесткости воды до 6,0-6,5 мг•экв/кг. Магнитная обработка охлаждающей воды обеспечивает режим работы теплообменников без образования накипи и способствует преимущественно выпадение накипи и образований в толще жидкости в виде шлама, а также разрушает уже имеющиеся отложения.

Интенсивное разрушение и накопление старых отложений происходит в течение первых 10-40 дней после начала применения омагниченной воды. В этот период необходимы продувки и промывки полостей охлаждения для удаления шлама.

При эксплуатации компрессоров требуется постоянный контроль температуры охлаждающей воды. Во избежание усиленного выделения солей временной жесткости и оседания их на поверхностях теплообмена в виде накипи не допускается повышение температуры охлаждающей воды выше 35-40 °С. Нормальный режим работы холодильников характеризуется разностью между конечной температурой воздуха и начальной температурой охлаждающей воды (недоохлаждение), равной 5-10°С. Увеличение недоохлаждения воздуха, выходящего из промежуточного холодильника, на каждые 6°С увеличивает расход электроэнергии на его сжатие на 1 %.

Дать заключение о работе промежуточного холодильника можно, определив коэффициент его эффективности:

$$K = (t_{\text{с1}} - t_{\text{с2}}) / (t_{\text{с1}} - t_{\text{в1}}),$$

где $t_{\text{с1}}, t_{\text{с2}}$ - температура сжатого воздуха соответственно на входе и выходе промежуточного холодильника, °С;

$t_{\text{в1}}$ - температура охлаждающей воды, поступающей в холодильник, °С.

Для удовлетворительно работающего холодильника $K = 0,85-0,9$. Если $K < 0,85$, это указывает на загрязненность холодильника, на недостаточную подачу охлаждающей воды.

Таким образом, контроль температурного режима работы промежуточного холодильника и определение коэффициента его эффективности позволяют точно определять момент очистки теплообменных поверхностей от отложений и обеспечивать наиболее экономичный режим работы. Толщина слоя накипи не должна превышать 1-2 мм. Очистку поверхностей теплообмена от отложений накипи можно проводить механическим и химическим способами.

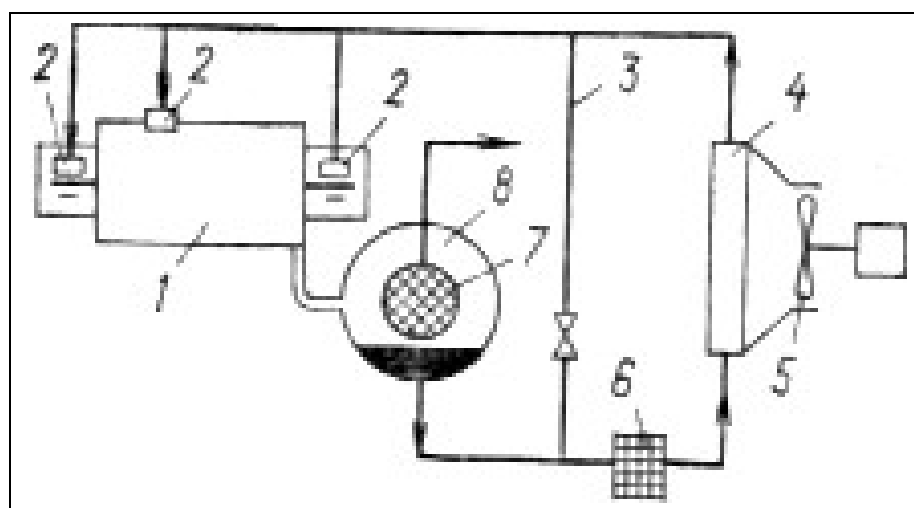
Удаление илистых отложений и шлама из полостей водяных рубашек охлаждения цилиндров, теплообменников производится путем интенсивной промывки водой. Для турбулизации потока в промывочную воду подают сжатый воздух, что способствует удалению осевших механических отложений. Промывку водяных полостей таким способом можно производить при работающем компрессоре.

При эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения в условиях холодного климата возникают проблемы, связанные с необходимостью

регулирования расхода атмосферного воздуха (по мере понижения температуры) и защиты аппарата от обледенения.

Для нормальной эксплуатации воздушных охладителей при, низких температурах охлаждающего воздуха необходимо применение специальных методов и приспособлений, обеспечивающих регулирование интенсивности теплоотдачи. Для этой цели устанавливают вентиляторы с поворотными лопастями и многоскоростными двигателями, жалюзийные решетки; применяют рециркуляцию охлаждающего воздуха, выходящего из аппарата.

Системы охлаждения маслозаполненных компрессоров. В последние годы все большее распространение получают маслозаполненные винтовые и роторные компрессоры. Сравнительно небольшие масса, габаритные размеры и простота обслуживания; обусловили широкое применение этих машин в передвижных компрессорных станциях. На рисунке 36 приведены схемы, по которым работают системы охлаждения таких компрессоров.



1 - компрессор; 2 - дозирующее устройство; 3 - перепускной маслопровод;
4 - маслоохладитель; 5 - вентилятор; 6 - фильтр; 7 - маслоотделитель; 8 -
воздухоотборник

Рисунок 36 - Система охлаждения масло заполненных компрессоров

Газ отдает теплоту сжатия маслу, с которым он контактирует в проточной части компрессора. После сжатия масловоздушная смесь поступает в воздухоотборник 8, откуда через маслоотделитель 7 подается потребителю. Отделенное от воздуха масло скапливается в нижней части воздухоотборника и под давлением сжатого воздуха поступает в маслоохладитель 4. Охлажденное масло подается в полость сжатия и к механизмам движения компрессора. За исключением специальных случаев в системах охлаждения используют масловоздушные охладители. Воздух к маслоохладителю подается вентилятором 5.

Регулирование расхода масла на впрыск в проточную часть и к механизмам движения производится с помощью дозирующих устройств 2, обычно представляющих собой шайбы с калиброванными отверстиями либо просто отверстия определенного диаметра, выполненные в корпусе компрессора. Поскольку вязкость масла является функцией температуры, в начальный момент после пуска компрессора расход масла может оказаться недостаточным и для собственно компрессора, и для механизмов движения. Для более быстрого прогрева масла в компрессорных установках предусматривают перепускной маслопровод 3 с клапаном. При большой вязкости масла и, следовательно, большом перепаде давлений на входе и выходе маслоохладителя клапан открывается, и масло циркулирует в обход маслоохладителя. При этом температура масла быстро повышается, вязкость, и перепад давлений на охладителе падают, клапан закрывается, и маслосистема начинает работать в нормальном режиме. Для пуска компрессора при низких температурах требуется дополнительно предпусковой разогрев масла. С этой целью в сепараторе-воздухосборнике или в специальном маслосборнике монтируют электрические, паровые или водомасляные подогреватели.

Обязательным элементом маслосистем компрессорных установок являются фильтры 6, в которых из масла удаляются продукты окисления и механические примеси. В ряде установок осуществляется двойная фильтрация в фильтрах грубой и тонкой очистки. Масло, подаваемое в проточную часть маслозаполненных компрессоров, не только уменьшает теплоту сжатия, но и уплотняет зазоры между вращающимися и неподвижными элементами компрессора. Это необходимо учитывать при проектировании систем охлаждения маслозаполненных компрессоров. Слишком глубокое охлаждение, которое обычно снижает энергоемкость компрессора, в данном случае не обязательно дает положительный эффект, поскольку одновременно с уменьшением работы сжатия возрастают потери на трение в зазорах, так как вязкость масла с понижением температуры резко увеличивается. Если подобрать масло с более низкой вязкостью, усложняется отделение его от сжатого газа. Расход масла в маслозаполненных компрессорах ограничен определенными пределами. Уменьшение расхода масла может увеличить протечки в проточной части вследствие недостаточного уплотнения зазоров, кроме того, подогрев масла может превысить допустимое значение. Увеличение расхода масла приводит к росту его объема в полости сжатия, следовательно, к уменьшению объема сжимаемого газа и, соответственно, производительности компрессора.

Для эффективной работы системы охлаждения маслозаполненных компрессоров необходимо правильно подобрать марку масла. В зимнее время следует применять менее вязкие (легкие) масла. В то же время сепарация легких масел из сжатого воздуха при высокой температуре затруднена. При повышенном расходе масла увеличиваются затраты на эксплуатацию и ухудшается качество сжатого воздуха. Поэтому охлаждение газа в проточной части компрессора должно происходить за счет контактного конвективного, а не испарительного теплообмена. Для уменьшения интенсивности испарения масло должно иметь высокую температуру кипения. Из соображений безопасной эксплуатации

необходимо, чтобы температура вспышки масла была достаточно высока. Для повышения надежности работы масло добавляют антипенные и антиокислительные присадки.

Важнейшие пути совершенствования систем охлаждения маслозаполненных компрессоров - оптимизация конструкции маслоохладителей и сокращение затрат энергии на привод вентиляторов. Перспективной представляется замена маслоохладителей медных, латунных или стальных труб алюминиевыми пластинчато-ребристыми аппаратами, имеющими значительно меньшую массу и размеры, чем трубчатые, по более надежными, так как в них отсутствует уязвимый узел - заделка труб в трубную решетку. Гладкоканальные пластинчато-ребристые аппараты небольшой протяженности по охлаждающему воздуху имеют значительно более низкие сопротивления, чем трубчатые теплообменники. Это позволяет примерно вдвое сократить расход энергии на привод вентилятора.

4.3 Система смазки

Выбор компрессорного масла. При сжатии газов и газовых смесей химических производств компрессорное масло должно обеспечивать нормальную работу трущихся деталей в условиях высоких температур, часто в окислительной или агрессивной среде, в присутствии паров воды, пыли и оксидов металлов. Поскольку большая часть масла находится в распыленном состоянии и в виде топких пленок, поверхность взаимодействия велика. При этом резко интенсифицируются процессы окисления масла с образованием летучих и твердых продуктов разложения (нагаров), которые, оседая на поверхностях клапанов, поршней, холодильников, трубопроводов нагнетательной системы, значительно снижают экономичность работы компрессоров и служат основным источником воспламенений и взрывов [12].

При сжатии некоторых газов и газовых сред химических производств возникают проблемы, связанные с процессами физико-химического взаимодействия смазочного материала и сжимаемой среды.

Экономичная, безопасная и надежная эксплуатация компрессорных машин, отличающихся широким диапазоном рабочих параметров и резким различием условий эксплуатации, достигается только в случае рационального выбора смазочных материалов соответствующего качества.

В поршневых компрессорах условия работы систем, смазки механизма движения и цилиндропоршневой группы значительно отличаются и, следовательно, требования, предъявляемые к смазочным материалам, также различны.

В компрессорах бескрейцкопфного типа смазка механизма движения и цилиндров осуществляется от общей маслосистемы, в которой, как правило, используют компрессорное масло, выбираемое исходя из условий работы цилиндров.

Узлы трения механизма движения компрессоров работают в тех же условиях, что и подобные узлы других машин, поэтому при выборе масел для их смазки возникает меньше проблем, чем при выборе масла для смазки цилиндров.

Масло, применяемое для смазки механизма движения, должно обеспечивать длительную эксплуатацию компрессора при наименьшем износе контактирующих деталей и минимальных потерях мощности на трение, а также должно обладать стабильностью и сохранять основные эксплуатационные свойства в течение длительного срока работы. При длительных остановках компрессора масло должно защищать детали от коррозии, а при использовании в высокооборотных компрессорных машинах не должно образовывать пены в картере.

Для механизма движения стационарных поршневых компрессоров с раздельной системой смазки рекомендуются промышленные масла с кинематической вязкостью (4-7) 10^{-6} м²/с при 50 °С. Для средних и крупных компрессоров в большинстве случаев применяют промышленные масла И-40А и О-50А (ГОСТ 20799-88).

Более высокие требования предъявляют к качеству масла, используемого для смазки механизма движения передвижных компрессорных машин, эксплуатируемых в широком диапазоне температур окружающей среды. Вязкость масла должна быть достаточно низкой при ожидаемой минимальной температуре окружающей среды, чтобы обеспечить удовлетворительную смазку узлов трения при пуске компрессора, и в то же время должна быть достаточно высокой при работе машины в установившемся режиме (в разогретом состоянии), чтобы исключить повышенный износ узлов трения из-за чрезмерного уменьшения толщины пленки масла.

Расчетная вязкость масла, предназначенного для смазки механизма движения передвижных компрессоров, не должна превышать $2 \cdot 10^{-3}$ м²/с при самой низкой ожидаемой температуре окружающей среды, а температура застывания его должна быть не менее чем на 5 °С ниже температуры среды.

Для обеспечения экономичной и надежной эксплуатации компрессорных установок, работающих в особенно широком диапазоне температур окружающей среды, в ряде случаев для различных времен года используют масла разных марок, отличающиеся уровнем вязкости.

В воздушных компрессорах масло подвергается окислительному воздействию кислорода воздуха, динамическому воздействию сжимаемого воздуха, термическому воздействию, действию влаги.

Испарившаяся часть масла уносится воздухом в нагнетательный трубопровод, далее через холодильник и маслоотделитель попадает в воздухоотборники или на всасывание последующей ступени компрессора и в процессах нагарообразования не участвует. Неиспарившаяся часть масла более тяжелого фракционного состава оседает на горячих поверхностях нагнетательной системы и перемещается с определенной скоростью в направлении газового потока.

Под воздействием высоких температур и кислорода сжатого воздуха в присутствии таких катализаторов, как ржавчина и металлические продукты

износа, на стенках нагнетательной системы образуются твердые и мажеобразные продукты разложения масла (нагары).

Таким образом, в воздушном тракте компрессорной установки смазочное масло и продукты его разложения находятся в трех агрегатных состояниях; при этом концентрация паров и тумана, а также количество жидких и твердых продуктов при определенных условиях с течением времени могут увеличиваться.

Компрессоры для газов (кроме воздуха) по механической нагруженности и тепловой напряженности мало отличаются от воздушных. В большинстве случаев окисляющее воздействие сжимаемых сред в газовых компрессорах отсутствует.

При работе газовых компрессоров возникают следующие проблемы: сжимаемый газ (углеводороды, природный газ и некоторые продукты синтеза) растворяется в смазочном масле, в результате чего вязкость последнего значительно уменьшается, и смазочная пленка в определенных условиях разрушается; между сжимаемым газом и смазочным маслом происходит химическое взаимодействие, интенсивность которого значительно возрастает вследствие каталитического воздействия частиц железа и меди, образующихся при износе.

При смазке цилиндров этиленовых компрессоров сверхвысокого давления наряду с проблемой растворения газа в смазочном масле возникает ряд специфических проблем: очень высокие контактные нагрузки в узлах трения цилиндропоршневой группы; резкое увеличение вязкости смазочного масла под воздействием сверхвысокого давления (100-300 МПа). Смазочное масло, неизбежно попадающее в сжимаемый газ, не должно оказывать влияния на качество получаемого полиэтилена (цвет, токсичность, диэлектрические характеристики и др.).

При выборе смазочного масла для цилиндропоршневой группы воздушных компрессоров следует исходить в основном из давления и температуры нагнетаемого воздуха, частоты вращения и конструктивных особенностей машины. В зависимости от указанных факторов в первую очередь обращают внимание на вязкость масла, склонность к образованию нагара в данных условиях и термоокислительную стабильность.

Принято считать, что масло должно обладать минимальной вязкостью, при которой в данных условиях сохраняется достаточно прочная масляная пленка, разделяющая контактирующие поверхности. Слишком высокая вязкость смазочного масла обуславливает перерасход энергии и способствует отложению нагара. Маловязкие масла лучше испаряются и при распылении образуют мелкие капли, которые воздушный поток уносит из горячей зоны.

При сжатии воздуха, водорода, азота, оксида углерода, углекислого газа, коксового газа и аммиака рекомендуемая кинематическая вязкость масла в зависимости от температуры нагнетания приведена ниже:

Таблица 10 - Рекомендуемая кинематическая вязкость масла в зависимости от температуры нагнетания

Наименование показателей	Значение			
Температура нагнетания, °С	140	160	180	200
Кинематическая вязкость при 50°С, 10^{-6} м ² /с	65	85-100	110-135	140-165

Раньше особое значение при выборе компрессорного масла придавали его температуре вспышки. Поэтому для смазки большинства компрессорных машин рекомендовали высоковязкие остаточные масла вязкостью (18-30) 10^{-6} м²/с при 100 °С. В настоящее время большинство исследователей пришли к единому мнению, что оценка пригодности компрессорного масла по температуре вспышки неприемлема и основную роль при оценке взрывоопасности компрессорного масла необходимо отводить температуре начала окисления и самовоспламенения масла, а не температуре вспышки.

Классификация масел. Основные марки отечественных компрессорных масел К-19 и К-12, разработанные на базе бакинской нефти еще в 1944 г., в целом удовлетворяли требованиям, предъявляемым к смазочным материалам, предназначенным для смазки компрессорных машин того времени. Позднее для машин с более тяжелыми условиями работы рекомендованы масла МК-22 и П-28.

С целью замены бакинских масел в ассортимент отечественных масел введены остаточные КС-19 и К-28, для получения которых используют сернистые парафинистые нефти. Однако, как показала практика эксплуатации, указанные заменители характеризуются большей нагарообразующей способностью, чем бакинские аналоги (К-19 и П-28), и могут быть использованы лишь для смазки машин, работающих в легких условиях.

С развитием компрессорной техники требования к качеству смазочных материалов значительно возросли, а сложившийся отечественный ассортимент компрессорных масел не мог обеспечить безопасную эксплуатацию современных компрессорных машин. Поэтому в 1975 г. ВНИИНП совместно с ВНИИкомпрессормашем разработали классификацию и ассортимент масел для воздушных и газовых компрессоров различных типов [13], в зависимости от условий работы (таблица 10). Для легких, средних и тяжелых условий работы компрессоров установлены соответственно три группы качества компрессорных масел (первая, вторая, третья) с необходимой дифференциацией по вязкости в составе каждой группы.

Качество компрессорного масла следует оценивать по его эксплуатационным свойствам - в первую очередь по способности к нагарообразованию в системе нагнетания компрессора и по склонности к самовоспламенению продуктов окисления (таблица 11).

В обозначении компрессорного масла по унифицированному ассортименту первая буква К - масло компрессорное; цифра после буквы указывает группу качества (в марках первой группы цифра 1 не ставится); следующая цифра (после дефиса) соответствует вязкости масла в сантистоксах при 40 °С.

Синтетические масла. Синтетические смазочные материалы углеводородного и неуглеводородного состава имеют следующие преимущества по сравнению с высококачественными минеральными маслами: лучшую смазывающую способность и более высокий индекс вязкости; хорошую термостабильность и высокую температуру вспышки; более низкие температуры застывания; высокую стойкость к окислению и взаимодействию с газообразными и жидкими растворителями; меньшую испаряемость.

Применение синтетических смазочных материалов в компрессорах обеспечивает уменьшение потерь мощности на трение и износа деталей в узлах трения; экономичную и безопасную эксплуатацию компрессорных машин в районах с экстремальными климатическими условиями; минимальные нагароотложения в системе нагнетания в сочетании с высокими температурами самовоспламенения и температурами вспышки обеспечивают большую безопасность эксплуатации оборудования и меньшую трудоемкость обслуживания; возможность сжатия газов, взаимодействующих со смазочным маслом; значительное снижение расхода масла за счет увеличения его срока службы при циркуляционной смазке или сокращения подачи при лубрикаторной смазке цилиндров; значительное уменьшение загрязненности сжимаемого газа смазочными маслами вследствие уменьшения количества сжимаемого газа смазочными маслами вследствие уменьшения количества подаваемого масла, меньшей испаряемости и лучшей сепарационной способности; возможность создания компактных компрессоров с меньшим числом ступеней (и более высокими температурами нагнетания) за счет высокой термоокислительной стабильности.

К недостаткам синтетических смазочных материалов можно отнести их высокую стоимость, несовместимость с некоторыми неметаллическими материалами, агрессивность и ядовитость некоторых масел.

В настоящее время синтетические масла в большинстве случаев применяют в тех специальных компрессорах, в которых невозможно получить заданные экономические показатели при использовании даже лучших сортов минеральных масел. Так, для смазки цилиндров дожимающих поршневых компрессоров сверхвысокого давления, используемых при полимеризации этилена, требуется масло, обладающее следующими свойствами: в нем не должен растворяться сжимаемый газ (этилен); оно должно иметь невысокий пьезокоэффициент вязкости, чтобы при давлении 250-300 МПа не теряло подвижности и не превращалось в пластичное или «квазитвердое» тело; оно не должно быть токсичным, так как конечный продукт (полиэтилен) может быть использован для упаковки пищевых продуктов; масло, неизбежно присутствующее в полиэтилене, не должно ухудшать его диэлектрических характеристик.

Указанным требованиям в наибольшей степени отвечают синтетические смазочные материалы на основе полигликолей.

Таблица 11 - Классификация поршневых воздушных компрессоров со смазкой цилиндров

Группа	Условия работы	Характеристика компрессора
1	Легкие	Одно-, и двухступенчатые средней и большой производительности, температура нагнетания по ступеням до 160 °С. Одно- и двухступенчатые малой производительности (до 6 м ³ /мин), температура нагнетания до 180 °С. Работающие в периодическом режиме с перерывами, достаточными для охлаждения машины, и продолжительностью непрерывной работы, недостаточной для полного разогрева машины.
2	Средние	Средней и большой производительности, в том числе многоступенчатые; температура нагнетания по ступеням до 180 °С. Одно - и двухступенчатые малой производительности (до 6 м ³ /мин), температура нагнетания до 200 °С.
3	Тяжелые	Многоступенчатые средней и большой производительности, температура нагнетания по ступеням до 200 °С. Малой производительности (до 6 м ³ /мин), в том числе многоступенчатые, температура нагнетания по ступеням до 220°С.

Таблица 12 - Классификация компрессорных масел

Группа качества	Марки масел по унифицированному ассортименту	Кинематическая вязкость при 100 °С 10 ⁻⁶ м/с	Марки товарных и опытных образцов	Количество нагароотложения при испытании.	Время до самовоспламенения, мин.
1	К-100 К-150 К-220	10-12,5 14-16,5 18-22	М-10В ₂ , М-10Г ₂ К МТ-16п, К-19, МС-20 М-20Бп, КЧ-20	35	360 при 220 °С
2	К-460 К2-100 К2-150 К2-220 К2-320	26-30 10-12,5 14-16,5 18-22 23-25	П-28, К-28 К-12. К3-10 ИГП-91 - К2-24	5	360 при 230 °С
3	К3- 100 К3- 150 К3- 220	10-12,5 14-16,5 18-22	К3- 12 АМВ-17 М-20А	5	360 при 240 °С

Рекомендации по эксплуатации системы смазки. Каждая поступившая на компрессорную станцию партия смазочных масел должна иметь паспорт-сертификат завода-изготовителя с указанием физико-химических свойств масла

Независимо от наличия паспорта-сертификата перед применением масла необходим лабораторный анализ для проверки его свойств и соответствия их нормам. Для точного определения срока службы масла в системе циркуляционной смазки необходим периодический контроль его физико-химических свойств по данным лабораторного анализа.

Масло считается не пригодным для дальнейшего использования в системе циркуляционной смазки и подлежит замене, если его характеристики превосходят хотя бы одно из приведенных ниже предельно допустимых значений: вязкость - на 25 % выше нормальной; кислотность - более 1,5 мг КОН на 1 г масла; содержание механических примесей - 0,02 %; воды - 2,5 %; зольность - 0,06 %; наличие водорастворимых кислот и щелочей.

Расход масла на смазку цилиндров и сальников следует отрегулировать в соответствии с указанием завода - изготовителя; компрессора. В период обкатки (400-500 ч работы) подача масла должна быть на 30-40 % больше паспортного значения. После полной приработки пар трения подачу смазки можно уменьшить на 10-15 % по сравнению с паспортом. При регулировании, подачи смазки необходим контроль за температурой трущихся деталей. Чрезмерная подача масла способствует образованию большого количества нагаромасляных отложений в нагнетательном трубопроводе и клапанах, что может служить причиной аварии.

Норму расхода масла для смазки цилиндров и сальников поршневых компрессоров рассчитывают исходя из удельных расходов на 1 м² поверхности скольжения поршня по цилиндру и штока в сальнике, на 1 м³ засасываемого воздуха и 1 кВт•ч расходуемой компрессором электрической энергии.

Наиболее распространен метод нормирования расхода масла по поверхности скольжения поршня и штока. Так, расход масла для цилиндров низкого и среднего давления рассчитывают из следующих соотношений: 0,0025 г. на 1 м² смазываемой поверхности для горизонтальных компрессоров и 0,002 г - для вертикальных.

Значительно уменьшается расход масла при применении поршневых колец из неметаллических антифрикционных материалов (фторопласта, капролона и др.). При минимальном: расходе масла ресурс этих колец в ряде случаев превышает ресурс чугунных колец, работающих с обильной смазкой, и в несколько раз больше ресурса колец, работающих без смазки [14].

Критическая толщина слоя нагароотложений, при которой происходит их самовозгорание, в каждом случае определяется условиями работы компрессора, в основном температурой и; давлением сжимаемой среды, скоростью газового потока, наличием катализатора, составом и свойством отложений и т.п.

В проекте Международного стандарта «Стационарные компрессоры. Правила безопасности и свод практических указаний» 15010=18·5388 допустимая толщина слоя нагароотложений устанавливается в зависимости от рабочего давления компрессора:

Таблица 13 - Зависимость допустимой толщины слоя нагароотложений от рабочего давления компрессора

Наименование показателя	Значение		
Рабочее давление, МПа	1	1-3	5-5
Максимально допустимая толщина слоя нагароотложений, мм	3	2	1

Контроль толщины слоя нагароотложений следует проводить во всех частях нагнетательной системы, где температура воздуха выше 80 °С.

Для того чтобы масло под действием потока воздуха могло с надлежащей скоростью перемещаться по стенкам трубопроводов нагнетательной системы не претерпевая сильных изменений и не образуя нагаромасляных отложений, скорость воздуха в каждой части трубопроводной системы и ее элементах должна быть не менее 8 м/с.

Опасность воспламенения нагароотложений наиболее реальна только для зоны нагнетательного трубопровода при высокой температуре сжатого воздуха. С понижением температуры воздуха угроза самовоспламенения масляных отложений уменьшается, а при снижении конечной температуры до 100-110 °С практически исчезает. Установка концевого охладителя (или маслоотделителя с охлаждением) обеспечивает резкое снижение температуры сжатого воздуха и является одним из радикальных средств снижения опасности взрывов. Концевой охладитель следует устанавливать как можно ближе к цилиндру компрессора - тем самым максимально уменьшается зона нагнетательного трубопровода с высокой температурой сжатого воздуха.

Смену масла в циркуляционных системах смазки механизма движения рекомендуется производить через 2500-3000 ч работы компрессора. Для полного использования масла необходимо уточнить сроки его замены на основании результатов анализов его свойств, которые следует проводить за 10-15 дней до предполагаемой замены, предусмотренной графиком. Если загрязнения и вязкость не превышают допустимых значений, Разрешается дальнейшая эксплуатация масла при условии постоянного химического контроля.

Масляные фильтры, приемную сетку масляного насоса и маслопровод системы циркуляционной смазки необходимо чистить не реже одного раза в два месяца. Чистку маслосборника следует проводить 1 раз в год во время контроля состояния коренных подшипников. Чистку масляного насоса системы циркуляционной смазки, лубрикатора и маслопроводов рекомендуется проводить не реже 1 раза в полтора месяца.

Отработанное масло из системы циркуляционной смазки подвергают регенерации для повторного использования. Регенерацию не проводят, если в отработанном масле содержится более 3% механических примесей.

5 Эксплуатация компрессорных станций

5.1 Установка поршневых компрессоров

Фундаменты. Поршневые компрессоры общего назначения устанавливают на массивных фундаментах. Фундаменты воспринимают статические нагрузки от массы установки и динамические нагрузки от сил инерции движущихся масс компрессоров. Под воздействием этих нагрузок может возникнуть осадка фундамента, развитие которой по мере уплотнения грунта под подошвой фундамента прекращается. Представляет опасность неравномерная осадка фундамента, под влиянием которой происходит отклонение компрессорной установки от горизонтального положения, что может привести к нарушению центровки и нормальных условий работы.

Для контроля за осадкой и перемещением осей на торцевых частях фундамента должно быть не менее четырех реперных отметок, связанных точной нивелировкой с общезаводской системой нивелирования.

В начальный период эксплуатации после монтажа или переустановки компрессора первые две проверки осадки фундамента необходимо производить 1 раз в 6 месяцев, а затем далее с интервалом 1 год. После прекращения осадки контроль проводят при капитальных ремонтах компрессора.

Постоянное воздействие на фундамент переменных нагрузок может, привести к возникновению трещин, которые наиболее часто образуются в местах сопряжения участков фундамента, имеющих отличающиеся поперечные сечения (в прямках, сквозных отверстиях, консолях и т. п.). При обнаружении трещин они должны быть обозначены яркой краской, которую наносят на расстоянии 20 мм от трещины по всей ее длине (для вертикальных трещин - справа, для горизонтальных - внизу).

Для наблюдения за развитием трещин в фундаменте на расстоянии 150 - 200 мм по обе стороны от трещины устанавливают металлические штыри - маяки. Возможна установка маяков из папиросной бумаги или алебаstra. Целостность таких маяков свидетельствует о прекращении развития трещины.

Результаты осмотров и замеров фундаментов следует фиксировать в ремонтном журнале компрессора.

При появлении и развитии значительных трещин возможность дальнейшей эксплуатации, а также необходимость и методы проведения ремонта фундамента должны определяться специализированной строительной организацией.

Оштукатуривание, облицовка плиткой, покрытие масляными и другими красками фундаментов компрессоров не рекомендуются, так как названные покрытия делают незаметными трещины в бетоне. Кроме того, в материале покрытия могут возникать трещины, отсутствующие в фундаменте.

Не допускается попадание на фундамент смазочных материалов, так как они разрушают бетон. Для защиты бетона рекомендуется прозрачное покрытие фундамента бакелитовым лаком в 4-5 слоев. При ремонте фундамента бетон в местах прохождения трещин, а также пропитанный маслом следует удалить до обнажения прочного (без трещин и масляных включений) массива. Для

обеспечения надежной связи между вновь укладываемым слоем бетона и основным массивом фундамента необходимы насечка, тщательная очистка и достаточное увлажнение поверхности фундамента, а в некоторых случаях - армирование.

Марка вновь укладываемого бетона должна быть не ниже 150 по ГОСТ 7473 - 94. Образцы для контроля качества бетона должны изготавливаться в специальных формах у места бетонирования и храниться в условиях, аналогичных условиям твердения бетона. Бетон в фундаменте считается соответствующим марочной прочности, если прочность контрольных образцов не ниже 85 % прочности бетона проектной марки.

Для обеспечения проектной высоты расположения оси вала компрессора между опорной поверхностью отремонтированного фундамента и опорными поверхностями станины (рамы, картера) компрессоров, фундаментными плитами электродвигателей, опорами цилиндров должен быть зазор 40 -80 мм, который заполняют бетонным раствором при подливке. В случае необходимости допускается подрубка фундамента, но не наращивание его.

Отклонений от горизонтали опорных поверхностей фундамента в продольном и поперечном направлениях, не должно быть. Неплоскостность поверхности фундамента не должна быть более ± 15 мм.

На поверхности фундамента до установки компрессора необходимо сделать грубую насечку глубиной 2-3 мм для разрушения поверхностей цементной пленки, а затем промыть фундамент струей воды под напором. Это улучшит схватывание бетона в бетонной смеси при подливке.

Во время эксплуатации компрессорной установки могут возникнуть различные неисправности, в процессе устранения которых необходимы снятие рамы (станины, картера) компрессора с фундамента, а затем установка этой детали вновь на фундамент с последующим креплением.

Раму (станину, картер) компрессоров устанавливают и выверяют на фундаменте с помощью наборов клиновых или плоских подкладок, винтовых или клиновых домкратов, отжимных болтов и т. п.

Клиновые подкладки должны иметь обработанные, поверхности без заусенцев. Толщина подкладок должна быть в пределах 20-30 мм. Уклон клиновой поверхности применяют 1:10. Клиновые поверхности каждой пары подкладок взаимно пригоняют так, чтобы между ними не проходил щуп 0,1 мм. Каждую пару клиновых подкладок устанавливают на плоских подкладках, размеры которых на 10-15 мм превышают размеры клиновых. В зависимости от толщины подливки ставят от одной до трех плоских подкладок толщиной не менее 10 мм.

Число пар клиновых подкладок должно быть вдвое больше числа фундаментных (анкерных) болтов, так как подкладки следует устанавливать по обе стороны каждого болта, максимально близко от него.

Таблица 14 - Размеры клиновых подкладок (в мм)

Наименование показателя	Значение, мм			
Клиновья подкладка длина и ширина	100X70	150X100	200X120	250X130
Длина обработанной части	95-100	144-150	192-200	240-250
Длина и ширина плоской подкладки под клиновую	110X80	160X1Ю	210X130	260X140

После выверки рамы (станины, картера) весь комплект подкладок (клиновую пару и плоские подкладки) прихватывают электросваркой (если его оставляют в бетоне подливки фундамента).

Плоские стальные подкладки изготовляют из листовой или полосовой стали толщиной 20; 10; 5; 3; 1 мм. Общая толщина набора должна составлять 40-80 мм. Размеры подкладок (в мм) следующие: 150X(60-90); 200 X (100- 200); 250X (100120); 300X 150. Число подкладок в наборе - не более пяти. Для регулировки рамы (станины, картера) по высоте рекомендуется устанавливать три-четыре толстые и одну- две тонкие подкладки. Число комплектов и места установки плоских подкладок определяют так же, как клиновых, для повторного использования подкладок их при подливке огораживают опалубкой, а после схватывания бетона выбивают. Образовавшиеся пустоты заполняют бетоном.

Выверка станин. Выверка станин (рам, картеров) на плоских подкладках трудоемка, так как требует многократного подъема станин.

Значительно проще производить выверку станин (рам, картеров) на клиновых и винтовых домкратах, а также с помощью отжимных регулировочных болтов, которыми должны снабжаться компрессоры общего назначения.

В конструкциях выпускаемых в настоящее время компрессоров общего назначения предусмотрено использование для выверки регулировочных винтов и упорных пластин толщиной 12-15 мм. С каждой стороны рамы (станины, картера) устанавливают от одного до трех регулировочных болтов.

Возможно применение струбцин и кронштейнов. Струбцину закрепляют болтом на подошве оборудования, а в кронштейн ввертывают отжимной регулировочный болт.

Клиновые подкладки, а также другие устройства для выверки (домкраты и т. п.) устанавливают на плоские подкладки. При этом отверстия колодцев в фундаменте не должны перекрываться. Места размещения подкладок на бетоне фундамента должны быть подрублены и заклинены. Подкладки должны лежать горизонтально. Отклонение от горизонтальности не должно превышать 0,5 мм на

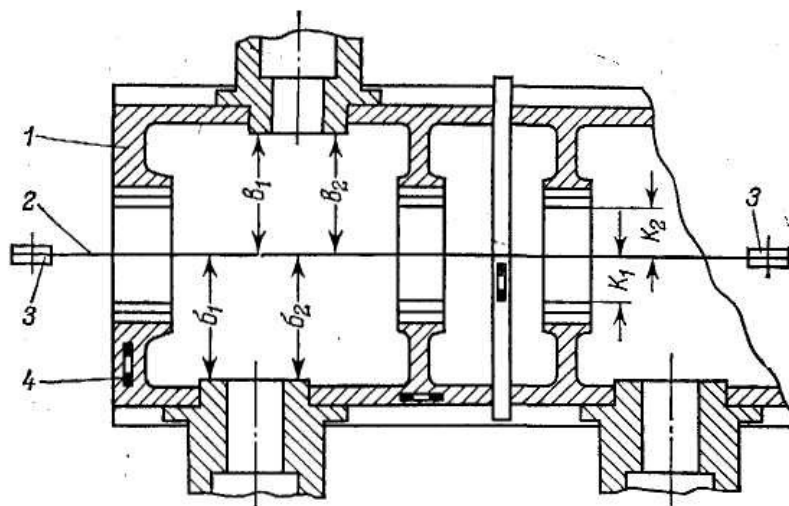
1000 мм длины. Высота опорных поверхностей средств выверки должна соответствовать высотной отметке нижней кромки рамы (станины, картера) с отклонением не более ± 5 мм.

Фундаментные болты перед установкой в анкерные устройства должны быть очищены от грязи, ржавчины, окалины и обезжирены в 5 %-ном растворе каустической соды. Гайка должна наворачиваться на резьбу свободно, без люфта. Не допускается подрез стержня болта в месте сбега резьбы. Болт должен выступать над верхней гайкой на 2-3 нитки резьбы, но не более чем на 0,5 его диаметра.

При установке собранного компрессора на фундамент проверяют его горизонтальность в двух направлениях: по оси вала - установкой уровня на шкив, маховик или выступающий конец вала с фиксацией положения уровня по поперечной ампуле: перпендикулярно оси вала - установкой уровня на контрольную линейку, которая должна опираться на торцевую поверхность цилиндра (блока цилиндров) или на специальные контрольные площадки, но с перестановкой по двум взаимно перпендикулярным направлениям.

При установке станины (картера) компрессора, сборку которого будут осуществлять после закрепления на фундаменте, контроль положения проводят следующим образом: по оси вала - установкой уровня на контрольную линейку, уложенную на постели под вкладыши коренных подшипников или на нерабочую обработанную цилиндрическую часть вала (при отсутствии следов износа возможна установка уровня на одну из коренных шеек); перпендикулярно оси вала - укладкой уровня на верхнюю обработанную поверхность станины (картера).

При выверке угловых и оппозитных компрессоров уровень можно укладывать на направляющие крейцкопфов.



1 - рама; 2 - струна; 3 - ролики; 4 - уровень

Рисунок 37 - Схема установки центровочной струны в картере компрессора

Контроль положения картера при затяжке болтов производят с помощью струны, установленной и отцентрированной вдоль оси коленчатого вала (рисунок 37) по постелям под вкладыши подшипников с одновременным контролем горизонтальности по уровню.

При расцентровке расстояния K_1 и K_2 от постели до струны должны быть равны. При правильной установке расстояния от торца направляющих $b_1 = b_2$ и $e_1 = e_2$.

Рамы двухрядных горизонтальных компрессоров должны занимать определенное положение по отношению друг к другу. Сначала выверяют раму одного из рядов. Для контроля положения вдоль оси вала уровень устанавливают на поверхность расточки рамы под вкладыши коренных подшипников, а перпендикулярно оси вала - на направляющую.

Предварительную выверку положения рамы второго ряда относительно рамы первого производят по уровню, поставленному на контрольную линейку, которая опирается на нижнюю поверхность расточек рам под вкладыши коренных подшипников. Если диаметры расточек у рам отличаются, под линейку следует подложить калиброванные подкладки необходимой толщины для компенсации разности размеров. Расхождение по уровню высотных отметок рам не должно превышать 0,1 мм на 1000 мм.

После выставки рам по уровню производят выверку по струнам, для которых используют стальную калибровочную проволоку диаметром 0,35-0,50 мм. Замеры центровки компрессора проводят электроакустическим способом.

После проверки рам анкерные болты должны быть равномерно затянуты.

Рамы (станина, картер) компрессора считаются окончательно выверенными, если не меняется их положение относительно струны при затяжке анкерных болтов. Показания уровня не должны изменяться более чем на 0,1 мм на 1000 мм длины. Во всех случаях при проверке горизонтальности уровень следует устанавливать в двух положениях (с поворотом на 180), для обнаружения неисправности уровня и дефектов обработки поверхности.

Опорная поверхность рам (станины, картера) компрессора должна плотно прилегать к устройствам и приспособлениям для выверки. Плотность прилегания проверяют щупом.

После установки рам, цилиндров, укладки коренного (коленчатого) вала, проверки прилегания шеек к вкладышам и горизонтальности вала производят подливку рам (станины, картера).

Для обеспечения устойчивости компрессора на фундаменте производят подливку рам (станин, картеров) раствором бетона. Если конструкцией компрессора не предусмотрено заполнение бетоном внутренних полостей рамы при подливке, для увеличения жесткости и уменьшения вибрации перед установкой на фундамент раму переворачивают вверх дном и во внутренние полости, подлежащие бетонированию, закладывают арматуру и прихватывают ее. Для обеспечения надежной связи с подливкой фундамента концы арматуры должны выступать за края рамы на величину, не превышающую зазор между подошвой станины (рамы) и фундаментом.

Время полного затвердевания бетона, когда можно вести дальнейшие работы по монтажу, должно быть согласовано со строительной организацией по данным испытаний контрольных кубиков бетона.

Рама (станина) и направляющие. При эксплуатации проверяют деформацию элементов рамы (станины) и направляющих; вертикальные перемещения свыше 0,2 мм являются признаком неработоспособности компрессора. На поверхности рамы выявляют трещины и контролируют их развитие. Прилегание к фундаменту рамы, а также любой из направляющих, закрепленных на фундаменте, должно быть не менее 50 % периметра их общего стыка. Не реже одного раза в год проверяют горизонтальность положения рамы: отклонение плоскости рамы в любом направлении на длине 1 м не должно превышать 2 мм. На поверхностях скольжения направляющих не должно быть рисок, вмятин, забоин глубже 0,3 мм.

5.2 Эксплуатация компрессорных установок и основные неисправности

Компрессорную станцию обслуживает машинист-компрессорщик, который должен уметь определять неисправности, появившиеся в процессе работы компрессора, и принимать меры к их предотвращению и устранению.

При эксплуатации контролируют температуру участков коленчатого вала, работающих в режиме трения; она не должна превышать значений, указанных в инструкции по эксплуатации. При ремонте проводят очистку смазочных каналов и дефектоскопический контроль состояния поверхности. Вал с выявленными трещинами к работе не допускается.

Для оппозитных компрессоров при консольном электродвигателе с насаженным на вал ротором предельные значения расхождения щек (расклепа) для 1-го и 2-го колен вала задаются заводом-изготовителем компрессора, для всех остальных колен составляют 0,04-0,08 мм для баз с допускаемым усилием соответственно 100-400 кН.

Для коленчатых валов компрессоров общего назначения нормальное расхождение щек не должно превышать следующих значений: у вновь уложенного вала - $0,000080 S$ (где S - ход поршня); у находящегося в эксплуатации вала - $0,000125 S$; предельно допустимое - $0,000250 S$.

Основной неполадкой в системе кривошипно-шатунного механизма компрессора является внезапное или постепенное падение давления масла.

Неисправность опорных подшипников способна привести к крупной аварии, является подплавление баббитовой заливки вкладышей. Подплавление могут вызвать следующие причины: частичное или полное прекращение подачи масла; загрязнение подшипников; вибрация компрессора; некачественный баббит или плохо выполненная заливка вкладышей; неудовлетворительное состояние шеек или плохая пригонка к ним вкладышей; плохое качество смазочного масла.

Лабиринтные уплотнения. В центробежных компрессорах в основном применяют уплотнения лабиринтного типа. Неправильная сборка или повреждение лабиринтного уплотнения не только снижает эффективность работы компрессора, но и может вызвать серьезную аварию. Повреждения уплотнений

вызывают главным образом следующие причины: осевой сдвиг и сильная вибрация ротора; недостаточный зазор в уплотнениях; неудовлетворительная запрессовка гребней уплотнений в пазы обоймы; скопления большого количества отложений в уплотнениях.

Лабиринтные уплотнения, если это необходимо, очищают от отложения и промывают, затем внимательно осматривают гребни, проверяя, нет ли смятия, обрыва, выкрашивания или ослабления в пазах.

Сработанные или выкрошившиеся гребни, обнаруженные при осмотре, удаляют из пазов и заменяют. Смятые гребни выправляют и заостряют трехгранным шабером. Гребни с ослабленной посадкой укрепляют в пазах в зависимости от конструкции их крепления.

Внезапное падение давления может возникнуть по следующим причинам:

- в результате падения уровня масла в картере обнажается всасывающий патрубок маслонасоса, и в систему смазки поступает воздух;
- в результате разрыва одной из труб маслопровода;
- из-за поломки маслонасоса или его перепускного клапана.

Во всех этих случаях необходимо срочно остановить компрессор и устранить неисправности. Выход из строя манометра также может быть причиной остановки компрессора.

Причины постепенного уменьшения давления масла могут быть следующие: износ подшипников (при этом в компрессоре обычно появляется сильный стук); неплотности в соединениях маслопровода; засорение приемной сетки маслонасоса; разжижение масла из-за ненормального нагревания или его некондиционного состава. При первой же остановке компрессора необходимо устранить причины постепенного падения давления масла, а если оно упало до 0,1 МПа, то следует немедленно прекратить работу.

Скопление масла в воздухохоборнике, напорном трубопроводе и маслоотделителях напорного трубопровода говорит об обильной подаче смазки в цилиндры компрессора. Подачу смазки следует уменьшать, так как масло в избыточном количестве вызывает коксообразование в цилиндрах и трубопроводах, что может быть причиной самовозгорания масла и взрывов в трубопроводах.

Вследствие неисправности обратных масляных клапанов сжимаемый газ поступает к масляным насосам лубрикаторов, всасывание масла прекращается, и насосы работают вхолостую. После остановки компрессора в клапанах притирают иглы к седлу, затем испытывают их на герметичность.

Если вода в холодильник компрессора подается в достаточном количестве и её температура на выходе не превышает норму, а температура воздуха, выходящего из холодильника, выше допустимой нормы, то причиной плохого охлаждения в этом случае является слой накипи на стенках холодильника, омываемых водой, а также масляное отложение на поверхности, омываемой сжатым воздухом. Холодильник в этом случае отключают, разбирают и чистят.

Режим работы систем охлаждения должен соответствовать требованиям инструкции по эксплуатации. Общая жесткость воды в системе охлаждения не

должна быть более 7 мг экв/л. Температура охлаждающей воды, выходящей из компрессора, не должна превышать 40 °С. Компрессорные станции снабжают устройствами автоматического отключения привода в случае падения давления в системах смазки и охлаждения ниже допустимых пределов.

Неплотности в системе охлаждения (прорыв прокладки, неплотность соединения трубок холодильника) можно обнаружить по скоплению большого количества воды в холодильниках или по тому, что вода из сливной трубы вытекает в воронку не равномерно, а толчками вместе с воздухом. Утечку воды необходимо немедленно устранить, так как вода, попавшая в цилиндр, может быть причиной взрыва.

Давление на ступенях сжатия может повышаться или понижаться по сравнению с нормальным. Причина таких отклонений может быть в работе всасывающего или нагнетательного клапана более высокой ступени. При неисправных всасывающих клапанах сжатый воздух может возвращаться в промежуточный холодильник и быть причиной повышения давления в предыдущей ступени. Повышение давления в какой-либо ступени компрессора представляет большую опасность. При резком повышении давления перегружается кривошипно-шатунный механизм, возможно самовозгорание масла. Особенно опасны неисправности нагнетательного клапана последней ступени.

Во время работы компрессора внимательно проверяют действие предохранительных клапанов. Поломка клапанов во время работы компрессоров может быть вызвана гидравлическим ударом при попадании в цилиндр влаги или масла из промежуточного холодильника, поэтому необходимо регулярно продувать промежуточные холодильники.

Основные причины прорыва сжатого воздуха в сальниках следующие: износ уплотняющих колец; поломка пружин, прижимающих секции сальника друг к другу; износ штока; появление царапин и других повреждений на поверхности штока и уплотнительных сальниковых колец.

Эффективная эксплуатация воздушных компрессорных станций возможна только при применении надлежащих смазочных материалов, выполнении своевременно и в полном объеме всех операций технического обслуживания, а также планово-предупредительных и капитальных ремонтов. При смазывании передвижных поршневых компрессоров применяют компрессорное масло К-12 или индустриальное И-20А. Временно эти масла можно заменить компрессорным маслом К-19.

Для смазывания винтовых и ротационных компрессоров используют турбинное масло TV22 или Т-22 (летом) и Х-23 (зимой). Для смазывания винтовых компрессоров в качестве заменителя можно применять веретенное масло АУ с присадкой; ротационных компрессоров - индустриальное масло И-20А с присадкой.

Для смазывания цилиндров и сальников всех стационарных поршневых компрессоров используют компрессорное масло 19 или 12, для смазывания механизма движения - индустриальное 45 или 50.

Система планово-предупредительного технического обслуживания и ремонта компрессорных станций должна предусматривать ежесменное (ЕО), периодическое (ТО-1, ТО-2, ТО-3) и сезонное (СО) технические обслуживания, текущий (Т) и капитальный (К) ремонты, а также проведение систематических технических осмотров и проверок состояния машин.

Для каждой компрессорной установки инструкцией должны быть определены виды ремонтов, их содержание и последовательность, выработка в часах между ремонтами одного вида, трудоемкость ремонта и количество суток простоя в ремонте.

Ежесменное обслуживание компрессоров не планируется. Машинист обязан выполнять его перед началом, в течение смены и по окончании смены. В состав ЕО входят уборочно-моечные операции, заправка машины чистым маслом и топливом. Перед заправкой тщательно очищают горловины и пробки топливных баков и картеров. При контрольных осмотрах ЕО разборка агрегатов и узлов не допускается.

При периодическом обслуживании (ТО) диагностика технического состояния предшествует регулировке и ремонтным операциям. Регулировочные операции должны гарантировать нормальное взаимодействие деталей, узлов и агрегатов. Смазочные операции выполняют в соответствии с инструкцией по эксплуатации. При выполнении мелких ремонтных операций не допускается замена типа крепления, предусмотренного заводом-изготовителем.

Сведения о выполнении ТО регистрируют в журнале, а затем их переносят в паспорт машины в течение месячного срока.

Сезонное техническое обслуживание выполняют два раза в год при переходе на осенне-зимний период с наступлением морозов и весенне-летний период.

При текущем ремонте проверяют состояние маслосистем, кривошипно-шатунного механизма, муфт сцепления, редукторов, подшипников, клапанов, поршневых колец, лабиринтных уплотнений, арматуры. При необходимости заменяют (восстанавливают) детали. Объем работ определяют в процессе ее осмотра. Технология ремонта не должна исключать возможности проведения последующих ремонтов, снижать эксплуатационные показатели машины, нарушать взаимозаменяемость узлов и деталей.

Сведения о выполнении текущего ремонта регистрируют в паспорте не позднее чем через месяц со дня его проведения. При этом в паспорт заносят также сведения о замене составных частей компрессора.

При капитальном ремонте полностью разбирают компрессор. Проверяют и восстанавливают (заменяют) базисные детали. Капитальный ремонт назначают, если базовые детали и агрегаты изношены, и работоспособность компрессора не может быть восстановлена без полной разборки. Необходимость капитального ремонта устанавливает комиссия во главе с главным инженером предприятия.

При капитальном ремонте допускается модернизация компрессоров. На месте эксплуатации капитальный ремонт компрессоров осуществляется только агрегатно-узловым методом. По окончании ремонта составляют акт

Периодические и сезонные технические обслуживания и ремонт выполняют по графику, разрабатываемому лицом, ответственным за техническое состояние и

безопасность эксплуатации компрессоров, и утверждаемому главным инженером предприятия.

5.3 Меры безопасности при эксплуатации и ремонте компрессорных установок

В соответствии с инструкцией завода-изготовителя и другими нормативными документами, относящимися к технике безопасности, администрация предприятия разрабатывает инструкции по безопасному обслуживанию установок и вывешивает их на рабочих местах. Инструкции утверждает главный инженер предприятия.

Всем рабочим, которые обслуживают компрессорные установки и сосуды, работающие под давлением, под личную расписку выдаются администрацией инструкции по безопасным методам работы.

Ответственным за правильную и безопасную эксплуатацию компрессоров, воздухопроводов и сосудов, работающих под давлением, назначается приказом лицо, имеющее законченное техническое образование и практический опыт по эксплуатации этого оборудования. К самостоятельной работе по обслуживанию установок могут быть допущены лица не моложе 18 лет, признанные годными по состоянию здоровья, обученные по соответствующей программе и имеющие удостоверение квалификационной комиссии.

Знания рабочих по вопросам техники безопасности и пожарной безопасности проверяет не реже одного раза в год комиссия, состав которой определяется приказом руководителя предприятия. Лица, не сдавшие экзаменов по знанию правил, инструкций и других нормативных документов по технике безопасности, отстраняются от работы.

Вход в помещение компрессорной станции посторонним лицам запрещается. Снаружи у входной двери устанавливается сигнализация для вызова обслуживающего персонала и вывешивают плакат «Вход посторонним воспрещен».

Перед пуском машинист осматривает компрессорную установку, проверяет системы смазки и охлаждения.

Каждую смену необходимо контролировать расход масла. Расход масла на каждую точку смазки не должен превышать указанного в заводской инструкции. В журнале ведут запись о расходе масла.

Все предохранительные клапаны ежедневно проверяют путем принудительного открытия. После закрытия клапан должен сохранять герметичность.

При отсутствии автоматических устройств ручную продувку маслосепараторов проводят два раза в смену, воздухоотводчика - не реже одного раза в смену, а в сырую погоду - через каждые 2 ч работы установки.

Компрессор должен быть немедленно остановлен в следующих случаях:

– в случаях, предусмотренных инструкцией завода изготовителя;

- если манометры любой ступени сжатия показывают давление выше допустимого;
- если манометр системы смазки показывает давление ниже допустимого нижнего предела;
- при прекращении подачи охлаждающей воды;
- если слышны стуки в компрессоре, двигателе или обнаружены неисправности, которые могут привести к аварии;
- при температуре сжатого воздуха выше предельно допустимой нормы;
- при пожаре;
- при появлении запаха гари или дыма из компрессора или электродвигателя;
- при заметном увеличении вибрации компрессора или электродвигателя.

После аварийной остановки компрессора пуск его может быть произведен с разрешением лица, ответственного за безопасную эксплуатацию установки.

Во время работы компрессорной установки обслуживающий персонал обязан контролировать:

- давление и температуру сжатого воздуха после каждой ступени сжатия;
- непрерывность поступления в компрессоры и холодильники охлаждающей воды и ее температуру;
- давление и температуру масла в системе смазки;
- правильность работы лубрикаторов и уровень масла в них.
- Показания приборов через установленные инструкцией промежутки времени, но не реже чем через каждые 2 ч работы, записывают в журнал учета работы компрессора.

В журнале записывают также время пуска и остановки компрессора, причину остановки, замеченные неисправности, проведение периодических проверок предохранительных клапанов и манометров, проведение спуска конденсата, внеплановые чистки фильтров.

Журнал работы должен проверяться и подписываться ежедневно лицом, ответственным за безопасную эксплуатацию установки.

При эксплуатации установок с водяным охлаждением в нерегулярно отапливаемом помещении в случае возможности снижения температуры ниже +2°C из охлаждающих систем неработающего оборудования спускают охлаждающую воду, а воздушные полости, где может образоваться конденсат, продувают.

Все виды обслуживания, ремонтов оборудования выполняют в соответствии с графиком планово-предупредительных ремонтов и обслуживания. Графики составляют с учетом требований инструкций заводов-изготовителей.

При капитальном ремонте контролируют деформацию рамы (станины). Изгиб вдоль оси и перпендикулярно оси рамы (станины) на длине 1 м не должен превышать 0,4 мм для горизонтальных компрессоров (тип базы Г) и 0,05 мм - для оппозитных (тип базы О). Несоосность промежуточных и концевых фонарей базы типа Г относительно оси рамы или направляющих относительно оси центрирующих поверхностей под направляющие станины базы типа О не должна

превышать 0,2 мм на длине 1 м. Непараллельность осей рамы двухрядной базы типа Г свыше 0,2 мм на длине 1 м не допускается. Контролируют перпендикулярность оси рамы к оси вала базы типа Г и осей расточек направляющих к оси вала базы типа О; неперпендикулярность осей не должна превышать значений, указанных в формуляре контрольной сборки на заводе-изготовителе.

Воздушные висциновые фильтры после 1000 ч работы, но не реже одного раза в два месяца, тщательно очищают от скопившейся пыли и после просушки смазывают висциновым маслом или другими аналогичными маслами. Фильтр промывают в дизельном топливе или слабом растворе горячей щелочи с последующей промывкой.

Клапанные коробки компрессора проверяют на отсутствие нагара не реже чем через 1000 ч работы. В случае обильного нагарообразования необходимо выяснить причину и устранить ее.

Воздухосборники, масловлагоотделители, холодильники очищают от отложений масла не реже чем через каждые 5000 ч работы компрессора способом, не вызывающим коррозию металла, по инструкции, утвержденной главным инженером предприятия.

Рекомендуется использовать 3%-ный раствор сульфанола. После очистки проводят продувку сжатым воздухом в течение 30 мин. Применять для очистки оборудования горючие и легковоспламеняющиеся жидкости запрещается.

Оснащение компрессорной станции. Полы помещения компрессорной станции должны быть несгораемыми, а стены и потолок - окрашены в соответствии с СН 181-70. Трубопроводы окрашивают в соответствии с требованиями ГОСТ 14202-69. Двери и окна должны открываться наружу.

В помещении компрессорной станции предусматривают специальные места для хранения ЗИП, инструмента, обтирочного материала, площадки для проведения ремонта компрессоров, соответствующие грузоподъемные устройства.

Каналы и проемы в помещениях компрессорной станции должны закрываться заподлицо с полом съемными щитами или ограждаться перилами высотой не менее 1 м со сплошной металлической обшивкой внизу высотой 15 см. Полы площадок и ступени лестниц изготавливают из рифленой стали.

В машинном зале должны быть установлены телефон, аптечка первой помощи и питьевая вода. Для снижения вибрации трубопроводы, присоединяемые к машине, не должны иметь жесткого крепления к конструкциям здания.

Техническое освидетельствование трубопроводов проводит администрация предприятия в следующие сроки:

- наружный осмотр открытых трубопроводов, находящихся под рабочим давлением - не реже одного раза в год;
- гидравлическое испытание трубопроводов на прочность и плотность проводится одновременно давлением, в 1,25 раза превышающим рабочее, но не менее 0,2 МПа перед пуском в эксплуатацию;
- после ремонта, связанного со сваркой стыков, а также при пуске в работу после нахождения их в состоянии консервации более одного года.

Порядок проведения гидравлического и пневматического испытания должен соответствовать СНиП III-Г. 9-62 «Технические трубопроводы. Правила производства и приемки работ».

Пробное давление при гидравлическом испытании выдерживают в течение 5 мин, после чего снижают до рабочего. При рабочем давлении осматривают трубопровод и обстукивают сварные швы молотком весом не более 1,5 кг.

Результаты испытаний считаются удовлетворительными, если во время испытаний не произошло падения давления по манометру, а в сварных швах, трубах, фланцевых соединениях, арматуре и т. п. не обнаружено признаков разрыва, течи и запотевания.

Температура воздуха после каждой ступени сжатия компрессоров не должна превышать максимальных значений, указанных в инструкции завода-изготовителя, и быть более 170 °С. Воздушные компрессоры производительностью более 10 м³/мин оборудуют концевыми холодильниками и маслораспределителями.

Все движущиеся части в помещении компрессорной станции надежно ограждают, корпуса компрессоров, холодильников и маслораспределителей - заземляют.

Для разгрузки электродвигателя при запуске компрессора на нагнетательной линии до воздухоотборника устанавливают индивидуальные ответвления с запорной арматурой для сброса воздуха.

Все компрессорные установки снабжают манометрами и термометрами на каждой ступени сжатия, приборами для измерения давления и температуры масла в системе смазки. Применение переносных ртутных термометров для регулярного (постоянного) замера температуры запрещается. Все контрольно-измерительные приборы должны проходить государственные испытания. На ресивере применяют манометры со шкалой диаметром не менее 150 мм класса точности не ниже 2,5.

Каждый компрессор оборудуют системой аварийной защиты, обеспечивающей звуковую и световую сигнализацию при прекращении подачи охлаждающей воды, повышении температуры воздуха выше допустимой и автоматическую остановку компрессора при понижении давления масла в системе ниже допустимого.

Установка предохранительных клапанов должна отвечать требованиям Правил устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. На нагнетательном трубопроводе перед воздухоотборником устанавливают обратный клапан.

Список использованных источников

- 1 Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры. / А.Н. Шерстюк. М.: Высшая школа, 1972.-342 с.
- 2 Френкель М.И. Поршневые компрессоры. / М.И. Френкель. Л.: Машиностроение, 1969.-743 с.
- 3 Базы поршневых компрессоров. / М.Ф. Опучин. // Хим., и нефт. машиностроение. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. 1983. № 3. С. 9.
- 4 Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. / В.Ф.Рис. Л.: Машиностроение, 1981.-351 с.
- 5 Селезнев К.П. Центробежные компрессоры. / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Л.: Машиностроение, 1982.-217 с.
- 6 Пластинин Я.И. Передвижные компрессорные станции. / Я.И. Пластинин. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1977.-103 с.
- 7 Холодильные компрессоры: справочник / под ред. А.Б. Быкова. М.: Лег. и пищ. пром., 1981.-279 с.
- 8 Бабакин Б.С. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. / Б.С. Бабакин, В.И Стефанчук, Е.Е. Ковтунов. М.: Колос, 2000. – 161 с.
- 9 Рахмилевич З.З. Компрессорные установки в химической промышленности. / З.З. Рахмилевич, Е.Н.Мыслацкий, С.А. Хачатурян. М.; Химия, 1977.-280 с.
- 10 Берман Я.А. Системы охлаждения компрессорных установок. / Я.А. Берман, О.Н. Манысовский, Ю.И.Марр, А.П. Рафалович. Л.: Машиностроение, 1984.
- 11 Унифицированные ряды теплообменников систем охлаждения компрессорных установок. / С.Г. Соколов [и др.]. // Хим. и нефт. машиностроение. 1981. № 10. С. 26-28.
- 12 Гладков В.А. Вентиляторные градирни. / В.А. Гладков, Ю. И. Арефьев, В. С. Пономаренко. М.: Стройиздат, 1976.-216 с.
- 13 Смазка современных компрессорных машин. / Ю.Л. Смертьяк. // Обз. инф. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШа. Сер. ХМ-5. 1983,-38 с.
- 14 Классификация и унифицированный ассортимент компрессорных масел. / Е. А. Эминое, Я. А. Берштадт, Ю. Л. Смертьяк, И.Я. Королева. // Хим. и нефт. машиностроение. 1976, № 8. С. 27-29.
- 15 Новиков И.И. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. / И.И. Новиков, В.П. Захаренко, Б.С. Ландо. Л.: Машиностроение, 1981.-238 с.
- 16 Хачатурян С.А. Волновые процессы в компрессорных установках. / С.А. Хачатурян. М.: Машиностроение, 1983.-224 с.
- 17 Рахмилевич З.З. Испытания и эксплуатация энерготехнологического оборудования. / З.З. Рахмилевич. М.: Химия, 1981.- 384 с.
- 18 Методические рекомендации по диагностике технологического состояния воздушных поршневых компрессоров. / И.Е. Розенштейн [и др.]. Черкассы: НИИТЭХИМ, 1986.-17 с.

19 Рахмилевич З.З. Диагностика состояния центробежных насосно-компрессорных машин для установления их оптимальных межремонтных периодов. / З.З. Рахмилевич, И.Е. Розенштейн. М: ВНИИОЭНГ, 1982.-46 с.

20 Розенштейн И. Е. Методические рекомендации по диагностике технико-экономического состояния центробежных компрессоров. / И. Е. Розенштейн, В. С. Орбис-Дияс, В. П. Липский. Черкассы: НИИТЭХИМ, 1982.-24 с.

21 Самойлович Г.С. Неразрушающий контроль металлов и изделий. / Г.С. Самойлович. М.: Машиностроение, 1976.-456 с.

22 Мыслицкий Е.И. Техническое обслуживание и ремонт поршневых компрессорных машин. / Е.И. Мыслицкий, Г.Ф. Киселев, З.З. Рахмилевич. М.: Химия, 1978.

23 Гатеев Ю.С. Методические рекомендации по капитальному ремонту поршневых компрессоров базы 2П, 3П, 7П. / Ю.С. Гатеев, В.М. Иевлев, А.Б.Степанов. Черкассы: НИИТЭХИМ, 1985.-151 с.

24 Дуров В.С. Эксплуатация и ремонт компрессоров и насосов. / В.С.Дуров, З.З. Рахмилевич, Я.С. Черняк. М.: Химия, 1980.-272 с.

25 Гусев Б.М. Упрочнение деталей поршневых компрессоров. / Б.М. Гусев, В.М. Давыдов, Ю.А. Шац. М.: НИИТЭХИМ, 1982.-66 с.

26 Кондратьева Т.Ф. Клапаны поршневых компрессоров. / Т.Ф.Кондратьева, В.П. Исаков. Л.: Машиностроение, 1983.-158 с.

27 Основные технологические условия на ремонт центробежных компрессоров предприятий азотной промышленности. М.: Химия, 1974.-80 с.

28 Методические рекомендации по проведению виброакустических испытаний центробежных компрессоров. / В.Ф. Кокорипов [и др.]. Черкассы: НИИТЭХИМ, 1985.-28 с.

29 Богданов И.Н. Пневматический транспорт в сельском хозяйстве. [Текст] / И.Н. Богданов. М.: Росагропромиздат, 1991. – 128 с.

30 Процессы и аппараты химической технологии: учебное пособие для вузов. / А.А.Захарова [и др.]; под ред. А.А.Захаровой. М.: Издательский центр "Академия", 2006. – 528с.

31 Скворцов Л.С. Компрессорные и насосные установки: учебник для средних профессионально-технических училищ. / Л.С. Скворцов, В.А. Раницкий, В.Б. Ровенский. М.: Мшиностроение, 1988. – 264с.

Приложение А (справочное) Поршневые компрессоры серии «AIRCAS»

Поршневые компрессоры с ременным приводом выпускаются на ресивере 50-500 литров с электродвигателем от 1,5 КВт до 15 КВт (производительностью от 0,2 до 1,7 м³/мин) с давлением до 16 атмосфер. Эти компрессора широко используются на небольших производствах, СТО, строительстве, где не требуется большой расход воздуха в непрерывном режиме.



Рисунок А1 – Поршневые компрессоры серии «AIRCAS»

Таблица А1 – Поршневые компрессоры серии «AIRCASТ»

Модель	Ресив.	Производитель- ность	Давлен ие	Двиг.	Питание
	лит	л/мин	Атм	кВт	В
СБ4С50.ЛН20-1,5	50	200	10	2,2	220(380)
СБ4С100.ЛН20-2,2	100	200	10	2,2	220(380)
СБ4С50.ЛВ30	50	340	10	2.2	220(380)
СБ4С100.ЛВ30	100	340	10	2.2	220(380)
СБ4С50.ЛВ40	50	440	10	3.0	380
СБ4С100.ЛВ40	100	440	10	3.0	380
СБ4С200.ЛВ40	200	440	10	3.0	380
СБ4С100.ЛВ50	100	550	10	4.0	380
СБ4Ф270.ЛВ50	270	550	10	4.0	380
СБ4С100.ЛВ75	100	740	10	5.5	380
СБ4Ф270.ЛВ75	270	740	10	5.5	380
СБ4Ф500.ЛВ75	500	740	10	5.5	380
СБ4Ф500.ЛТ100	500	1100	10	7.5	380
СБ4Ф500.ЛВ75Т	500	1520	10	5.55.5	380
Компрессоры с вертикальным расположением ресивера					
СБ4С100.ЛВ30В	100	340	10	2.2	220380
СБ4С100.ЛВ40В	100	440	10	3.0	380
СБ4Ф270.ЛВ50В	270	550	10	4.0	380
СБ4Ф270.ЛВ75В	270	740	10	5.5	380
Компрессоры повышенного давления					
СБ4Ф500.ЛТ100	500	1000	15	11	380

Приложение Б **(справочное)** **Винтовые компрессоры LARGO ALUP**



Рисунок Б1 – Винтовой компрессор LARGO ALUP

Таблица Б1 - Винтовые компрессоры LARGO ALUP

Модель	Рабочее давление	Производительность*	Мощность	Габариты	Вес	Соединение
	бар	л / мин	кВт	ДхШхВ, мм	кг	G"
Largo 90	8/10/13	15300/13300/10400	90	2300x1400x1525	2650	G21/2
Largo 110	8/10/13	19100/16500/13200	110	2300x1400x1525	2720	G21/2
Largo 132	8/10/13	22700/19800/16400	132	2300x1400x1525	2800	G21/2
Largo 160	8/10/13	27000/24200/19600	160	2300x1400x1525	3300	DN80
Largo 200	8/10/13	29250/28600/24000	200	2300x1400x1525	3550	DN80
Largo 201	8/10/13	36000/32000/26100	200	3000x1650x2025	3900	DN100
Largo 250	8/10/13	43600/38700/32900	250	3000x1650x2025	4050	DN100
Largo 315**	8/10/13	52500/45100/40000	315	3000x1650x2025	4350	DN125
Largo 355**	8/10	61700/52800	355	3600x2100x2200	5750	DN150

Приложение В **(справочное)** **Винтовые воздушные компрессорные установки производства концерна** **"ЕКОМАК» (Турция-США-Германия)**



Рисунок В1 – Винтовая воздушная компрессорная установка
производства концерна "ЕКОМАК"

Модель*	Производительность, куб.м/мин			Мощность эл.двигателя, кВт	Диаметр подсоединяе- мого трубо- провода, дюйм	Габариты, ШхДхВ, мм	Мас- са, кг
	при 7 бар	при 10 бар	при 13 бар				
1	2	3	4	5	6	7	8
ЕКО 7,5К	1,1	0,95	0,75	7,5	3/4	640x970x1200	260
ЕКО 11К	1,7	1,35	1,17	11	3/4	640x970x1200	310
ЕКО 11	1,8	1,4	1,2	11	3/4	800x900x1470	350
ЕКО 15К	2,1	1,9	1,5	15	1	640x970x1200	350
ЕКО 15	2,6	2,2	1,9	15	1	800x900x1470	370
ЕКО 18	3,1	2,7	2,3	18,5	1	800x900x1470	390
ЕКО 22	3,8	3,2	2,9	22	1	800x900x1470	410
ЕКО 30	5,2	4,4	4,1	30	1 1/4	800x1200x1470	480
ЕКО 37	6,3	5,6	5,2	37	1 1/4	1000x1200x1650	690

Таблица В1 – Винтовые воздушные компрессорные установки
производства концерна "ЕКОМАК"

Продолжение таблицы В1

1	2	3	4	5	6	7	8
ЕКО 45	7,2	6,4	5,9	45	1 1/2	1000x 1200x 1650	785
ЕКО 45S	8,1	7,1	6,4	45	1 1/2	1000x 1200x 1750	840
ЕКО 55	9,8	8,6	8,0	55	1 1/2	1360x 1850x 1910	1200
ЕКО 75	12,6	11,2	9,4	75	2	1360x 1800x 1910	1600
ЕКО 75S	13,8	12,1	10,8	75	2	1360x 1800x 1910	1840
ЕКО 90	15,8	13,1	12,0	90	2	1360x 1800x 1910	2100
ЕКО 110	18,7	16,4	14,5	110	2 1/2	1500x 2100x 1900	2360
ЕКО 132	23,1	20,5	16,2	132	DN 80	1900x 2300x 1900	3460
ЕКО 160	27,8	23,6	19,7	160	DN 80	1900x 2300x 1900	3700
ЕКО 200	35,5	29,4	23,6	200	DN 100	2000x 3200x 2400	4380
ЕКО 45	7,2	6,4	5,9	45	1 1/2	1000x 1200x 1650	785
ЕКО 45S	8,1	7,1	6,4	45	1 1/2	1000x 1200x 1750	840
ЕКО 55	9,8	8,6	8,0	55	1 1/2	1360x 1850x 1910	1200
ЕКО 75	12,6	11,2	9,4	75	2	1360x 1800x 1910	1600
ЕКО 75S	13,8	12,1	10,8	75	2	1360x 1800x 1910	1840
ЕКО 90	15,8	13,1	12,0	90	2	1360x 1800x 1910	2100
ЕКО 110	18,7	16,4	14,5	110	2 1/2	1500x 2100x 1900	2360

Продолжение таблицы В1

1	2	3	4	5	6	7	8
ЕКО 132	23,1	20,5	16,2	132	DN 80	1900x 2300x 1900	3460
ЕКО 160	27,8	23,6	19,7	160	DN 80	1900x 2300x 1900	3700
ЕКО 200	35,5	29,4	23,6	200	DN 100	2000x 3200x 2400	4380

Приложение Г (справочное) Винтовые компрессоры ABAC Genesis



Рисунок Г1 – Винтовой компрессор ABAC Genesis

Таблица Г2 - Винтовые компрессоры ABAC Genesis

Модель компрессорной станции	Ресивер	Производительность при рабочем давлении				Мощность кВт	Уровень шума дБ	Габариты мм	Вес кг
	л	8 бар	10 бар	13 бар	15 бар				
		л/мин							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Genesis 5.5	275	780	690	540	400	5.5	86	1180x615x1645	385
Genesis 7.5	275	1200	1040	800	640	7.5	88	1180x615x1645	390
Genesis 11	500	1650	1400	1170	950	11	89	1180x615x1645	455
Genesis 15/51	500	2010	1720	1490	1160	15	89	1180x615x1645	455
Genesis	500	2320	1930	1620	1300	15	89	1180x615	465

15/69								x1645	
Genesis 18.5	500	2820	2500	2100	1640	18.5	89	1960x710 x1800	720
Genesis 22	500	3320	2950	2500	1930	22	89	1960x710 x1800	720
Компрессоры винтовые Genesis с частотным приводом*									
Genesis I 11	275	440 - 1650				11	89	1180x615 x1645	400

Продолжении таблица Г1

1	2	3	4	5	6	7
Genesis I 22	500	920 - 3320	22	89	1960x710 x1800	725

* Производительность для компрессоров с частотным регулированием указана при рабочем давлении 8 бар, $P_{\max} = 13$ бар.

Приложение Д (справочное) Компрессоры поршневые Ремеза



Рисунок Д1 – Компрессор поршневой Ремеза

Таблица Д1 - Поршневые компрессоры с горизонтальным расположением ресивера – блок AiRcast. Давление 8 кгс/см²

Поршневые компрессоры с горизонтальным расположением ресивера – блок AiRcast. Давление 8 кгс/кв. см								
Модель	Ресивер, л	Количество ступеней цилиндров	Производительность, куб.м/мин	Мощность двигателя, кВт	Напряжение питания, В	Давление, кгс/кв.см	Масса, кг	Габариты, мм
СБ4/С-24. J1047A	24	1/1	0,2	1,5	220	8	24	620x310 x650
СБ4/С-50. J1047A	50	1/1	0,2	1,5	220	8	32	940x320x690
СБ4/С-24. J1048	24	1/1	0,25	1,9	220	8	26	670x310 x690

СБ4/С-50. J1048	50	1/1	0,25	1,9	220	8	38	940x320 x790
СБ4/С-50. J2047	50	2/1	0,4	2,2	220	8	58	940x320 x700
СБ4/С-100. J2047	100	2/1	0,4	2,2	220	8	74	1200x400 x830

Таблица Д2 - Поршневые компрессоры с горизонтальным расположением ресивера - блок AiRcast. Давление 10 кгс/кв. см

Поршневые компрессоры с горизонтальным расположением ресивера - блок AiRcast. Давление 10 кгс/кв. см								
Мо- дель	Реси- вер, л	Количество ступеней цилиндров	Произво- дитель- ность, куб. м/мин	Мощ- ность двигат- еля, кВт	Напря- жение питания, В	Давле- ние, кгс/кв. см	Масса, кг	Габариты, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9
СБ4/С-50. LN20-1.5	50	1/1	0,235	1,5	220	10	60	850x400 x770
СБ4/С-50. LN20-2.2	50	1/1	0,28	2,2	220/380	10	66	850x400 x770
СБ4/С-100. LN20-2.2	100	1/1	0,28	2,2	220/380	10	81	1150x490 x850
СБ4/С-50. LB30	50	2/1	0,42	2,2	220/380	10	71	850x400 x770
СБ4/С-100. LB30	100	2/1	0,42	2,2	220/380	10	86	1150x490 x850
СБ4/С-50. LB40	50	3/1	0,53	3,0	380	10	105	900x400 x800
СБ4/С-100. LB40	100	3/1	0,53	3,0	380	10	115	1150x500 x1000
СБ4/С-200. LB40	200	3/1	0,53	3,0	380	10	145	1460x640 x1150
СБ4/С-100. LB50	100	2/1	0,63	4,0	380	10	144	1150x505 x1000

СБ4/Ф-270. LB50	270	2/1	0,63	4,0	380	10	195	1650x660 x1150
СБ4/С-100. LB75	100	3/1	0,88	5,5	380	10	141	1150x505 x1150
СБ4/Ф-270. LB75	270	3/1	0,88	5,5	380	10	206	1650x510 x1150
СБ4/Ф-500. LB75	500	3/1	0,88	5,5	380	10	246	2000x610 x1250

Продолжение таблицы Д2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
СБ4/Ф-500. LT100	500	2/2	1,4	7,5	380	10	320	2000x610 x1250
СБ4/Ф-500. LB75T	500	3/1	1,76	5,5+5,5	380	10	365	2000x610 x1250