

Компрессоры и их привод

В соответствии со стандартом NF E 51-250 типа компрессоров объединены в две большие группы: объемные компрессоры и динамические компрессоры. Каждая из этих групп, с свою очередь, состоит из множества разновидностей.

Объемные компрессоры – это механизмы, в которых повышение давления достигается за счет перемещения подвижного элемента, обеспечивающего либо уменьшение объема камеры сжатия (внутреннее сжатие), либо резкое выталкивание газовой среды в трубопровод нагнетания.

Объемные поршневые компрессоры – компрессоры, в которых всасывание и сжатие газовой среды достигаются за счет изменения объема камеры сжатия.

Поршневые компрессоры с механическим приводом – компрессоры, в которых вращение оси преобразуется в возвратно-поступательное движение поршней.

Поршневые компрессоры с независимыми поршнями – компрессоры, в которых поршень, совершающий возвратно-поступательное движение, жестко связан с поршнем двигателя.

Среди компрессоров с поршнями различают:

а) снабжение кривошипно-шатунным механизмом, которые могут быть:

- простого действия (сжатие происходит в каждом цилиндре один раз за один оборот коленчатого вала) или двойного действия (сжатия в каждом цилиндре производится дважды за один оборот коленчатого вала);

- с дозарядкой (цилиндры снабжены дополнительным всасывающим окном, открывающимся при сжатии, что позволяет обеспечить всасывание хладагента при двух различных давлениях);

- прямоточные (всасывание производится через поршень);

- непрямоточные (всасывающий клапан расположен в крышке цилиндра);

- одноступенчатые и многоступенчатые;

- с водяным и воздушным охлаждением;

- горизонтальные, вертикальные или иные;

- смазываемые или сухие;

б) с осевым приводом барабанного типа.

Мембранные компрессоры бывают:

- одноступенчатые и многоступенчатые;

- с водяным и воздушным охлаждением;

- с прямым или гидравлическим управлением мембраной.

Объемные ротационные компрессоры – компрессоры, в которых в качестве подвижных элементов выступают один или несколько роторов, вращающихся в корпусе, обеспечивая перемещение пластин, элементов зубчатого зацепления или самих роторов.

Объемные ротационные компрессоры бывают:

- одноосные или с двумя и более осями;

- одноступенчатые и многоступенчатые;

- с воздушным или жидкостным охлаждением;

- горизонтальные и вертикальные;

- с капельной смазкой, смазкой впрыском или сухие.

Динамические компрессоры составляют вторую большую группу компрессоров. В них повышение давления среды достигается за счет преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления, а магистрали всасывания и нагнетания постоянно сообщаются между собой.

Лопаточные динамические компрессоры – это компрессоры, в которых сжатие среды достигается, благодаря ротору, снабженному лопатками, и диффузору, обеспечивающему преобразование энергии потока. Их называют также турбокомпрессорами.

Осевые динамические компрессоры – компрессоры, в которых преобразуется главным образом кинетическая энергия потока, движущегося через лопатки и диффузор параллельно оси вращения ротора.

Радиальные, или центробежные, динамические компрессоры – компрессоры, в которых преобразуется главным образом кинетическая энергия потока, движущегося через лопатки и диффузор от центра к периферии рабочего колеса.

Заметим, что существуют также центробежные компрессоры со спиральными лопатками, в которых траектория потока занимает промежуточное положение между осевыми и радиальными.

Струйные динамические компрессоры – это компрессоры, в которых нет движущихся частей, а напор создается при переходе кинетической энергии внешнего и перекачиваемого потоков в потенциальную энергию давления в специальной камере (диффузоре).

Приведенные выше термины и определения читатель может сравнить с терминологией Нового международного словаря по холоду и терминологией Европейского комитета предприятий по производству холодильного оборудования (СЕСОМАФ).

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Прежде всего, заметим, что компрессором называют механизм, в котором для увеличения давления среды используют механическую энергию (в отличие от абсорбционных холодильных машин, в которых рост давления достигается за счет подвода тепла). Однако название «компрессор» ничего не говорит о наличии или отсутствии в составе такой машины приводного двигателя. Поэтому мы будем использовать понятие «компрессорный агрегат», которое означает машину, состоящую из собственного компрессора и его приводного двигателя. Исходя из этого, можно назвать несколько типов компрессорных агрегатов:

- герметичные компрессорные агрегаты, в которых собственно компрессор и его приводной электродвигатель какого-либо типа объединены в один механизм, имеют общий вал и заключены в общий, герметично заваренный кожух;

- бессальниковые компрессорные агрегаты, называемые также герметичными разъемными агрегатами, в которых собственно компрессор и его приводной электродвигатель какого-либо типа объединены в один механизм, имеют общий вал и заключены в общих кожух, герметичность которого обеспечивается болтовым соединением;

- компрессорные агрегаты открытого типа, состоящие из собственного компрессора, ось которого выходит из его корпуса наружу, и находящегося снаружи приводного двигателя, причем не обязательно электрического. Приводной двигатель соединяется с компрессором при помощи специального устройства, в качестве которого может выступать соединительная муфта или ременная передача с системой шкивов. Называть такую конструкцию компрессорным агрегатом открытого типа можно только тогда, когда в ней присутствуют и компрессор и двигатель. Если компрессор не соединен с двигателем, нужно говорить о компрессоре открытого типа.

В отличие от разъемных компрессорных агрегатов и компрессоров открытого типа герметичный агрегат в случае возникновения в нем неисправностей, как правило, не подлежит ремонту, поэтому в каталогах производителей отсутствуют его разрезы и перечень внутренних двигателей.

Блок цилиндров – в многоцилиндровом компрессоре часть корпуса, в которой расположены цилиндры.

Верхняя головка шатуна – расширенный конец шатуна, соединяющийся с поршневым пальцем.

Водяная рубашка – пространство между стенками цилиндров и головкой, внутри которого циркулирует охлаждающая вода.

Всасывающий клапан – клапан, обеспечивающий проход среды из всасывающего трубопровода в цилиндр и препятствующий нагнетанию среды в этот трубопровод.

Гильза цилиндра – сменная цилиндрическая вставка, устанавливаемая в блок цилиндров, внутри которой помещается поршень.

Головка цилиндра – закрытая сторона цилиндра компрессора.

Запорный всасывающий вентиль – вентиль, встроенный в компрессор или смонтированный на нем и предназначенный для перекрытия всасывающего трубопровода.

Запорный нагнетательный вентиль – встроенный в компрессор или смонтированный на нем и предназначенный для перекрытия нагнетательного трубопровода.

Картер – неподвижная жесткая опора коленчатого вала.

Коленчатый вал – деталь поршневой машины, преобразующая возвратно-поступательное движение поршней во вращательное движение или наоборот.

Корпус подшипника – гнездо, предназначенное для размещения в нем подшипника скольжения либо качения.

Лабиринт (лабиринтное уплотнение) – бесконтактное уплотнение в виде серии канавок, выступов, ребер, пазов на поверхностях осей, поршней или стыков для предотвращения утечек.

Маслосъемное кольцо – поршневое кольцо, предотвращающее подъем масла из картера в головку цилиндра.

Нагнетательный клапан – клапан, позволяющий удалять сжатый газ в нагнетательный трубопровод, препятствующий его течению в обратном направлении.

Нижняя головка шатуна – расширенный конец шатуна, соединяющийся с кривошипом коленчатого вала.

Опорное кольцо – деталь, поперечная поверхность которой воспринимает нагрузку вдоль оси.

Подшипник (втулка) – деталь, служащая в качестве опоры и направляющего элемента вращающейся оси.

Поршень – цилиндрическая деталь, перемещающаяся в цилиндре и обеспечивающая сжатие рабочей среды.

Поршневое кольцо – упругое разрезное кольцо, установленное в канавке поршня для повышения герметичности рабочего пространства над поршнем или снятия со стенок цилиндра избытка масла.

Поршневой палец – деталь, соединяющая поршень с верхней головкой шатуна.

Сальник с набивкой – устройство, обеспечивающее герметичность зазора между подвижной осью или штоком и неподвижным корпусом.

Сальниковая набивка – материал, используемый в сальниковом уплотнении для его герметизации.

Сепаратор подшипника – обойма с вырезами по размеру элементов качения (шариков или роликов) для их разделения в подшипниках.

Уплотнение вала – устройство, герметизирующее зазор между валом открытого компрессора и его корпусом на выходе из последнего.

Хомут эксцентрика – кольцо из двух частей, обжимающее центральную часть эксцентрика и играющее роль кривошипа.

Цапфа (шип) – концевая часть вращающегося вала, которой она опирается на подшипник.

Цилиндр – полая деталь с цилиндрической внутренней поверхностью, в которой перемещается поршень, осуществляя циклы сжатия и всасывания.

Шатун – деталь, соединяющая поршень с коленчатым валом.

Шейка кривошипа – часть коленчатого вала, к которому шарнирно подсоединен шатун.

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Давление внутри цилиндра ниже, чем во всасывающем патрубке (давления испарения). Всасывающий клапан открыт, и по мере опускания поршня пары перегретого хладагента заполняют цилиндр. После того, как поршень пройдет нижнюю мертвую точку, он начинает двигаться в обратном направлении, сжимая пары в цилиндре и тем самым закрывая всасывающий клапан. В это время нагнетательный клапан остается закрытым, так как давление в цилиндре пока ниже давления в нагнетательном трубопроводе и еще недостаточно для того, чтобы преодолеть сопротивление нагнетательного клапана. Давление в цилиндре не только достигает значения, равного давлению в нагнетательном трубопроводе (давление конденсации), но и превосходит его настолько, чтобы преодолеть сопротивление нагнетательного клапана и открыть его. Сжатые пары получают возможность выхода из цилиндра до тех пор, пока поршень не дойдет до верхней мертвой точки. По конструктивным соображениям поршень, находясь в верхней мертвой точке, не должен соприкасаться с клапанной плитой, следовательно, в цилиндре остается какой-то объем, занятый газом. Геометрическое пространство, соответствующее этому объему, называют мертвым или вредным объемом. Как только поршень начинает двигаться в обратном направлении, т.е. опускаться, пары, заключенные в мертвом объеме, начинают расширяться и давление в цилиндре падает ниже давления в нагнетательном трубопроводе. Нагнетательный клапан закрывается. В момент, когда давление в цилиндре становится ниже давления во всасывающем трубопроводе, открывается всасывающий клапан, обеспечивая, таким образом, новый цикл.

Вышеизложенное позволят сделать следующие заключения:

- чем ниже давление испарения, тем меньшее количество паров хладагента попадет в цилиндр при всасывании;
- чем выше будет давление конденсации, тем меньшее количество паров хладагента попадет в нагнетательную магистраль;
- чем больше растёт отношение давления нагнетания к давлению всасывания, тем сильнее уменьшается расход хладагента через компрессор;
- увеличение работы осредненных сил давления приводит к росту потребляемой компрессором мощности.

Когда поршень приходит в верхнюю мертвую точку, во вредном пространстве между головкой поршня и клапанной плитой остается некоторое количество сжатых паров. Наличие этого пространства объясняется технической необходимостью обеспечения нормальной работы клапанов, как правило, язычкового типа. Когда по окончании цикла сжатия поршень движется вниз, сжатые пары, заключенные во вредном пространстве, вновь расширяются и тем самым снижают объем, который могут занять всасываемые пары. А так как вдобавок к этому сжатые пары нагреты, они повышают температуру холодных паров, поступающих в цилиндр, что приводит к дополнительному снижению холодопроизводительности. Чтобы такое снижение было минимальным, некоторые изготовители устанавливают специальные клапаны. Клапанная плита состоит из трех сваренных между собой частей и содержит два типа специальных клапанов. Всасывание паров в цилиндр происходит через кольцевой всасывающий клапан, преимущества которого заключаются в очень малых потерях давления на нем. Сжатые пары хладагента проходят в свободное пространство между клапанной плитой и таблеточным клапаном, который поднимается, а затем вновь опускается таким образом, что оказывается на одном уровне с головкой поршня. Соответственно верхняя мертвая точка находится гораздо ближе к клапанной пластине, а объем вредного пространства уменьшается, что приводит к повышению объемного КПД. Таблетка нагнетательного клапана представляет собой усеченный конус, выполняется из специального полимера и обладает такими свойствами, как:

- высокая эластичность, улучшающая герметичность;
- незначительная удельная масса, обеспечивающая открытие и закрытие с очень малым запаздыванием;
- износостойкость и сохранение работоспособности при температуре до 480 °С в среде хладагента и холодильного масла;
- отсутствие металлических стуков.

Головка каждого поршня имеет 4 выступа, которые при нахождении поршня в верхнем положении входят в соответствующие отверстия клапанной плиты. Такая конструкция в сочетании с нагнетательным клапаном кольцевого типа обеспечивает максимально возможное уменьшение объема вредного пространства.

УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Проблема герметичности в холодильном компрессоре с учетом величин давлений в разных его частях всегда должна быть объектом пристального внимания, поскольку, с одной стороны, утечки хладагента наружу приводят к уменьшению величины заправки, создают вредные условия на рабочем месте и загрязняют воздух, а, с другой стороны, проникновение в компрессор воздуха и влаги вызывает неблагоприятные последствия для его нормальной работы.

Для неподвижных соединений герметичность достигается с помощью различных прокладок, изготовленных из неопрена и клингерита – специальных деформирующихся материалов. Однако для валов компрессоров открытого типа решить эту проблему гораздо сложнее, так как требуется обеспечить герметичность зазора между неподвижным корпусом компрессора и вращающейся осью в случае, когда она выходит за пределы корпуса.

Существует множество различных устройств, позволяющих избежать перетекания газов через зазоры изнутри наружу и наоборот. Такие устройства называются уплотнительными и состоят из целого ряда деталей. В некоторых сальниковых уплотнениях содержится по одному подвижному и одному неподвижному вкладышу, в некоторых – по два.

Уплотнительное устройство заключено в уплотнительную коробку, которая крепится к корпусу машины (механизма). Внутри коробки уплотнение обильно проливается маслом,

которое играет двоякую роль: с одной стороны, обеспечивает смазку уплотнения, с другой – снимает тепло, выделяющееся при трении подвижных деталей о неподвижные.

Одной из основных характеристик уплотнительного устройства является расход утечки (максимально допустимая негерметичность), величина которого при нормальной работе для большинства уплотнений в средних компрессорах не должна превышать 0,05 см³ за час работы.

Если уплотнительные устройства не выполняют свою функцию, это может быть обусловлено такими дефектами в них, как:

- неправильная смазка (слишком мало масла или в масле растворено слишком много хладагента);
- недопустимо большое осевое биение коленчатого вала;
- высокий нагрев;
- сильные вибрации;
- перекос соединительной муфты или ременной передачи.

УСТРОЙСТВА РЕГУЛИРОВАНИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Все холодильные установки, как правило, работают в условиях значительных колебаний тепловой нагрузки в зависимости от областей их использования. Следовательно, все они нуждаются в регулирующих устройствах. В основе работы таких устройств лежат различные методы, а именно:

- изменение массового расхода хладагента за счет регулировки числа оборотов компрессора, блокировки клапанов, перепуска между нагнетательными и всасывающими коллекторами;

- изменение состояния всасываемых паров, т.е. состояния, которое определяет холодопроизводительность, за счет регулировки давления испарения.

Приведение массового расхода хладагента в соответствие с потребностью в холоде пропорциональным изменением числа оборотов компрессора является наиболее простым методом регулировки холодопроизводительности, так как не требует дополнительных устройств. Вместе с тем стоимость приводных механизмов с непрерывным линейным регулированием числа оборотов очень высока, поэтому такая система для обычных условий используется редко. В результате регулировка числа оборотов, как правило, имеет ступенчатый характер и осуществляется при помощи электродвигателей с многополюсным подключением. При больших мощностях можно использовать тиристоры, но эти приборы также очень дороги.

Наиболее часто используется регулировка массового расхода хладагента путем блокировки в открытом положении всасывающих клапанов одного или нескольких цилиндров, однако нельзя не учитывать возникающие при этом потери на трение. Подобная система обеспечивает линейное пропорциональное регулирование и является вполне допустимой для многоцилиндровых компрессоров, позволяя одновременно разгружать их на запуске. Однако область применения компрессоров, регулируемых таким способом, ограничена необходимостью отводить тепло, которое образуется за счет трения в потоке невостребованного расхода и повышает температуру в конце сжатия. Потребляемая мощность снижается менее быстро, чем холодопроизводительность.

Команду на блокировку клапанов в открытом положении может выдавать реле давления или термореле, управляемые шаговым регулятором.

Для реализации еще одного способа регулирования массового расхода можно также перепускать сжатые пары во всасывающий трубопровод. При этом используется либо электромагнитный клапан, объединенный с реле низкого давления, либо клапан постоянного давления, открывающийся, как только давление всасывания начинает падать. Впрыск сжатых горячих газов во всасывающий коллектор еще больше повышает температуру в конце сжатия, при том, что теоретический диапазон регулирования такой системы меньше. Однако можно достичь гораздо большего диапазона линейности системы, почти 100%, если с помощью терморегулирующего вентиля впрыскивать жидкий хладагент во всасывающую магистраль или перепускать горячие газы в соответствующую точку испарителя.

В любом случае необходимо стараться как можно лучше перемешать жидкость и горячие газы для получения совершенно однородной смеси. Но в таких смесях всегда существует опасность, что при полной тепловой нагрузке регулятор перепуска или регулятор холодопроизводительности полностью не закроется. В связи с этим целесообразно выше по

потоку устанавливать электромагнитный клапан, который будет закрываться, как только вырастет давление или температура.

С другой стороны, в отличие от ранее описанных систем, в системе с перепуском расхода мощность, потребляемая компрессором, остается постоянной. Вот почему этот способ регулирования применяется в компрессорах с небольшой холодопроизводительностью или используется как дополнительный к уже перечисленным.

Регулирование давления всасывания позволяет изменять объемную холодопроизводительность. Действительно, при расширении паров их удельный объем растет при постоянной разности энтальпий. При значительном падении давления также возрастает температура в конце сжатия, что, как следствие, ограничивает область применения данного способа регулирования. При снижении температуры или давления всасывания холодопроизводительность падает быстрее, чем мощность, потребляемая компрессором. Этим объясняется, что указанный способ регулирования ограничен небольшими мощностями или применяется только в дополнение к предыдущим способам.

СМАЗКА

Смазка внутренних узлов компрессора может производиться различными способами в зависимости от мощности рассматриваемого компрессора. Если речь идет о компрессоре малой мощности, то есть менее 10 кВт, смазка производится простым разбрызгиванием масла. Такое разбрызгивание обеспечивается движением головок шатунов в масле и, как правило, оказывается достаточным для нормальной смазки подвижных частей, несущих на себе капельки масла. При этом для смазки более удаленных от картера деталей, например, уплотнительных узлов, в корпусе компрессора предусматривается небольшой специальный канал, позволяющий маслу проникать в уплотнительный узел.

Смазка разбрызгиванием, или естественная смазка, оказывается недостаточной для компрессоров, мощность которых превышает 10 кВт, поэтому в них конструкторами предусматривается использование масляного насоса, как правило, шестеренчатого типа. Этот насос обычно расположен в конце вала и валом же приводится в действие независимо от направления вращения его колес.

Масло, находящееся в картере на уровне, который можно контролировать через смотровое окно указателя уровня масла, после прохождения через масляный фильтр и насос под давлением подается в сеть смазочных каналов и подводится ко всем смазываемым точкам, откуда под действием силы тяжести стекает на дно картера. В некоторых случаях для очень больших компрессоров масляный насос устанавливается снаружи, а система смазки иногда бывает смешанной, то есть капельной (разбрызгиванием) и принудительной (насосной).

ОБОГРЕВ КАРТЕРА

Если компрессор работает не на аммиаке, а на других хладагентах, то масло в картере в соответствии с установившимися в нем температурой и давлением может растворять более или менее значительное количество хладагента, особенно при остановке компрессора. Это приводит к двум отрицательным последствиям. Во-первых, заставляет ошибочно думать, что если уровень масла превышает требуемый, то этого вполне достаточно, в то время как на самом деле может иметь место нехватка масла, и, во-вторых, при повторном запуске компрессора из-за понижения давления в картере и вскипания хладагента, растворенного в масле, образуется масляно-паровая эмульсия. Эта эмульсия, попадая при всасывании в цилиндры, вызывает гидроудары и миграцию более или менее значительного количества масла в контур хладагента, что может привести к нежелательным результатам.

Наиболее значительной опасностью растворения большого количества хладагента в масле бывает в следующих двух случаях:

- когда компрессор находится в таком месте, где окружающая температура ниже, чем температура других агрегатов установки. При остановке компрессора хладагент конденсируется в наиболее холодном участке контура, то есть как раз в картере компрессора;

- когда в схеме установки не предусмотрено устройство автоматической откачки хладагента из низконапорной части контура при остановках компрессора. Значит, после остановки в этой части сохраняется относительно высокое давление.

Следовательно, поскольку содержание хладагента, растворенного в масле, тем ниже, чем выше температура и ниже давление, масло в картере при остановках компрессора целесообразно подогревать.

С этой целью используют электронагреватели, которые позволяют поднять температуру масла в компрессоре выше температуры наиболее холодной точки установки.

Мощность картерного нагревателя следует определить таким образом, чтобы не допускать перегрева масла. Однако при очень низких температурах окружающей среды и при сильно переохлажденном всасывающем трубопроводе электроподогрев картера оказывается не всегда достаточным, чтобы исключить возможность растворения хладагента в масле, поэтому в таких случаях необходимо предусматривать систему откачки.

Электроподогреватели картера имеют, как правило, мощность 50, 60 и 100 Вт. Если они установлены снаружи, их можно заставить работать непрерывно, подведя к ним электропитание по отдельной линии. В большинстве же случаев работа электроподогревателей организована таким образом, что питание на них подается через вспомогательный контакт пускателя двигателя при остановках компрессора и снимается при его повторных запусках. Вместе с тем, если нагреватели погружены в масло, они не должны работать при работающем компрессоре, чтобы не произошло перегрева масла.

ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕКОТОРЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Поршневые компрессоры одними из первых начали использоваться в холодильной технике. В течение длительного периода изготавливались горизонтальные компрессоры двойного действия с малым числом оборотов, которые были нечувствительны к влажным парам хладагента и имели длительный срок службы. Но, с другой стороны, они имели ряд существенных недостатков: огромные размеры, большую массу, необходимость оснащения уплотнительными узлами для обеспечения герметичности на выходе вала. Перечисленные недостатки в сочетании с постоянно растущими потребностями в холодильных машинах для промышленного и торгового оборудования привели к появлению компрессоров с вертикальными плунжерными поршнями. Такие компрессоры не требуют сальников с набивкой и имеют закрытую систему смазки. Герметичность на выходе вала обеспечивается торцовыми сальфонными уплотнениями.

Первые компрессоры с плунжерными поршнями вначале были прямоточными (всасывание происходило через поршень) и имели цилиндры, расположенные в линию. Их скорость вращения составляла от 200 до 600 об/мин. В прямоточном компрессоре направление потока рабочего тела не меняется. Когда поршень опускается, пары хладагента проникают в цилиндр через всасывающий клапан, расположенный на головке цилиндра. В таком компрессоре внутренние потери очень незначительны, что обуславливает высокое значение объемного КПД. По мере того, как масса и размеры компрессоров уменьшались, росло их число оборотов. Однако при этом поршни становились все более и более тяжелыми, что значительно осложняло их уравнивание и больше не позволяло размещать на них всасывающие клапаны. Были разработаны различные конструкции клапанов: дисковые, кольцевые, пластинчатые, однако во всех случаях, будь то всасывающие или нагнетательные клапаны, они стали устанавливаться в верхней части цилиндра, что заставляло газовый поток менять свое направление. Поэтому компрессоры такого типа стали называться компрессорами с противотоком. Все высокооборотные машины требуют абсолютно полного уравнивания подвижных масс. Для максимального снижения массы подвижных частей при изготовлении поршней стали использовать легкие сплавы.

В прямоточных компрессорах, мощность которых достигла 60-80 кВт, смазка производилась за счет центробежных сил без использования масляных насосов. Однако противоточные компрессоры потребовали принудительной смазки под давлением при гораздо меньших мощностях.

Большинство компрессоров средней и большой мощности предназначено для работы либо на аммиаке, либо на хладагентах, более известных как R22, R404A, R507, R134a, R502, причем только специальное оборудование, предохранительные и измерительные устройства и масла предназначены для работы на конкретном хладагенте, поэтому после соответствующей замены этих приборов и материалов компрессор может работать на другом хладагенте.

Что касается компрессоров малой и средней мощности, то они, как правило, не предназначены для работы на аммиаке. Мощность самых маленьких аммиачных компрессоров не опускается ниже 60 кВт.

В диапазоне самых малых мощностей, которые требуются для бытовых холодильников, витрин, кондиционеров, почти повсеместно используются только герметичные компрессорные агрегаты, у которых и сам компрессор, и приводной двигатель смонтированы в оболочке из

нержавеющей стали (называемой кожухом), состоящей из двух половинок, соединенных сваркой. В этом типе компрессоров ротор электродвигателя закреплен непосредственно на валу компрессора, а сам двигатель омывается парами всасываемого хладагента, которые одновременно обеспечивают его охлаждение.

Герметичные компрессорные агрегаты имеют ряд преимуществ по сравнению с агрегатами открытого типа:

- они защищены от воздействия окружающей среды;
- они имеют минимальные габариты;
- уровень их акустических шумов очень незначительный;
- при серийном производстве они экономически очень выгодны.

Герметичные агрегаты производятся с высокой точностью и в сочетании с изготовленным в заводских условиях холодильным контуром могут работать очень долго. Существуют также агрегаты, предназначенные для работы на постоянном токе с напряжением 12 и 14 В. Такие агрегаты предназначены для оборудования различных транспортных средств: грузовых автомобилей, автобусов, катеров и т.д.

Существуют герметичные компрессорные агрегаты, насчитывающие до 8 цилиндров, которые объединены в два блока по 4 цилиндра и расположены в одном корпусе. Такие агрегаты можно использовать в холодильниках, тепловых насосах, кондиционерах.

Существуют также агрегаты, состоящие из герметичного компрессора и конденсатора (часто называемые компрессорно-конденсаторными герметичными агрегатами). Как видно из их названия, они содержат собственно компрессорный агрегат и конденсатор, а также жидкостный ресивер.

Более крупные конденсаторные агрегаты, используемые в устройствах кондиционирования зданий, в промышленных холодильных установках и небольших холодильных складах (базах), не имеют сварного корпуса, а снабжены разъемными болтовыми соединениями (их называют также бессальниковыми, или герметичными разъемными, или полугерметичными компрессорными агрегатами).

Такая конструкция позволяет разбирать эти агрегаты для производства ремонта или опорожнения. Герметичные и бессальниковые компрессорные агрегаты могут работать на всех обычных хладагентах, кроме аммиака.

В моделях небольших мощностей, тепло, выделяемое электродвигателем, отводится наружу, в окружающий воздух, благодаря ребрам охлаждения, специальному вентилятору или воде, циркулирующей в рубашке. Если охлаждение обеспечивается всасываемыми парами, то эту функцию выполняют образующиеся в испарителе пары хладагента.

ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА НЕСКОЛЬКИХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

При проектировании холодильной установки в ее составе можно предусмотреть либо один одноступенчатый или многоступенчатый компрессор, либо несколько параллельно работающих компрессоров, каждый из которых в свою очередь может быть многоступенчатым. Последний вариант имеет следующие преимущества:

- простота регулирования холодопроизводительности путем запуска или остановки одного или нескольких компрессоров (сверх того, каждый компрессор может быть оборудован своим специальным устройством регулирования холодопроизводительности) с адекватным изменением потребляемой мощности;
- минимальная перегрузка электрической сети при запуске за счет поочередного выхода на режим каждого компрессора;
- возможность обеспечения достаточно значительной холодопроизводительности даже в случае неисправности одного из компрессоров.

Однако этим преимуществам противостоит сложность системы выравнивания уровня давления масла и выравнивания давления газа, которую необходимо предусмотреть в конструкции установки при параллельной работе нескольких поршневых компрессоров, а также потребность в ряде специальных устройств.

Проблемы выравнивания уровня давления газа могут быть решены непосредственно на заводе-изготовителе, так как некоторые производители поставляют на рынок компрессорные установки, состоящие из нескольких компрессоров, смонтированных для параллельной работы. Вместе с тем, в случае большой разницы в нагрузке на компрессоры может потребоваться дополнительная система регулировки уровня масла или выравнивания давления масла и газа.

Число параллельно работающих компрессоров зависит от возможностей системы выравнивания давления и уровня масла между картерами компрессоров, поэтому оно редко превышает три, хотя встречаются установки, насчитывающие до пяти параллельно работающих компрессоров. Когда несколько компрессоров работают параллельно, каждый из них выбрасывает в холодильный контур какое-то количество масла, однако это не означает, что в данный компрессор возвратится, по меньшей мере, столько же масла, сколько было выброшено. Поэтому уровень масла в картерах разных компрессоров необходимо выравнивать.

Уровень масла в картере зависит от давления, которое там устанавливается, и даже небольшая разница давлений приводит к значительной разности уровней, например, разница в 0,01 бар соответствует разности уровней около 11 см для картера среднего компрессора. В свою очередь, давление в картере зависит от потерь, которые возникают, с одной стороны, вне компрессора во всасывающем патрубке, то есть между всасывающим коллектором и компрессором, а с другой стороны, внутри самого компрессора.

Следовательно, чтобы выровнять уровень масла, нужно вначале выровнять давления в полостях картеров разных компрессоров, что осуществляется посредством трубки, соединяющей между собой полости. Для этого все компрессоры оборудованы штуцерами, которые позволяют подсоединить трубки к каждому компрессору.

Уравнительный трубопровод должен располагаться по всей длине, а уровень масла в нем не должен подниматься выше его оси, что позволяет выравнивать давления без всякого влияния на уровень масла.

Эксперименты показывают, что диаметр уравнительного трубопровода не должен быть меньше 28мм, при этом, чем больше диаметр, тем лучше.

В случаях, когда имеются значительные потери давления между компрессором и всасывающим коллектором, может потребоваться второй уравнительный трубопровод для выравнивания давления между всасывающими полостями компрессоров. Этот трубопровод, диаметр которого должен быть не менее 10мм, при одном или нескольких остановленных компрессорах предназначен для предотвращения забросов хладагента в их картеры, поскольку такие забросы могут привести к подосу масла. Чтобы иметь свободный доступ к внутренним деталям компрессора и возможность его замены в случае неисправности, не останавливая всей установки, целесообразно на уравнительных трубопроводах предусмотреть запорные вентили. Для минимизации потерь давления на этих вентилях в качестве их запорных элементов предпочтительно иметь шаровые клапаны.

Если в установке отсутствует система выравнивания масла в разных компрессорах, то поддержание уровня масла в каждом из них может осуществляться по схеме, предусматривающей маслоотделитель, из которого масло поступает в один или несколько резервуаров, обеспечивающих перераспределение масла в разные компрессоры с помощью регуляторов уровня.

Чтобы обеспечивать возврат масла, в резервуаре с помощью дифференциального клапана поддерживают давление, примерно на 1,4 бар выше давления всасывания (или промежуточного давления в случае двухступенчатых компрессоров).

Может также оказаться необходимой установка обратного клапана на нагнетательной магистрали между маслоотделителем и конденсатором или интенсивный подогрев маслоотделителя во время остановки, с тем, чтобы полностью избежать опасности вторичной конденсации.

В случае, если каждый компрессор располагает своим собственным маслоотделителем и коллектором, между ними нужно устанавливать обратный клапан для предотвращения конденсации хладагента в полости сжатия в головке блока и маслоотделителе при остановках компрессора.

ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Винтовые компрессоры содержат два ротора с сопрягающимися профилями (охватываемый и охватывающий роторы), изготовленных в форме спиралей (червяков). Роторы вращаются внутри статора. Вращение этих подвижных узлов перемещает хладагент в газовой фазе со стороны всасывания к стороне нагнетания, при этом впадины охватывающего ротора выполняют роль цилиндра, объем которого по мере постепенного приближения к выходу (стороне нагнетания) сокращается, а зубья охватываемого ротора являются поршнями, обеспечивающими сжатие потока.

По мере того, как сжатый хладагент нагнетается в контур, с верхней стороны винта вновь происходит всасывание, что обеспечивает непрерывность перекачки и сжатия паров.

Все винтовые компрессоры имеют совершенно определенную степень сжатия, зависящую от расположения зубьев ротора нагнетательного отверстия. Имеющиеся в продаже компрессоры, как правило, разработаны таким образом, что обеспечивают несколько фиксированных значений степени сжатия, но чаще всего степень сжатия, необходимая для данной установки, не соответствует степени сжатия компрессора. В этом случае следует выбирать компрессор со степенью сжатия, наиболее близкой к требуемой, хотя в результате по потребляемой мощности компрессор может оказаться переразмеренным. Однако в любом случае переразмеренность будет относительно небольшой вследствие влияния степени сжатия на объемный индикаторный КПД. В целях снижения потерь в зазорах между зубьями и впадинами на вход винтовых компрессоров впрыскивают масло, которое повышает герметичность этих зазоров за счет образования масляной пленки и, кроме того, способствует охлаждению сжимаемых паров хладагента. В связи с этим винтовые компрессоры очень хороши для достижения высокого перепада давления высокой степени сжатия, так как охлаждение впрыском масла позволяет поддерживать температуру в конце сжатия в допустимых пределах, не считая того, что в них можно обеспечивать очень небольшую разность температур в картере. Винтовые компрессоры со впрыском масла, как правило, приводятся в действие непосредственно трехфазными двухполюсными электродвигателями. Воздушные винтовые компрессоры и компрессоры для других газов ввиду более высоких потерь в зазорах снабжаются шестеренчатой передачей, обеспечивающей гораздо более высокие обороты роторов.

Впрыскиваемое в компрессор масло может возвратиться в него только после маслоотделителя, и перед тем, как оно будет вновь подано в компрессор, его температура понизится в маслоохладителе, который позволяет разгрузить конденсатор. В любом винтовом компрессоре степень внутреннего сжатия перед нагнетанием и, следовательно, внутреннее давление нагнетания зависят от положения отверстий нагнетания. При проектировании компрессора отверстия располагают таким образом, чтобы обеспечить установленное для данной конструкции отношение давлений.

Винтовые компрессоры наиболее рационально использовать в области больших и средних холодопроизводительностей. Производительность небольших винтовых компрессоров значительно ниже производительности поршневых компрессоров при больших частотах вращения, в то время как крупные модели не уступают по производительности турбокомпрессорам.

Вследствие высоких значений объемного КПД и низких температур в конце сжатия винтовые компрессоры обеспечивают такие температуры испарения, которые на поршневых компрессорах могут быть достигнуты только при двухступенчатом цикле.

Существуют винтовые компрессоры с одним ротором (винтом). Известны и охладители жидкости, подобные оборудованным поршневыми компрессорами, но содержащие винтовой компрессор, конденсатор и испаритель, полностью готовые для подключения к различным жидкостным контурам. При больших перепадах давления на компрессоре объемная холодопроизводительность, так же как и для поршневых компрессоров, сильно падает. В связи с этим производятся винтовые компрессоры с промежуточной всасывающей ступенью и переохлаждением жидкого хладагента в промежуточном охладителе. В результате, как и для поршневых двухступенчатых компрессоров, повышается холодильный коэффициент, повышается холодильный коэффициент и удельная холодопроизводительность.

Существуют также двухступенчатые винтовые компрессоры, в которых ступени как низкого, так и высокого давления установлены в один и тот же картер, а их привод обеспечивается от общего вала. В большинстве случаев регулирование ступеней высокого и низкого давления производится отдельно.

ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА НЕСКОЛЬКИХ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Как и в случае поршневых компрессоров, при параллельной работе нескольких винтовых компрессоров необходимо соблюдать определенные правила, чтобы не столкнуться с серьезными проблемами.

Три винтовых компрессора работают параллельно без масляного насоса. Смазка подается при давлении конденсации. Масло по выходе из установки, пройдя вместе с хладагентами через компрессоры, попадает в резервуар. В случае нехватки масла датчик

уровня отключает установку. Чтобы вязкость масла находилась в пределах, обеспечивающих нормальную смазку компрессоров, оно перед впрыском в компрессоры, как правило, должно охлаждаться. Такое охлаждение осуществляется с помощью воды или хладагента, причем температура масла поддерживается на заданном уровне терморегулятором. При остановках компрессоров всегда существует опасность растворения большого количества масла в хладагенте. Для предотвращения этой опасности применяют термостатированный подогрев масла в резервуаре. Чтобы можно было проверить, получают ли компрессоры масло в необходимом количестве, на трубопроводе подвода масла предусмотрена установка датчика расхода, который в случае понижения расхода останавливает электродвигатель. На этом же трубопроводе монтируется электромагнитный клапан, перерывающий подачу масла при остановке компрессора.

Внутренний объем трубопроводов и различной аппаратуры, установленной на нагнетательной части контура, определяет скорость достижения давлением масла требуемой величины. Чтобы обеспечить максимально быстрой рост давления, после маслоотделителя устанавливают клапан постоянного давления, который предотвращает проход паров хладагента в конденсатор до тех пор, пока давление не достигнет заданной величины. Этот клапан препятствует также внезапному провалу давления масла в результате появления в нем паровых пузырей, например, при остановках компрессора или подключении очередной ступени компрессора.

Вместе с тем, если заданное давление масла поддерживается масляным насосом и дифференциальным регулятором давления, перечисленные меры становятся излишними.

Установка на нагнетательных трубопроводах винтового компрессора обратных клапанов не только предотвращает конденсацию хладагента в нем, но и препятствует любому движению хладагента в обратном направлении.

СПИРАЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Спиральные, или улиточные, компрессоры являются компрессорами объемного типа. Они появились на рынке холодильного оборудования в начале 80-х г.г, хотя еще в 1905г. француз Leon Creux получил в США патент на «роторную машину», в основе которой был заложен принцип будущего спирального компрессора. Тем не менее, вплоть до 1975 года этот тип компрессора не разрабатывался и не изготавливался в силу технологических проблем, которые могли быть решены только с появлением станков с числовым программным управлением.

Среди проблем, которые надо было решать, можно назвать сложность изготовления из литых заготовок кольцевых эвольвент – геометрических форм, которые лежат в основе конструкции спирального компрессора, а также задачу обеспечения герметичности между витками сопрягающихся спиралей, для решения которой требуется выдерживать размеры спиралей с точностью около 1 мкм на каждую сторону.

Основу любого спирального компрессора составляют две спиральные пластины, вставляемые друг в друга. Верхняя спираль, в центре основания которой находится нагнетательное отверстие, неподвижна, тогда как центр нижней спирали движется по кругу. Всасывание осуществляется по периферии системы, а нагнетание обеспечивается через отверстие, расположенное в центре основания неподвижной спирали. Каждая спираль снабжена прокладкой, расположенной на торцевой части стенки спирали и находящейся в контакте с основанием противоположной спирали. Таким образом, прокладки ведут себя как уплотнительные кольца, обеспечивая герметичность между двумя спиральями. Принцип работы спиральных компрессоров состоит в следующем:

- круговое движение центра подвижной спирали приводит к образованию замкнутых газовых полостей, а движение витков подвижной спирали относительно витков неподвижной перемещает эти полости к нагнетательному отверстию, расположенному в центре неподвижной спирали. Это перемещение сопровождается постепенным уменьшением объема полостей, занятых газом;

- во время первого оборота вала двигателя, или в фазе всасывания, - стенки спиралей расходятся, обеспечивается доступ газа в пространство между ними;

- в конце первого оборота – стенки вновь контактируют друг с другом, образуя герметичные газовые полости;

- во время второго оборота вала двигателя, или в фазе сжатия, - объем газовых полостей постепенно уменьшается;

- в конце второго оборота – степень сжатия газа достигает максимального значения;
- начинается фаза нагнетания, которая реализуется при третьем обороте вала двигателя; концы двух спиралей отодвигаются друг от друга, освобождая проход сжатого газа к нагнетательному отверстию;

- в конце третьего оборота – весь сжатый газ удален из полостей между спиральями, объем полостей на третьем обороте равен нулю.

Представляя цикл целиком, можно заметить, что все три фазы: всасывания, сжатия и нагнетания - происходят одновременно в непрерывном движении.

Такая система имеет ряд преимуществ:

- неподвижная и подвижная спирали заменяют примерно 15 подвижных деталей аналогичного двухцилиндрового компрессора, что значительно повышает надежность системы;

- отсутствует вредное пространство, в результате чего объемный КПД практически близок к единице;

- отсутствуют потери давления, адекватные потерям давления на клапанах поршневого компрессора при прохождении через них хладагента, из-за чего не снижается изоэнтропный КПД;

- абсолютная симметрия полостей всасывания и сжатия, расположенных диаметрально противоположно, и центральный выхлоп сжатых газов обеспечивают свободную от пульсаций давления и шумов работу компрессора. Вследствие этого момент сопротивления вала чрезвычайно уравновешен и сопровождается очень слабыми циклическими пульсациями, которые не идут ни в какое сравнение с пульсациями вала поршневого компрессора, особенно если число цилиндров в нем невелико.

Эффективность работы спиральных компрессоров, так же как и винтовых, зависит от значения относительного объема, действительная величина которого определяется таким образом, чтобы обеспечить максимум изоэнтропного КПД в диапазоне степеней сжатия от 2,5 до 3,5.

Именно поэтому основным моментом, ограничивающим применение спиральных компрессоров, в настоящее время остается проблема регулирования производительности, которая для небольших значений холодопроизводительности, например, в кондиционерах, может быть решена либо путем изменения описываемого объема за счет изменения частоты колебаний подвижной спирали, либо с помощью установки двух подвижных спиралей, при отключении одной из которых производительность может меняться в отношении 2 к 1, либо, наконец, путем изменения скорости вращения приводного вала.

Япония и США первыми запустили в производство спиральные компрессоры, имея в виду рынки сбыта для двух областей применения: вначале домашние кондиционеры с герметичными агрегатами, а затем автомобильные кондиционеры с компрессорами открытого типа.

Как и в случае поршневых и винтовых компрессоров, существуют охладители жидкости, оборудованные спиральными компрессорами.

ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

В турбокомпрессорах, в отличие от компрессоров, описанных выше, повышение давления газа не основано на изменении объема неподвижного газа, а происходит вследствие его непрерывного течения в колесе, снабженном лопатками, которое обеспечивает передачу механической работы парам всасываемого хладагента.

Повышение энергии потока хладагента в колесе происходит в результате прироста его кинетического момента, откуда следует одновременное возрастание абсолютной скорости, что является нежелательным последствием, поскольку, в конечном счете, требуется повышение давления в потоке, а не его скорости. Для этого кинетическая энергия, приобретенная потоком, преобразуется в давление в диффузоре, установленном ниже по потоку от колеса. Таким образом, колесо и диффузор вместе образуют ступень сжатия.

Турбокомпрессоры характеризуются направлением движения основного потока, которое может быть либо осевым, либо радиальным. В первом случае (осевые компрессоры) основной поток газов в колесе движется параллельно оси ротора, тогда как во втором случае (центробежные компрессоры) он движется перпендикулярно оси. Несмотря на более высокий КПД осевых компрессоров, в холодильной технике для сжатия хладагентов используют почти исключительно центробежные компрессоры, поскольку с их помощью на каждой ступени

можно получить более высокую степень сжатия, а также потому, что они гораздо менее чувствительны к загрязнениям. Кроме того, стоимость осевых компрессоров при одной и той же холодопроизводительности всегда выше, чем центробежных.

Характеристика турбокомпрессора ограничена помпажным режимом. Этот режим реализуется, как только расход в результате роста потерь давления достигает нижнего предела, то есть как только объемный расход и скорость потока на выходе из колеса оказываются недостаточными, что обеспечить повышение давления, необходимого для достижения требуемого давления конденсации.

Поскольку при этом компрессор продолжает вращаться, в нем начинаются пульсации давления и расхода, которые вызывают мощные гидроудары. Такой режим работы, называемый помпажным (помпажом), является недопустимым. Он возникает в тех случаях, когда невозможно достичь давления конденсации и направление потока может меняться на противоположное. На колесо вновь поступает расход газа, достаточный для восстановления нормальной работы. Но так как объемный расход на выходе из колеса не достигнут, явление повторяется с короткими интервалами. Помпаж установки может иметь серьезные последствия: он не только нарушает нормальную работу, но и вызывает сильные вибрации, которые могут оказаться причиной очень быстрого разрушения, как самого компрессора, так и других агрегатов установки.

Системы регулирования турбокомпрессоров предназначены для того, чтобы:

- поддерживать постоянными давление испарения, температуру среды хладоносителя или конечно давление;
- исключить работу в зоне неустойчивости;
- предотвращать перегрузку приводного двигателя.

Как правило, такое регулирование обеспечивается с помощью устройств электро- и пневмоавтоматики.

Основные способы изменения производительности турбокомпрессоров:

- регулирование давления всасывания с помощью заслонок, устанавливаемых на входе в турбокомпрессор;
- предварительная закрутка газовой струи посредством системы подвижных лопаток, помещаемых перед рабочим колесом.

В газовой струе, прошедшей через такую систему, во-первых, из-за потерь падает давление, а, во-вторых, сама струя на входе в рабочее колесо оказывается закрученной или в направлении вращения колеса, или в противоположном. В результате неизбежно потребляемая мощность компрессора либо падает, либо возрастает.

С точки зрения минимизации энергопотребления такой способ предпочтительнее изменения давления всасывания. Кроме того, рабочий диапазон регулирования предварительной закрутки гораздо шире. Вместе с тем, эффект предварительного закручивания работает только в компрессорах, насчитывающих максимум 3 ступени. При превышении этого количества ступеней результирующий эффект будет идентичен эффекту от простой задвижки, помещенной во всасывающем канале.

Гораздо более интересным, хотя и связанным с более значительным энергопотреблением, если речь не идет о приводе компрессора с помощью турбины, является устройство для изменения числа оборотов компрессора. КПД при неполной нагрузке в случае регулирования компрессора изменением числа оборотов и при параболической рабочей характеристике установки гораздо выше КПД для других способов регулирования. Главным недостатком регулирования за счет изменения числа оборотов является невозможность глубокого дросселирования из-за опасности возникновения помпажа.

Регулирование потока в выхлопном диффузоре вследствие более высокого энергопотребления при частичной нагрузке менее выгодно, чем применение устройства с подвижными лопатками, однако в определенных обстоятельствах оно также используется, поскольку обеспечивает устойчивую работу многоступенчатых компрессоров в гораздо более широком диапазоне регулирования.

Устройство регулирования с перепуском хладагента не приводит к возникновению помпажа. Перепуск обеспечивает возвращение расхода, величина которого заключена между минимальным значением расхода, соответствующим нижнему предельному значению, при котором начинается помпаж, и требуемым значением расхода. Таким образом, расход через компрессор и обусловленная этим расходом потребляемая мощность остаются постоянными. Этот тип регулирования полностью исключает опасность возникновения помпажа.

При выборе системы регулирования всегда можно предусмотреть комбинацию различных способов, например, регулирование давления всасывания с изменением числа оборотов или с предварительной закруткой потока, регулирование потока в выхлопном диффузоре с изменением числа оборотов, причем в некоторых случаях рабочие характеристики комбинированных систем лучше, чем у какой-либо одной системы.

Турбокомпрессоры, особенно центробежные, применяют главным образом в системах с очень большой потребляемой холодопроизводительностью, например, в установках для кондиционирования воздуха или в промышленном оборудовании. В них могут использоваться самые различные хладагенты и аммиак.

РОТАЦИОННЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Принцип работы этого компрессора заключается в том, что внутри цилиндрического статора вращается эксцентрично установленный ротор, соприкасающийся внутренней поверхностью цилиндра статора и имеющий на своей поверхности радиально расположенные щели (прорези) с вставленными в них пластинами. Эти пластины могут свободно скользить в щелях под действием центробежных сил, которые прижимают их к внутренней поверхности цилиндра и при вращении ротора.

Литой статор, составляющий основу компрессора, имеет внутреннюю некруговую цилиндрическую поверхность, контур основания которой рассчитывается по специальной программе и имеет сложную геометрию. Эта геометрия позволяет оптимизировать характер движения пластин при вращении ротора, обеспечивая длинную дугу зоны сжатия без выделения зон всасывания и нагнетания. Литой статор образует картер. Ротор, так же как и его вал, изготовленный из шаровидного графита, укреплен в двух роликоподшипниках. Его расположение важно для КПД компрессора, поэтому оптимальным вариантом будет такой, при котором зазор между ротором и статором по образующей их поверхностей в зоне, отделяющей полость сжатия от полости всасывания, окажется минимальным.

Пластины, число которых в этом типе компрессора доходит до восьми, изготовлены из углеродного волокна, связанного ароматическим линейным полимером и пропитанного политетрафторэтиленом. Такая специальная обработка обеспечивает режим самосмазывания в случае неисправности масляного контура. Материал пластин очень прочный и способен выдерживать высокие температуры порядка 180°C.

На выходе вала компрессора из картера предусмотрено классическое уплотнение, состоящее из стальной обоймы, керамического вкладыша и металлического сальфона.

Благодаря использованию дополнительного контура с теплообменником пластинчатый компрессор может работать при температурах испарения до -40°C. В этом случае жидкость высокого давления используют для питания промежуточного теплообменника: жидкость в основном контуре перед дросселированием переохлаждается, в то время как газ, расширившийся во вторичном контуре, впрыскивается в компрессор через отверстие, расположенное в зоне сжатия. В результате установки дополнительного теплообменника достигается двойной эффект: холодопроизводительность возрастает примерно на 20-30% при повышении потребляемой мощности всего на 8%, то есть повышается холодильный коэффициент, и, с другой стороны, падает температура нагнетания.

Что касается возможности изменения холодопроизводительности, то в этом типе компрессоров не предусматривается никаких внутренних устройств. Учитывая невысокую стоимость таких компрессоров и некоторые другие преимущества, их обычно используют только в установках, нагрузка которых меняется очень мало.

В пластинчатых компрессорах имеются также устройства защиты от гидроударов. Благодаря наличию отжимаемой плиты с возвратными пружинами в случае гидравлических ударов можно открывать полости сжатия, в результате чего компрессор может непрерывно работать, даже если во всасывающую магистраль попадает жидкость.

Пластинчатые компрессоры имеют также систему смазки с контролем расхода масла, назначение которого состоит в защите компрессора от дефицита масла. Система смазки оснащена маслоотделителем, расположенным на нагнетательной магистрали. Масло при давлении нагнетания возвращается в компрессор для смазки уплотнений, двух роликоподшипников вместе с ротором и пластин, перед тем как вновь выйти через нагнетательное отверстие. Этот тип компрессора не требует ни масляного насоса, ни картера, ни подогревателя картера.

Пластинчатые компрессоры используются на авторефрижераторах, междугородних автобусах, поездах и т.д. Ими оборудуют также охладители жидкостей.

МЕМБРАННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Мембранные компрессоры когда-то очень широко использовались в холодильных установках, работающих на аммиаке. Сейчас они применяются совсем в других областях, таких, например, как ожижение газов, их хранение при высоких давлениях, насыщение водородом и питание реакторов.

Механическая часть состоит главным образом из гидравлического насоса. Поршень скользит в цилиндре, откачивая жидкость, находящуюся в головке, и заставляя таким образом колебаться мембрану. Эта мембрана составлена из трех тонких металлических дисков, наложенных друг на друга и зажатых по периферии между двумя тарелями: газовой тарелью, содержащей клапаны всасывания и нагнетания, и жидкостной тарелью, отверстия или канавки в которой предназначены для равномерного распределения жидкости под мембраной. Эти две тарели имеют специально обработанные внутренние поверхности, и их соединение создает камеру сжатия. Плунжерный насос, называемый насосом-компенсатором и приводимый в действие эксцентриком, насаженным на ось коленчатого вала, при каждом ходе поршня передавливает в полость цилиндра такое количество жидкости, которое превышает освобождающийся объем между поршнем и рубашкой. В результате мембрана плотно прилегает к газовой тарели и вредное пространство снижается до минимума. Излишек жидкости, передавленной плунжерным насосом-компенсатором, вытекает через регулируемый клапан, называемый ограничителем давления, и возвращается в картер. Рабочая жидкость способствует также отводу тепла, образующегося при сжатии газа.

ПРИВОДНЫЕ МЕХАНИЗМЫ КОМПРЕССОРОВ

Поскольку компрессор сам по себе является устройством неподвижным, он может повысить давление паров хладагента только будучи оснащенный приводным двигателем, который представляет собой подвижную часть агрегата, составленного из самого компрессора и его привода, то есть компрессорного агрегата. В случае герметичных и герметичных разъемных агрегатов приводное устройство полностью устанавливается на заводе-изготовителе и всегда представляет собой в этом случае электродвигатель, насаженный на ось коленчатого вала или эксцентриковый вал самого компрессора.

Компрессоры, именуемые открытыми, имеют выходящий из картера вал, на который с помощью шпоночной посадки насаживается либо упругая полумуфта, либо шкив. В случае полумуфты другая ее половина насажена на вал приводного двигателя. Соединение этих полумуфт образует упругую муфту устройства прямого привода компрессора. В случае шкива второй шкив насаживается на вал приводного двигателя и соединяется с первым с помощью приводного ремня, обеспечивающего передачу вращающего момента. В этом случае приводное устройство называют ременной передачей.

*по материалам В.Мааке, Г.-Ю.Эккерт, Жан-Луи Кошпен
«Учебник по холодильной технике»*