



Компрессоры для CO₂



На престижной выставке ИКК в Германии в 2003 году стенд компании «Данфосс» посетили тысячи людей.

Сотрудники «Данфосс» со всего мира приветствовали на огромном стенде в Ганновере более 3 тысяч клиентов. На стенде в 400 квадратных метров были представлены новейшие технологии в области холодильной техники, которые может предложить сегодня «Данфосс».

В центре внимания был образец компрессора для диоксида углерода (R744).

«Данфосс» сотрудничает с компанией «Кока-Кола»

Компрессор представляет новую технологию, разработанную инженерами отдела холодильной техники и кондиционирования по заказу компании «Кока-Кола».

Разработка «Данфосс» рассматривается как наиболее перспективная среди новых технологий, в основе которых – создание компонентов, не содержащих озоноразрушающих элементов. Начато экспериментальное производство компрессоров для CO₂, а через год «Данфосс» сможет поставлять безопасные для окружающей среды компрессоры заинтересованным компаниям. Линейные компоненты для CO₂ уже разработаны, испытаны и находятся в свободной продаже с 2003 года.

Особенности CO₂ (R744)

В настоящее время уникальные характеристики диоксида углерода заинтересовали специалистов по холодильной технике своими значительными экологическими и экономическими преимуществами. Диоксид углерода – природный хладагент, безопасный для окружающей среды, с малым потенциалом глобального потепления и высокой объемной холодопроизводительностью (таблица). Он широко распространен, дешев и не горюч. Последние исследования, в которых компания «Данфосс» принимала активное участие, показали, что холодильные системы могут достичь достаточно высоких энергетических показателей при использовании диоксида углерода.

Два цикла

Циклы с CO₂ могут находиться как в надкритической, так и в докритической областях. Соответственно для CO₂ возможны два типа циклов: транскритический и докритический.

1. Характеристики транскритического цикла:

- Проходит как в надкритической, так и в докритической областях
- Давление может изменяться от 30 до 100 и более бар
- Условия значительно отличаются от традиционных систем
- Требуется разработка новых компонентов систем

2. Характеристики докритического цикла:

- Диапазон давлений: 10–30 бар
- Условия подобны условиям в традиционных холодильных системах
- Могут использоваться обычные компоненты

В торговой холодильной технике наиболее целесообразно применение транскритических циклов.

Проектирование компрессора для применения в торговом холодильном оборудовании

Перед конструкторским отделом компании «Данфосс» была поставлена интересная задача по проектированию компрессора на R744.

Проектирование нового компрессора велось на основе конструкции существующего компрессора типа S, выпускаемого компанией «Данфосс». Компрессоры этого типа имеют наибольшую мощность в номенклатурном ряде герметичных компрессоров «Данфосс». Многие компоненты компрессора были адаптированы для нового хладагента.

Степень сжатия в холодильном цикле с R744 меньше, чем у обычных хладагентов, а разность давлений довольно велика.

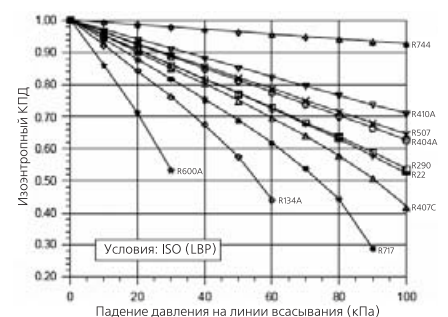


Рис. 1. Зависимость изоэнтропного КПД от падения давления

Проведенные исследования в условиях стационарного расхода R744 показали, что падение давления не очень влияет на изоэнтропный КПД (рис. 1).

Однако при работе компрессора неизбежны пульсации давления, и R744 с его малым удельным объемом оказывается очень чувствителен к пульсациям давлений в камерах всасывания и нагнетания. Исследованиями подтверждается, что камеры всасывания и нагнетания для одноцилиндрового компрессора на R744 должны быть как минимум в 10 раз больше объема цилиндра для снижения уровня пульсаций до приемлемого значения.

Для снижения потерь на теплопередачу камеры должны быть спроектированы так, чтобы значительная часть газа постоянно находилась в них и работала как газовая теплоизоляция, в то время как основной поток должен проходить через них. В результате оптимизации удалось добиться уменьшения теплопередачи на пути газа, однако при этом несколько ухудшаются шумовые и вибрационные характеристики.

R744 очень чувствителен к перегреву, что видно из графиков (рис. 2).

Тип хладагента	НFC	Углеводороды		NH ₃	CO ₂
Хладагент	R134a	R290	R600a	R717	R744
Общепринятое название	–	Пропан	Изобутан	Аммиак	Диоксид углерода
Природа хладагента	искусственный	природный	природный	природный	природный
Потенциал разрушения озонового слоя	0	0	0	0	0
Потенциал глобального потепления	3200	3	3	0	1
Критическая температура, °C	101,2	97	135	132,4	31,1
Критическое давление, МПа	4,1	4,2	3,6	11,3	7,4
Горючесть	–	+	+	+	–
Токсичность	–	–	–	+	–
Относительная объемная холодопроизводительность	1	1,4	0,6	1,7	8,4

Таблица

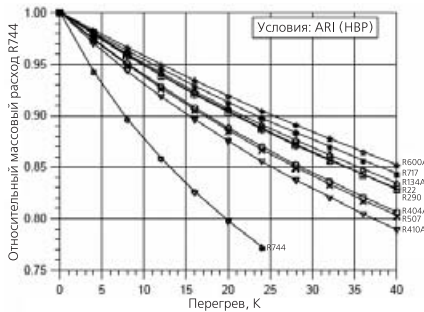


Рис. 2. Зависимость относительного массового расхода R744 от перегрева на всасывании

Незначительный перегрев существенным образом снижает массовый расход хладагента.

Исследования показали значительное влияние утечек через зазор между поршнем и цилиндром в процессе сжатия на величину коэффициента подачи компрессора, работающего на R744.

Этот факт показал необходимость использования поршневых колец, в то время как с традиционными хладагентами компрессоры малой производительности, как правило, не имеют поршневых колец. Опыт с компрессорами для автомобильных кондиционеров доказывает эффективность применения поршневых колец.

Утечки в клапанах могут быть снижены при применении традиционных язычковых клапанов, хотя эти утечки пренебрежимо малы по сравнению с утечками между поршнем и цилиндром из-за относительно большого зазора между ними.

Для уменьшения утечек между поршнем и цилиндром желательно уменьшать диаметр цилиндра, что приводит к увеличению отношения хода поршня к диаметру цилиндра, уменьшает проходное сечение отверстий клапанов, в результате чего растет падение давления.

С другой стороны, было доказано, что падение давления в компрессоре на R744 сравнительно мало влияет на эффективность работы компрессора при условии оптимизации конструкции всасывающей и нагнетательной полостей (рис. 1).

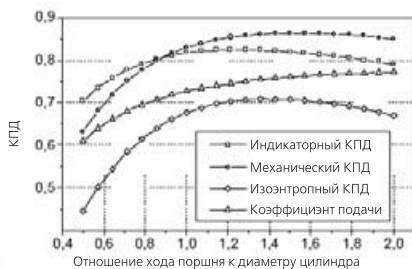


Рис. 3. Расчетный КПД компрессора на CO₂ с постоянным объемом цилиндра для различного отношения хода поршня к диаметру цилиндра

На рис. 3 приведен расчетный график зависимости эффективности компрессора от отношения хода поршня к диаметру цилиндра. Расчет был сделан для компрессора с постоянным объемом цилиндра, давлением всасывания 4 МПа, давлением нагнетания 12 МПа.

Оптимальная эффективность компрессора наблюдается при отношении хода поршня к диаметру цилиндра от 1,2 до 1,6, что необычно велико для компрессоров данной производительности. При уменьшении этого отношения увеличиваются потери от утечек между поршнем и цилиндром, при увеличении – растут потери от падения давления в клапанах.

Цилиндр, геометрия и уплотнения

Объем цилиндра компрессора был принят 2,5 см³. Из стандартного ряда были выбраны: ход поршня – 16 мм и диаметр цилиндра – 14 мм. При таком выборе отношение хода поршня к диаметру цилиндра – 1,14, что близко к оптимальному значению.

Камеры всасывания и нагнетания

Для камер всасывания и нагнетания был выбран объем 25 см³, что в 10 раз превышает объем цилиндра.

Разработаны высокоэффективные язычковые клапаны на основе самых современных технологий. Отверстие клапана имеет диаметр 4 мм. Ход клапана ограничен и составляет примерно 1 мм.

Камера нагнетания спроектирована на максимальное рабочее давление 140 бар и температуру 150°C.

Шатунно-поршневая группа

Из-за больших газовых нагрузок на поршень усилие на шатун компрессора велико даже при малых диаметрах поршня. Поэтому от конструкции подшипника в паре поршень – шатун зависит надежная работа компрессора. Поскольку размер цилиндра очень мал, то условия для гидродинамической системы смазки подшипника неблагоприятны. Подшипник поршневого пальца заменен на шаровой подшипник, который представляет собой стальной шар, соединенный с шатуном (рис. 4).

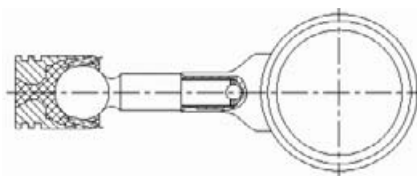


Рис. 4. Шатунно-поршневая группа

Диаметр коленчатого вала был принят 8 мм, подшипники коленчатого вала остались без изменений. Электродвигатель компрессора был выбран из стандартного ряда в соответствии с мощностью, требуемой на сжатие R744.

Кожух компрессора

Кожух компрессора подвергся упрочнению для того, чтобы выдерживать рабочее давление 50 бар и пиковое давление,

которое во время остановки компрессора и в случае высокой температуры окружающей среды может достигнуть 80 бар.

Система смазки и охлаждения компрессора

Принцип системы смазки модели S остался без изменений. Система адаптирована для увеличения расхода масла в подшипнике «поршень-шатун». Компрессор охлаждается маслом, разбрызгиваемым при вращении коленчатого вала. Проведены испытания с различными маслами, после чего выбрана оптимальная марка. Также происходит охлаждение компрессора всасываемым газом, расход которого значителен, характер потока – турбулентный.

Опыт эксплуатации

Было собрано и испытано несколько модификаций компрессора. Испытания проводились более 1300 часов в различных условиях, при этом давление нагнетания достигало значения 160 бар. Была доказана отличная работоспособность компрессора, так же как шумовые и вибрационные характеристики. Коэффициент подачи рассчитан на основе экспериментальных данных, результаты показаны на рис. 5.

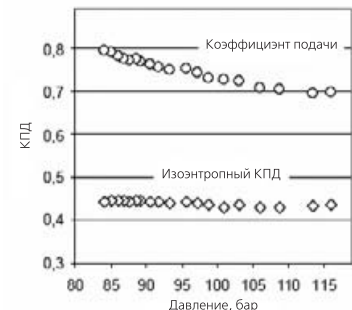


Рис. 5. Экспериментальные данные

Измерения проводились при постоянном давлении всасывания 40 бар, перегреве 10 К. Коэффициент подачи незначительно зависит от давления нагнетания или от отношения давлений нагнетания и всасывания. Коэффициент подачи имеет значения от 0,7 до 0,8.

Значение изоэнтропного КПД около 0,5 также удовлетворительно для небольших герметичных компрессоров.

А.Н. Ангельчев,
инженер отдела холодильной техники и кондиционирования, ЗАО «Данфосс»

По материалам отдела НИОКР Danfoss A/S, Дания