

Автореферат М
К 31

проф. Зуману М. В.

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

КАШКИН Михаил Павлович

УДК 621.512.041-213.3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТЕЙ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ
ГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ ОТ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО
ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Специальность 05.04.03 – машины и аппараты
холодильной и криогенной техники и систем
кондиционирования

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

БР 02004, Подп. к печати 9.10.85 г. Формат 60 x 84 1/16.
Объем 0,7 уч. изд. л., 1,0 п. л. Заказ № 4383, Тираж 100 экз.
Горизнографія Одеського обліографізаата, цех № 3,
Леніна, 49.

Одесса - 1985

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском, проектно-конструкторском и технологическом институте холодильной промышленности.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент
Милованов В.И.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Пластинин П.И.
кандидат технических наук, доцент
Кузнецов А.П.

Ведущая организация - Харьковское опытно-конструкторское бюро
холодильных машин и механического оборудования Минлегпищемаша СССР

Защита состоится "18" ноября 1985 г.
в 10.00 часов на заседании специализированного совета К.068.27.01
при Одесском технологическом институте холодильной промышленности,
270057, Одесса, ул. Петра Великого, 1/3, ОТИХП.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Реферат разослан " " _____ 1985 г.

Р.К.Никольский

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

xv 1214
ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
Библиотека

Актуальность темы. Одной из важнейших научных и инженерных задач при создании и освоении высокоэффективной холодильной техники является обеспечение ее высокой долговечности и сохранение теплоэнергетической эффективности в процессе всего периода эксплуатации. Эта задача является особенно актуальной для поршневых холодильных герметичных высокооборотных компрессоров типа ПГ, предназначенных для работы в широком диапазоне температурных режимов в составе холодильного оборудования различного назначения. Она может быть решена только на основе комплексного исследования закономерностей изнашивания деталей герметичных компрессоров и влияния износа деталей на их основные характеристики - теплоэнергетические, температурные и виброакустические.

Цель работы. Повышение долговечности и теплоэнергетической эффективности поршневых холодильных герметичных высокооборотных компрессоров номинальной холодопроизводительностью свыше 3,5 кВт при работе на различных хладагентах в широком диапазоне температурных режимов на основе выявления взаимосвязи их объемных, энергетических, температурных, виброакустических характеристик и износа деталей, а также определение экономически оптимальной долговечности компрессоров.

Научную новизну работы составили:

1. Исследование характеристик и закономерностей изнашивания деталей основных моделей малых поршневых холодильных компрессоров, в том числе герметичных высокооборотных компрессоров, при различных условиях эксплуатации на различных хладагентах и маслах.

2. Исследование влияния износа деталей герметичного высокооборотного компрессора при различных условиях длительной эксплуатации на различные хладагентах на его основные характеристики - объемные, энергетические, температурные и виброакустические.

3. Уточнение методики расчета и экспериментальное исследование протечек хладагентов R12, R22, R502 в зависимости от конструктивного и эксплуатационного зазоров в сопряжении цилиндр-поршень герметичного компрессора во всем диапазоне его температурных режимов.

4. Расчетное определение и экспериментальное подтверждение минимальных и максимальных предельных зазоров в парах трения поршневого герметичного высокооборотного компрессора.

5. Определение экономически оптимальной долговечности поршне-

вого герметичного компрессора.

В работе сформулировано и защищается следующее научное положение:

Задачу определения и повышения долговечности поршневых холодильных герметичных компрессоров необходимо решать на основе выявленной взаимосвязи показателей этих компрессоров и эксплуатационного износа деталей в зависимости от типа хладагента и рабочего режима холодильной машины с учетом допустимых величин минимальных и максимальных предельных зазоров в важнейших сопряжениях компрессоров.

Кроме того в работе защищаются следующие научные результаты:

1. Процесс изнашивания деталей поршневых холодильных герметичных компрессоров типа ПГ, характеризующийся тремя периодами изнашивания /приработки, установившегося и интенсивного изнашивания/ определяется конструктивными и эксплуатационными факторами: типом хладагента и смазочного масла, температурным режимом и циклическостью работы компрессора.

2. При износе деталей герметичного компрессора типа ПГ, соответствующем наработке 50 тыс.ч, снижение его объемных характеристик определяется: протечками хладагента через увеличивающийся вследствие изнашивания деталей зазор цилиндр-поршень на 82% и увеличивающимся вследствие изнашивания деталей механизма движения мертвым объемом компрессора на 18%. Температурный уровень элементов и пар трения компрессора также определяется в основном протечками хладагента через зазор цилиндр-поршень.

3. В процессе эксплуатации герметичного компрессора типа ПГ на хладагентах R 22 и R 502 его объемные характеристики вследствие более интенсивного изнашивания деталей снижаются в 2 раза быстрее, чем при эксплуатации на R 12. Температурный уровень элементов и пар трения компрессора на хладагентах R 22 и R 502 растет в 2 раза быстрее, чем на R 12.

4. При износе деталей герметичного компрессора ПГ5, соответствующем наработке 50 тыс.ч, его общий уровень вибрации увеличивается на 4-12 дБ, общий уровень шума - на 2-4 дБА. Виброакустические характеристики компрессора определяются типом хладагента, режимом работы и видом крепления компрессора.

5. Экономически оптимальная долговечность компрессора ПГ10, определяемая минимальными затратами на производство единицы холода, в 2,3 раза превышает долговечность компрессора, определяемую

предельным состоянием пар трения.

Практическая ценность и реализация научных результатов. Показано, что высокая долговечность и сохранение теплоэнергетической эффективности герметичных компрессоров могут быть достигнуты только в результате комплексного исследования закономерностей изнашивания деталей и влияния их износа на объемные, энергетические, температурные и виброакустические характеристики компрессоров.

Разработан ряд методических материалов, которые внедрены во ВНИИХолодмаше и на предприятиях отрасли: по экспериментальным исследованиям и оценке изнашивания деталей поршневых холодильных компрессоров; по уточненному расчету протечек хладагентов R12, R22, R 502 через изменяющийся вследствие износа деталей зазор цилиндр-поршень герметичного компрессора; по расчету минимальных и максимальных предельных зазоров в парах трения поршневых компрессоров; по расчету экономически оптимальной долговечности герметичных компрессоров.

Эти материалы использованы при разработке отраслевой нормативно-технической документации по исследованию, оценке и повышению надежности холодильного оборудования - РД РТИ 26-03-12-81, ОСТ 26-03-1490-81, РД РТИ 0555-110-84, а также применяются при разработке отраслевых стандартов по расчету надежности и долговечности холодильного оборудования на стадии проектирования.

Конструктивные и технологические мероприятия, внедренные при отработке и освоении конструкций герметичных компрессоров типа ПГ во ВНИИХолодмаше и на заводах изготовителях, позволили повысить долговечность пар трения и компрессора на 15-30%, а их теплоэнергетическую эффективность в среднем на 8%. Ожидаемый народнохозяйственный экономический эффект от их внедрения при годовом выпуске компрессоров в объеме 5000 шт превышает 100 тыс. руб в год.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на Всесоюзном совещании "Проблемы развития малых холодильных машин" /г. Одесса, 1974 г./, на III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению /г. Одесса, 1982 г./, Всесоюзной конференции "Пути увеличения выпуска и сохранения качества пищевых продуктов. Внедрение безотходных и малостходных технологий на основе использования искусственного холода" /г. Тбилиси, 1984 г./, на межкафедральном семинаре Одесского технологического института холодильной промышленности /1983, 1984 г.г./ и на научно-технических советах ВНИИХолодмаша /1984, 1985 г.г./.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 15 печат-

ных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы, включающего 123 источников. В ней содержится 149 стр. основного текста, 75 рис. и 26 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Задачи сохранения высокой теплоэнергетической эффективности компрессоров в течение длительного периода эксплуатации и обеспечения их высокой долговечности могут быть решены только на основе комплекса исследований, включающих в себя исследования закономерностей изнашивания деталей и исследования влияния износа деталей на основные характеристики компрессоров.

Решению этих задач были посвящены исследования т.т. В.Г. Калитенко, И.А. Элькина, В.И. Милованова. Однако результаты этих работ нельзя было распространить на новый ряд герметичных компрессоров ПГ, работающих на различных хладагентах.

К началу работ практически отсутствовали данные: по закономерностям изнашивания деталей поршневых герметичных высокооборотных компрессоров при работе на хладагентах R 12, R 22, R 502 в зависимости от различных конструктивных и эксплуатационных факторов; по влиянию износа деталей при длительной эксплуатации компрессора на хладагентах R 12, R 22, R 502 в широком диапазоне температурных режимов на его объемные, энергетические, температурные и виброакустические характеристики; по расчету протечек хладагентов R 12, R 22, R 502 в зависимости от эксплуатационного зазора в сопряжении цилиндр-поршень на различных температурных режимах и расчету коэффициента плотности; по экспериментальному подтверждению минимальных и максимальных предельных зазоров в основных парах трения; по расчету экономически оптимальной долговечности компрессора.

Поэтому в данной диссертации были поставлены следующие задачи:

1. Провести анализ исходного и предельного состояний поршневого герметичного высокооборотного компрессора, а также рассчитать и экспериментально подтвердить величины минимальных и максимальных предельных зазоров в его основных парах трения.

2. Провести экспериментальное исследование изнашивания деталей малых поршневых компрессоров при работе на различных хладагентах и маслах в различных условиях эксплуатации. Дать сравнительную оценку износостойкости деталей с учетом их конструктивных и эксплуата-

ционных факторов. Установить детали и пары трения герметичных высокооборотных компрессоров, определяющие их долговечность.

3. Провести экспериментальное исследование влияния износа деталей герметичного высокооборотного компрессора на его объемные, энергетические, температурные и виброакустические характеристики при работе на различных хладагентах, в широком диапазоне температурных режимов.

4. Уточнить методику расчета протечек хладагентов R 12, R 22, R 502 через изменяющийся вследствие износа деталей реальный зазор в сопряжении цилиндр-поршень герметичного компрессора.

5. Провести расчет экономически оптимальной долговечности поршневого герметичного компрессора и разработать комплекс мероприятий по повышению его действительной долговечности.

Поршневой холодильный герметичный компрессор характеризуется двумя группами взаимосвязанных характеристик: функциональными параметрами деталей / мертвый объем цилиндров, зазоры в парах трения, перекос поршня в цилиндре и отклонения формы поверхностей трения / и эксплуатационными показателями компрессора / холодопроизводительность Q_0 , потребляемая электрическая мощность N_3 , электрический холодильный коэффициент ξ_3 , температуры обмоток электродвигателя $t_{обм}$, нагнетания $t_{кМ2}$, масла t_m и уровни вибрации и шума/. При этом Q_0 , N_3 , ξ_3 характеризуют выполнение компрессором служебных функций, а температуры $t_{обм}$, $t_{кМ2}$, t_m и уровни вибрации и шума характеризуют техническое состояние компрессора и в случае превышения их предельных значений, установленных требованиями документации, определяют допустимость его дальнейшей эксплуатации.

Наиболее важными функциональными параметрами деталей компрессора являются зазоры в сопряжениях цилиндр-поршень, шатун-вал, шатун-палец, верхняя опора-вал, нижняя опора-вал.

Сопряжения цилиндр-поршень герметичного компрессора работает в наиболее тяжелых температурных условиях при сочетании различных по линейному расширению материалов, наличии деформации деталей. Поэтому при определении минимального предельного конструктивного зазора в паре необходимо учитывать: тепловые деформации цилиндра и поршня, определяемые их рабочей температурой, материалом и разностеностью; силовые деформации поршня в плоскости качания шатуна; шероховатость поверхностей трения деталей; "рост" чугуна цилиндра.

Эффективность работы поршневого уплотнения и его переход в предельное состояние определяется величиной протечек хладагента через зазор цилиндр-поршень.

Наиболее полно протечки хладагента через изменяющийся вследствие износа деталей зазор цилиндр-поршень герметичного компрессора изучены В.И. Миловановым. Им предложены зависимости для определения массового расхода $M_{прр}$ хладагента, протекающего через зазор цилиндр-поршень и коэффициента плотности компрессора. Однако в них не учитывалось отличие эксплуатационных и конструктивных зазоров в сопряжении цилиндр-поршень, определяемое различными коэффициентами линейного расширения материалов сопрягаемых деталей, а реальные факторы работы сопряжения недостаточно полно отражались эмпирическим коэффициентом Ψ . Поэтому в выражение для расчета массовых протечек хладагента $M_{прр}$ при постоянном перепаде давлений было предложено ввести значение эксплуатационного зазора в сопряжении цилиндр-поршень Δ_3 , а также эмпирические коэффициенты Ψ_1 и Ψ_2 . Коэффициент Ψ_1 учитывает влияние на течение пара местных гидравлических сопротивлений на его входе и выходе из зазора, уплотнительных канавок на поршне, неравномерности температурных деформаций деталей, содержания масла в хладагенте; Ψ_2 учитывает отличие процесса расширения пара в зазоре от адиабатического.

В результате указанное выражение приобрело следующий вид:

$$M_{прр} = \Psi_1 \cdot 3,14 \cdot D \cdot \Delta_3 \sqrt{\frac{\Psi_2 \cdot k \cdot P_{кв1}}{(\Psi_2 \cdot k + 1) g_1 \Psi_2 \cdot k + 1} \left(g_2^{\Psi_2 \cdot k + 1} - g_1^{\Psi_2 \cdot k + 1} \right)} \cdot \left(d_k \cdot \rho_n \frac{g_2}{g_1} + \frac{\lambda \tau \cdot L}{4 \Delta_3} \right) \quad (I)$$

Анализ условий работы шатунных и коренных подшипников скольжения поршневых компрессоров показывает, что величины их минимальных и максимальных предельных зазоров являются функциями следующих параметров: среднего давления на подшипник в области /петле/ максимальных усилий на шатун, угловой скорости вращения вала, толщины смазочного слоя в подшипнике и вязкости масла в смазочном слое.

При анализе работы пары трения шатун-палец принято, что воспринимаемый парой трения импульс сил затрачивается на вытеснение масла из зазора при переходе пальца из одного положения во втулке шатуна в другое. Минимальный и максимальный предельные зазоры, при которых может быть воспринят импульс сил без нарушения масляной пленки в контакте деталей, определяется средним давлением на поршень в петле максимальных усилий, длительность его действия и вязкость масла в смазочном слое. Работу смазочного слоя в подшипниках и в паре шатун-палец необходимо рассматривать с учетом зависимости вязкости масла не только от температуры масла в смазочном

слое, но и с давлением.

Поршневой холодильный герметичный компрессор является неремонтируемым изделием в условиях эксплуатации. Поэтому его долговечность определяется элементами и парами трения, в первую очередь достигающими своего предельного состояния.

Однако существует экономически наиболее выгодный срок эксплуатации /оптимальная долговечность/ компрессора, при котором суммарные затраты - капитальные C_k и эксплуатационные C_3 за период эксплуатации, отнесенные на единицу произведенного холода Q_0 , будут минимальными:

$$F(x) = \left(\frac{C_k}{Q_0} + \frac{C_3}{Q_0} \right) \rightarrow \min \quad (2)$$

Поэтому оценка и повышение долговечности герметичных компрессоров должны производиться на основе комплексного анализа достижения предельного состояния их основных элементов и пар трения, а также с учетом критерия оптимальной долговечности компрессора - минимальных затрат на производство единицы холода.

Основным объектом экспериментального исследования являлись поршневые герметичные компрессоры ПГ5 и ПГ10 номинальной холодопроизводительностью на хладагенте R 22 соответственно 5,5 и 11 кВт.

Техническая характеристика компрессоров: диаметр цилиндра - 42 мм; ход поршня - 32 мм; число цилиндров у ПГ5 - 2, у ПГ10 - 4; частота вращения вала - 4800 об/мин; смазка шатунных и коренных подшипников принудительная от центробежного насоса. Характерной особенностью компрессоров является сочетание в парах трения цилиндр-поршень материалов чугун - алюминиевый сплав.

Для проведения анализа характеристик и закономерностей изнашивания деталей компрессоров ПГ в сравнении с другими моделями малых поршневых компрессоров также исследовали сальниковые компрессоры типа ФВ, бессальниковые типа ФУБС и герметичные типа ФГ.

Исследования изнашивания деталей проводили при работе компрессоров на хладагентах R 12, R 22 и R 502, маслах ХФ 12-16, ХФ 22-24, ХМ 35, ХС 40 на различных температурных режимах.

Исследования влияния износа деталей компрессоров ПГ на их характеристики проводили: в зависимости от износа сопряжения цилиндр - поршень за счет подбора различных комплектов поршней, обеспечивавших диаметральный конструктивный зазор в паре $2\Delta_k = 45; 60; 95; 124; 156; 180$ мкм и в зависимости от износа основных сопряжений, соответствующего наработке компрессора - 25; 36; 41; 50 тыс.ч. Значения увеличенных зазоров в парах трения, рассчитанные с учетом характе-

ристик изнашивания деталей при работе на различных хладагентах, обеспечивали расточкой и шлифовкой сопрягаемых деталей. После обеспечения зазоров, соответствующих заданной наработке, компрессор испытывался в течение 1, 2-1, 5 тыс. ч.

Компрессоры испытывали в режимах: при температурах кипения $t_0 = -25; -15; -5; 5^\circ\text{C}$ - на R12; при $t_0 = -35; -25; -15; -5; 5^\circ\text{C}$ - на R22; при $t_0 = -35; -25; -15; -5^\circ\text{C}$ - на R502; при температурах конденсации $t_k = 30; 40; 50^\circ\text{C}$. В качестве смазочного масла использовали ХФ 22-24, для низкотемпературных режимов - ХФ 22С-16 и ХС 40.

Исследования компрессоров проводили в лабораторных условиях на стендах типа "Паровое кольцо" и калориметрических стендах, соответствующих требованиям ГОСТ13019-77, и в эксплуатационных условиях в составе холодильных машин на предприятиях потребителей холода.

Уровни вибрации и шума компрессора измеряли комплектом прецизионной аппаратуры фирмы "Брьль и Кьер" /Дания/ на стенде, соответствующем требованиям ГОСТ13731-68 и ГОСТ12.1.003-76.

При теплотехнических исследованиях проводилось индицирование компрессора, измерение температур хладагента по всасывающему и нагнетательному трактам, обмоток электродвигателя, масла и деталей пар трения, температуры поршня /пироскопическим методом/. Расходы хладагента и воды измерялись расходомерами типа "турбоквант" и РП. Измерение износа деталей проводилось методами микрометрирования и "вырезанных лунок".

В результате исследования изнашивания деталей малых поршневых холодильных компрессоров установлено одинаковое протекание процесса изнашивания: в период приработки - постепенное снижение и стабилизация скорости изнашивания, в период установившегося изнашивания - постоянная скорость изнашивания. Период приработки поверхностей трения составляет 200-1200 ч и определяется режимом работы, типом масла, начальной шероховатостью, начальной величиной зазора в сопряжении. Интенсивность изнашивания деталей в период приработки в 3-20 раз выше, чем в период установившегося изнашивания.

Период аварийного изнашивания, характеризуемый значительным возрастанием скорости изнашивания, установлен у шатунной шейки вала и поршневого пальца герметичного компрессора типа ПГ /рис. 1 /.

Интенсивность изнашивания деталей зависит от удельной нагрузки в сопряжении. Величина скорости скольжения поверхностей влияет на интенсивность их изнашивания в меньшей степени.

Трущиеся детали компрессоров одного типа, работающие на средне- и высокотемпературных режимах, имеют практически одинаковые скорости изнашивания; на низкотемпературных режимах она выше на 20-40%.



Рис.1

сравнению с сочетанием бронза-сталь.

Циклическая работа компрессоров увеличивает интенсивность изнашивания деталей почти в 2 раза в сопряжениях шатун-вал и шатун-палец и в 1, 2-1, 6 раза в остальных сопряжениях.

При работе компрессора на хладагентах R22 и R502 интенсивность изнашивания деталей одинакова и существенно выше, чем на R12. Интенсивность изнашивания деталей при работе на маслах ХФ 12-16 и ХФ 22-24 практически одинакова. Применение масла ХС 40 в сочетании с R22 снижает интенсивность изнашивания большинства деталей в среднем на 15%.

После окончания периода приработки у ряда деталей устанавливается шероховатость поверхности трения, не зависящая от исходной.

У компрессоров с вертикальным валом /ПГ, ФГ, ГК/ геометрия деталей изменяется, в основном, только у шатунной шейки вала /скорость овализации-0, 5+1, 5 мкм /тыс.ч/; у компрессоров с горизонтальным валом геометрия поверхностей трения изменяется у большинства деталей.

В результате эксплуатационного износа деталей увеличиваются зазоры в парах трения и линейное мертвое пространство, растут протеч-

Герметичные компрессоры ПГ имеют меньшую интенсивность изнашивания большинства пар трения по сравнению с другими малыми поршневыми компрессорами, за исключением пары шатун-вал. Наиболее низкую износостойкость в компрессорах ПГ имеют пары трения шатун-вал, шатун-палец, поршень-палец: скорость роста зазора в 1, 3-3, 5 раза выше, чем в остальных парах. При этом скорость изнашивания шатунных шеек и пальца значительно выше, чем сопрягаемых деталей. Большие износы пальца характерны и для других типов герметичных компрессоров. Сочетание материалов баббит-сталь обеспечивает большую износостойкость вала по

ки хладагента в сопряжении цилиндр-поршень, что в комплексе приводит к повышению температурной напряженности и к изменению тепло-энергетических и виброакустических характеристик компрессора.

Экспериментальное исследование температурной напряженности компрессоров типа ПГ показало, что основное влияние на их температуру оказывают протечки хладагента через зазор в сопряжении цилиндр-поршень. При увеличении зазора от номинального $2\Delta_k=60$ мкм до $2\Delta_k=156$ мкм температуры в различных точках компрессора ПГ5 возрастают практически одинаково /на R 12 в стандартном режиме - в среднем на 15°C /. На рис.2 показаны температуры обмоток электродвигателя $t_{\text{обм}}$ и масла t_m в компрессоре ПГ5.

Температуры верхнего и нижнего коренных подшипников практически одинаковы и на 5°C превышают температуру масла.

У нижнего цилиндра температурная напряженность выше, чем у верхнего. Максимальное различие в температурах при работе компрессора в напряженном режиме /R22, $t_0=-15^\circ\text{C}$, $t_k=50^\circ\text{C}$, $2\Delta_k=180$ мкм/ составляет у гильз по высоте до 12°C , по окружности - до 7°C , у поршня по высоте - до 10°C , по окружности - до 7°C . Температура гильзы цилиндра выше температуры поршня. Это различие Δt , увеличивавшееся с повышением температуры нагнетания $t_{\text{км2}}$, аппроксимируется уравнением:

$$\Delta t = -24 + 0,3 t_{\text{км2}} \quad (3)$$

Износ деталей механизма движения также повышает температурную напряженность компрессора, наиболее существенное повышение отмечается после 25 тыс.ч его работы, особенно при работе на R 22 и R 502, что обусловлено большей интенсивностью изнашивания деталей на этих хладагентах по сравнению с R 12. На рис.3 показаны зависимости температуры нагнетания $t_{\text{км2}}$ от величины зазора в сопряжении цилиндр-поршень и от износа деталей в основных сопряжениях при работе компрессора на R 502.

Уменьшение зазора $2\Delta_k$ в сопряжении цилиндр-поршень от номинального значения до 45 мкм снижает температурную напряженность компрессора незначительно /максимально на 5°C /. Температурная напряженность также снижается при использовании масла ХС 40 вместо ХФ 22с-16 при работе компрессора на R 22 и R 502 в низкотемпературных режимах /при зазоре $2\Delta_k=156$ мкм - на $5-8^\circ\text{C}$ /.

Температуры деталей в компрессоре ПГ10 на $5-8^\circ\text{C}$ выше, чем в компрессоре ПГ5, что объясняется меньшей удельной теплоотводящей поверхностью кожуха.

Протечки хладагента через увеличивавшийся вследствие изнаши-

вания зазор в сопряжении цилиндр-поршень являются основным фактором снижения объемных характеристик компрессора. Снижение коэффициента подачи λ с увеличением зазора цилиндр-поршень до 180 мкм при работе на хладагентах R 12, R 22, R 502 практически одинаково и при степени повышения давления $\pi=6$ составляет в среднем 33% /рис. 4/. Коэффициент потерь от обратного расширения пара, оставшегося в мертвом объеме λ_c можно считать не зависящим от величины зазора в сопряжении цилиндр-поршень. Его определяли для каждого режима индицированием при работе компрессора с номинальными зазорами.

Коэффициент потерь от подогрева пара λ_w /во всасывающем канале λ_w^I и в цилиндре λ_w^{II} /с увеличением зазора в сопряжении цилиндр-поршень до 180 мкм при работе компрессора на различных хладагентах снижается практически одинаково /на стандартном режиме в среднем на 8% , см. рис.4/. Основной подогрев хладагента происходит во всасывающем канале. Значения λ_w^{II} больше, чем λ_w^I : на низкотемпературных режимах при номинальном зазоре $2\Delta_k$ в среднем на 25% , при увеличенном зазоре $2\Delta_k$ до 180 мкм - на 35% ; среднее значение λ_w^{II} равно 0,98.

Протечки пара через изменяющийся в процессе изнашивания эксплуатационный зазор $2\Delta_3$ в сопряжении цилиндр-поршень в периоды расширения пара из мертвого объема и всасывания мало влияют на коэффициент потерь от протечек по зазору $\lambda_{\text{пл}}$. Поэтому в расчетах массового расхода хладагентов R 12, R 22, R 502 через зазор учитывались лишь протечки в процессе сжатия и нагнетания.

Протечки через зазор $2\Delta_3$ за один оборот вала компрессора определяются массовым расходом пара через зазор при постоянном перепаде давлений $M_{\text{пр.р}}$ и углом ψ , соответствующим моменту конца сжатия /начала нагнетания/. Изменение давления в процессе сжатия учитывается коэффициентом σ .

Коэффициент σ и угол ψ для хладагентов R 12, R 22, R 502 определены индицированием компрессора ПГ5. Так для R 502 коэффициент σ аппроксимируется зависимостью:

$$\sigma = 0,16 - 2,5 \cdot 10^{-3} (t_k - 30) + 4 \cdot 10^{-3} (t_0 + 35) \quad (4)$$

На основе расчетных и экспериментальных зависимостей протечек от эксплуатационного зазора $2\Delta_3$ в сопряжении цилиндр-поршень определены эмпирические коэффициенты ψ_1, ψ_2 : ψ_1 для R 12 - 1,13; для R 22 - 1,25; для R 502 - 1,35; ψ_2 аппроксимируется зависимостями:

$$\text{для R 22} \quad \psi_2 = 0,915 e^{3,38 \cdot 10^{-2} \pi} \quad (5)$$

$$\text{для R 12 и R 502} \quad \psi_2 = 0,907 e^{3,04 \cdot 10^{-2} \pi} \quad (6)$$

Коэффициент $\lambda'_{пл}$ с ростом зазора в сопряжении цилиндр-поршень до $2\Delta_k = 180$ мкм снижается при работе компрессора на всех хладагентах при $\mathcal{T} = 6$ в среднем на 25% /рис.4/. Для R 502 из-за более низкого температурного уровня компрессора $\lambda'_{пл}$ несколько ниже, чем для R12 и R 22. При уменьшении зазора $2\Delta_k$ от 60 до 45 мкм коэффициент $\lambda'_{пл}$ возрастает в среднем на 4%.

Потребляемая электрическая мощность $N_э$ компрессора ПГ5 при увеличении зазора в сопряжении цилиндр-поршень снижается незначительно: при работе на R 22 с ростом зазора до 180 мкм - в среднем на 4%.

Применение более вязкого масла ХС 40 повышает коэффициент подачи компрессора при работе на низкотемпературных режимах: на R 22 в режиме с $t_0 = -35$ С, $t_k = 40$ С коэффициент λ увеличивается на 7,5%.

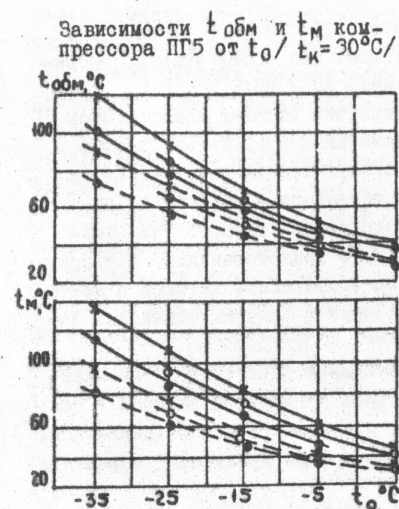
Износ деталей основных сопряжений компрессора типа ПГ вызывает большее снижение коэффициента λ , чем износ только сопряжения цилиндр-поршень /рис.5/. При износе деталей компрессора ПГ5, соответствующем наработке 50 тыс.ч на R 22 в стандартном режиме коэффициент λ дополнительно снижается на 4% за счет снижения коэффициентов λ_c и λ_w .

При наработке компрессора ПГ5, составляющей 50 тыс.ч на хладагенте R 22 в стандартном режиме его холодопроизводительность снижается на 22%, а электрический холодильный коэффициент - на 24%.

Объемные и энергетические характеристики компрессора ПГ10 при эксплуатационном износе деталей снижаются интенсивнее, чем компрессора ПГ5 вследствие более высокой скорости изнашивания деталей.

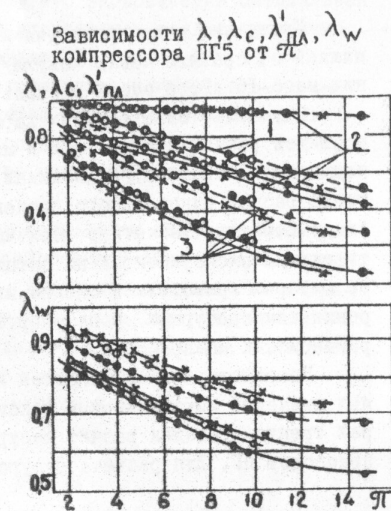
Результаты проведенных исследований позволили уточнить методику расчета объемных характеристик герметичного компрессора, изменяющихся при его эксплуатации, и установить взаимосвязь изменения теплоэнергетических характеристик компрессора и износа его деталей.

Для установления взаимосвязи износа деталей компрессора типа ПГ и его виброакустических характеристик проведено специальное экспериментальное исследование. Установлено, что износ деталей компрессора ПГ5 повышает его спектральный /на большинстве частот/ и общие уровни вибрации и шума; наибольшее их увеличение зафиксировано в направлении движения шатунно-поршневых групп. При износе деталей компрессора, соответствующем наработке 50 тыс.ч на хладагенте R 22, его общий уровень вибрации увеличивается на 4-12 дБ, общий уровень шума - на 2-4 дБ. При работе на R 12 общий уровень вибрации компрессора ниже, чем на R 22 в среднем на 4 дБ, общий уровень шума - на 1-3 дБ. При $\mathcal{T} > 5$ виброакустические характеристики компрессора зависят от \mathcal{T} : с увеличением \mathcal{T} уровни вибрации и шума растут.



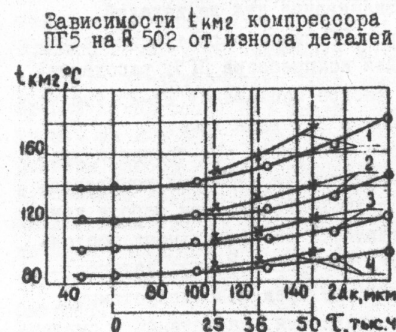
зазор цилиндр-поршень: — — номинальный, — $2\Delta_k = 156$ мкм; о — R12, x — R 22, • — R 502

Рис. 2



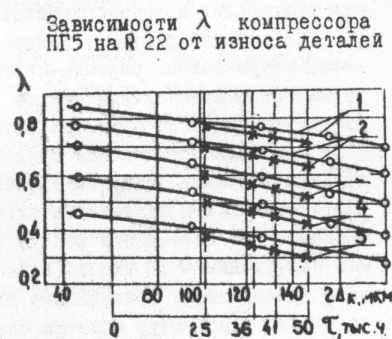
зазор цилиндр-поршень: — — номинальный, — $2\Delta_k = 180$ мкм; о — R12, • — R 22, x — R 502; + $\lambda_c, \lambda'_{пл}, \lambda_w$

Рис. 4



x — всех сопряжений за время \mathcal{T} ; о — в сопряжении цилиндр-поршень / $2\Delta_k$ /; 1 — $t_0 = -25^\circ\text{C}$, $t_k = 50^\circ\text{C}$; 2, 3, 4 — $t_0 = -25, -15, -5^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$

Рис. 3



x — всех сопряжений за время \mathcal{T} ; о — в сопряжении цилиндр-поршень / $2\Delta_k$ /; 1, 2, 3, 4, 5 — $t_0 = 5, -5, -15, -25, -35^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$

Рис. 5

Изменение вида крепления компрессора /перенос крепления с нижней на среднюю часть кожуха/ снижает его общий уровень вибрации на 6-10 дБ, а общий уровень шума - на 2 дБА.

С учетом температурных характеристик деталей компрессоров ПГ проведен расчет минимальных и максимальных предельных зазоров в шатунных и коренных подшипниках и в паре трения шатун-палец, а также расчет минимального предельного зазора в сопряжении цилиндр-поршень. Расчетные величины предельных зазоров были подтверждены экспериментально специальными исследованиями, в процессе которых проводилась оценка износа сопрягаемых деталей и изменение температурных, теплоэнергетических и виброакустических характеристик компрессора.

На основе закономерностей изнашивания деталей и установленных значений минимальных и максимальных предельных зазоров в парах трения проведен расчет ресурсов подшипниковых пар трения компрессоров ПГ. Для расчета ресурса пар трения предложено выражение:

$$T = \frac{2\Delta z_{\max} - 2\Delta z_{\min} - a - b}{C_{уст1} + C_{уст2}}, \quad (7)$$

где

$$a = T_1(C_{пр1} - C_{уст1});$$

$$b = T_2(C_{пр2} - C_{уст2});$$

T_1, T_2 - периоды приработки соответственно 1ой и 2ой сопрягаемых деталей; $C_{пр1}, C_{пр2}$ и $C_{уст1}, C_{уст2}$ - скорости изнашивания в периоды приработки и установившегося изнашивания тех же деталей.

Наименьший ресурс у компрессоров ПГ имеют пары трения шатун-вал, шатун-палец, поршень-палец. Для компрессора ПГ5, работающего на Я 22 в стандартном режиме, их ресурс составляет 23-25 тыс.ч; ресурс коренных подшипников в среднем в 2,5 раза выше.

В результате анализа предельного состояния пар трения и предельных значений технических характеристик герметичных компрессоров, установлена их действительная долговечность. При работе компрессора ПГ5 на Я 22 его ресурс составляет: по предельному состоянию пар трения - 23 тыс.ч, после чего наступает период интенсивного /аварийного/ изнашивания деталей; по предельно допустимым значениям температур обмоток электродвигателя, нагнетания и смазочного масла - 60+80 тыс.ч, виброакустических характеристик - 27+33 тыс.ч.

На основе расчета минимальных затрат на производство единицы

холода компрессором ПГ10 установлена его экономически оптимальная долговечность: при работе на Я 22 в стандартном режиме экономически оптимальная долговечность составляет 52 тыс.ч.

Таким образом экономически оптимальная долговечность компрессоров типа ПГ значительно превышает действительную долговечность, определяемую предельным состоянием их пар трения. Это дает основание для проведения работ по повышению долговечности пар трения и компрессоров в целом.

В результате проведенных работ разработан комплекс мероприятий, позволяющих повысить ресурс компрессоров типа ПГ: снижение минимальных зазоров в парах трения, интенсификация смазки и применение новых материалов в подшипниковых парах трения, изменение вида крепления компрессора. Внедрение этих мероприятий позволило повысить долговечность пар трения и компрессоров в целом на 15-30%, а их теплоэнергетические показатели на 8%.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Процесс изнашивания деталей поршневых холодильных герметичных компрессоров типа ПГ определяется применяемыми хладагентами и маслами, температурным режимом и цикличностью работы компрессора.
2. При эксплуатационном износе деталей герметичного компрессора снижение его объемных характеристик и повышение температурного уровня в основном определяются протечками хладагента через увеличивающийся зазор цилиндр-поршень.
3. Износ деталей герметичного компрессора ухудшает его виброакустические характеристики. При наработке 50 тыс.ч общий уровень вибрации компрессора ПГ5 увеличивается на 4-12 дБ, общий уровень шума - на 2-4 дБА. Виброакустические характеристики определяются режимом работы и видом крепления компрессора.
4. Объемные характеристики компрессоров типа ПГ при их работе на хладагентах Я 22 и Я 502 вследствие более интенсивного изнашивания деталей снижаются в 2 раза быстрее, чем на Я 12, а температурный уровень компрессоров, в том числе пар трения, растет в 2 раза быстрее.
5. Уточненная методика расчета протечек хладагента через зазор в сопряжении цилиндр-поршень герметичного компрессора позволяет достаточно точно проводить расчет протечек хладагентов Я 12, Я 22, Я 502 через изменяющийся вследствие износа реальный зазор в сопря-

жении цилиндр-поршень при различных режимах работы холодильной машины.

6. Действительная долговечность герметичных компрессоров определяется в первую очередь предельным техническим состоянием пар трения шатун-вал, шатун-палец, поршень-палец. На хладагенте R 22 в стандартном режиме ресурс компрессора ПГ5 составляет 23 тыс.ч.

7. Экономически оптимальная долговечность компрессоров типа ПГ, определяемая минимальными затратами на производство единицы холода, значительно превышает действительную долговечность компрессоров, определяемую предельным состоянием их пар трения.

8. Уменьшение минимальных предельных зазоров в парах трения, интенсификация системы смазки и применение новых материалов в подшипниковых парах позволяют существенно повысить долговечность и энергетические показатели герметичных компрессоров типа ПГ.

Основное содержание диссертации изложено в работах:

1. Кашкин М.П., Бежаншвили Э.М., Милованов В.И. Исследование изнашивания деталей высокооборотных герметичных компрессоров. - Холодильная техника, 1980, №1, с. 17-23.
2. Кашкин М.П., Милованов В.И. Экспериментальное исследование предельного состояния герметичного компрессора ПГ5. - Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. - Одесса, 1980. - М.: ЦИТИХимнефтемаш, 1982, с. 179.
3. Кашкин М.П., Бежаншвили Э.М., Милованов В.И. Анализ износостойкости поршневых компрессоров малых холодильных машин. - Холодильная техника, 1983, №4, с. 26-33.
4. Кашкин М.П., Бежаншвили Э.М., Милованов В.И. Исследование влияния изнашивания на основные технические параметры поршневого герметичного компрессора. Разработка рекомендаций по повышению его долговечности. - Тезисы докладов Всесоюзной конференции "Пути увеличения выпуска и сохранения качества пищевых продуктов. Внедрение безотходных и малоотходных технологий на основе использования искусственного холода". - Тбилиси, 1984, с. 17.
5. Кашкин М.П., Бежаншвили Э.М., Милованов В.И. Исследование температурной напряженности поршневого герметичного компрессора. - Холодильная техника, 1985, №1, с. 28-33.
6. Милованов В.И., Кашкин М.П., Бежаншвили Э.М. Исследование влияния износа деталей на объемные и энергетические характеристики поршневого герметичного компрессора. - Холодильная техника, 1985, №4, с. 19-24.

Условные обозначения

Q_0 - холодопроизводительность; $\lambda, \lambda_c, \lambda_w, \lambda'_{пл}$ - соответственно коэффициенты подачи, объемный, подогрева, плотности; M - массовый расход; t - температура; ϵ_2 - холодильный коэффициент; N - потребляемая мощность; K - показатель адиабаты; P - давление; ρ_1, ρ_2 - плотность соответственно в полостях низкого и высокого давлений; d_k - поправка Кориолиса; λ_T - коэффициент сопротивления; D - диаметр; L - длина; Δ - радиальный зазор; C - скорость изнашивания; Z - затраты; π - степень повышения давления; τ - время; T - ресурс.

Индексы

Э - эксплуатационный, электрический; К - конструктивный, конденсация, капитальные затраты; обм - обмотка электродвигателя; м - масло; км1 - всасывание; км2 - нагнетание; о - кипение; пр - период приработки; угс - период установившегося изнашивания.

Олеши

XV 1214

