

МЗ73271

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое училище
им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

КЛИМЕНКО Татьяна Алексеевна

ИССЛЕДОВАНИЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ
ВЫСОКОБОРОТНЫХ ТЕРМЕТИЧНЫХ
КОМПРЕССОРОВ

(Специальность 05.04.03 – Гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной
техники)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Москва – 1981

Работа выполнена во ВНИИхолодмаше

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
Чистяков Ф.М.

Официальные оппоненты: Доктор технических наук, профессор
Фролов Е.С.

Кандидат технических наук
Крылов В.С.

Ведущее предприятие – Московский завод холодильного машино-
строения "Искра"

Защита диссертации состоится *"30" марта* 1981 г.
в *2* час *30* мин. на заседании специализированного Совета
К.053.15.07 "Криогенные, холодильные, гидравлические, вакуумные
и компрессорные машины и аппараты" МВТУ им. Н.Э.Баумана по
адресу: Юго-Западная набережная, д. 1, корпус
факультета

Автореферат

Ваши отзы-
вать по

С диссе

Ученый
кандидат

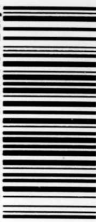
просьба выслать,
д. 5.

У им. Н.Э.Баумана

М 373271

Козлов В.Н.

НТБ МВТУ им. Н.Э.Баумана



1373271

Климченко Т. А. Исследование

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Одним из основных направлений развития народного хозяйства является создание и освоение высокоэффективных машин и оборудования с малой удельной затратой металла. В соответствии с этим ВНИИхолодмаш разработал и осваивает впервые в СССР в ПО Одесхолодмаш и на МЗХМ "Искра" новый ряд высокооборотных герметичных холодильных компрессоров с частотой вращения 50 с^{-1} , холодопроизводительностью от 5,8 до 11,6 кВт, превышающей в 5-12 раз холодопроизводительность наибольших машин, выпускаемых серийно в герметичном исполнении в настоящее время.

Новые компрессоры должны заменить открытый компрессор ФВ-6 и частично бессальниковые компрессоры ФВБС6 и ФУБС-4. Конструкцией новых компрессоров предусмотрена возможность работы в широком диапазоне температур кипения и конденсации, однако для реализации этой возможности потребовалось проведение ряда исследований, что и составляет содержание данной работы.

Цель работы. Исследование специфики рабочего процесса низкотемпературных высокооборотных герметичных компрессоров, выявление путей расширения диапазона их работы и повышение эффективности, а также разработка методики расчета, позволяющей на стадии проектирования определять основные теплотехнические характеристики низкотемпературных компрессоров.

Научная новизна. Впервые в отечественной и зарубежной практике проведено всестороннее теоретическое и экспериментальное исследование низкотемпературных, наибольшей для данного типа холодопроизводительности, поршневых герметичных компрессоров с частотой вращения 50 с^{-1} , не имеющих аналогов в мировой практике, при температурах кипения до минус 40°C и температурах конденсации до 50°C при работе на R 22 и R 502. Установлено, что для исследуемого класса компрессоров рабочие процессы в них при низких температурах кипения значительно отличаются от процессов при средних и высокотемпературных режимах и в еще большей степени от рабочих процессов герметичных компрессоров, существенно меньшей холодопроизводительности, выпускаемых в настоящее время. Недопустимо высокий температурный уровень отдельных элементов таких компрессоров требует обязательного применения охлаждения.

Предложена и исследована в качестве эффективного средства принудительного отвода тепла система охлаждения компрессора, действующая по принципу тепловой трубы.

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Результаты работы. На основании теоретического и экспериментального исследования низкотемпературных герметичных компрессоров получено уравнение связи между энергетическими характеристиками, геометрическими параметрами машины, теплофизическими свойствами хладагента, режимом работы и определяющими температурами пара по тракту его движения. Установлено, что в низкотемпературных режимах наибольшее влияние на индикаторный КПД компрессора оказывают процессы подогрева и перетекания пара, а механический КПД компрессора может быть представлен в зависимости от удельного давления трения и адиабатной работы. Разработана методика расчета предложенной системы охлаждения, позволяющая определить ее геометрические размеры и эффективность работы (степень снижения температурного уровня). Установлено, что применение R 502 в крупных герметичных компрессорах значительно повышает их холодопроизводительность, а также объемные и энергетические характеристики, но снижение температурного уровня недостаточно для обеспечения рабочего диапазона, соответствующего существующим требованиям.

Практическая ценность: Результаты работы использованы ВНИИ-холодмаш при создании и освоении низкотемпературной модификации герметичных компрессоров с частотой вращения 50 с^{-1} . Ожидаемый экономический эффект от внедрения их при годовом выпуске 5000 шт. составит 100 тыс. рублей в год.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались на Всесоюзном совещании "Проблемы развития малых холодильных машин" (Одесса, 1974), IУ Всесоюзной научно-технической конференции "Конструирование, технология изготовления и эксплуатация компрессорных машин различного назначения" (Сумы, 1974), Международном конгрессе по холоду (Москва, 1975), Всесоюзной конференции по холоду (Ташкент, 1977), II Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению (Мелитополь, 1978).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 5 статей, получено 2 авторских свидетельства.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 136 страницах машинописного текста, включает введение, четыре главы, выводы, 49 рисунков и 7 таблиц. Библиография содержит 82 наименования.

Содержание работы

В первой главе приведен обзор работ по исследованию низкотемпературных холодильных машин и герметичных компрессоров.

В работах А.В.Быкова на основе экспериментального исследования и системного анализа разработаны принцип и методы сравнительной оценки и прогноза характеристик и показателей холодильных машин и компрессоров в различных диапазонах и на различных рабочих веществах. Настоящая работа в значительной части является дальнейшим развитием этого направления применительно к низкотемпературным герметичным компрессорам.

В работах В.Б.Якобсона рассмотрены характерные особенности работы герметичного компрессора и электродвигателя, входящего в его состав. Освещены вопросы влияния теплообмена компрессора с окружающей средой на его характеристики и выбора систем охлаждения.

В работах И.И.Виденова, Хайнриха, Крута компрессор представляется как система с двумя энергетическими входами: электрическая энергия и всасываемый пар и двумя выходами: пар, идущий к конденсатору и поток тепла в окружающую среду; вся система герметичного компрессора разделяется на составные элементы, такие как двигатель, цилиндр, поршень, вал, масляная ванна и другие. Для каждого из них составляется уравнение элементарного теплового баланса. В общем виде для установившегося режима оно выглядит так:

$$\int_F q dF_i - \int_F \Delta t_i dF_i = 0 \quad (I)$$

Все исследователи указывают на получение удовлетворительных результатов в области высоких и неудовлетворительных в области низких температур кипения и делают вывод о необходимости дальнейшего совершенствования модели.

На основании проведенного анализа существующих данных были поставлены и решены следующие задачи исследования:

1. Установить аналитические зависимости, позволяющие определить на стадии проектирования объемные, энергетические и температурные характеристики герметичных компрессоров;
2. Определить наиболее эффективные пути снижения температурного уровня компрессоров, с целью расширения их рабочего диапазона;
3. Разработать методику расчета, предложенной системы охлаждения;
4. Провести анализ возможного изменения характеристик герметичных компрессоров при повышении скорости вращения;
5. Провести экспериментальное исследование с целью: выявления

характеристик компрессоров, проверки установленных аналитических зависимостей и определения входящих в них коэффициентов и соотношений, установления эмпирических зависимостей для оценки температурного режима компрессора, а также для проверки эффективности системы охлаждения.

Вторая глава посвящена анализу теплового состояния компрессора. На стадии проектирования, для определения диапазона работы компрессора необходимо знание его основных теплотехнических характеристик: объемных, энергетических и температурных. Эти показатели зависят от режима работы, конструктивных решений и взаимодействия тепловых процессов. Для установления связи между перечисленными факторами используется метод элементарных тепловых балансов, который, однако, как указывалось выше, не дает достаточной точности в режимах с низкими температурами кипения. Очевидно, что неудовлетворительная точность решения системы уравнений связана с существенными отличиями рабочего процесса компрессора в низкотемпературном диапазоне от процесса в области высоко- и среднетемпературных режимов, состоящими в следующем:

- резкое уменьшение массового расхода агента при низких температурах кипения;
- увеличение удельного количества теплоты, выделившейся в компрессоре (приходящейся на 1 кг пара);
- увеличение неравномерности температурного поля компрессора в целом и отдельных элементов, в результате изменения характера теплообмена, связанного с уменьшением плотности и скорости пара, вследствие чего снижаются коэффициенты теплоотдачи.

Для повышения точности расчетов требуется разбивка поверхностей на гораздо большее число элементарных участков, возрастает число неизвестных, что существенно затрудняет расчет. Закон распределения температур по поверхностям компрессора неизвестен. Эти выводы относятся ко всем герметичным компрессорам, но в наибольшей степени к компрессорам исследуемого класса, так как их холодопроизводительность настолько больше существующих в настоящее время машин, что влияние теплоотводящей поверхности кожуха оказывается значительно меньшим, чем в малых машинах, и имеет место высокая температурная напряженность и неравномерность температурного поля внутри компрессора.

Учитывая отмеченные трудности в диссертации предлагается для расчета определяющих температур пара по тракту его движения

в компрессоре (при входе в цилиндр и при выходе из кожуха) использовать суммарное уравнение тепловых потоков (2) и уравнение внешнего теплового баланса (3) в виде:

$$Q_{з.д.} + Q_m + Q_{н.т.} + Q_c = Q_n + Q_{о.с.} \quad (2)$$

$$N_2 = G_a \cdot C_p (T_{км2} - T_{км1}) + Q_{о.с.} \quad (3)$$

Выразив составляющие тепловых балансов через адиабатную работу, получим выражения для коэффициента подогрева и температуры пара на выходе из кожуха в следующем виде:

$$\lambda_w = \frac{T_{км1}}{T_{1ц}} = 1 - \frac{\frac{\Delta l_s}{T_{км1} C_{pm} v} \Pi}{B \lambda_n + \frac{\alpha_k F_k \tau v}{V_c \rho \lambda_c \lambda_w C_{pm} v}} \quad (4)$$

$$B = \beta_v \cdot \beta_n \cdot \beta_c \cdot \beta_p; \quad \tau = \frac{T_{км} - T_{о.с.}}{T_{1ц} - T_{км1}}; \quad \Pi = \frac{1}{b_{з.д.} \cdot b_m} + \frac{k_v - n}{n - 1} \cdot \frac{1}{n} + A - 1;$$

$$T_{км2} = T_{км1} \left[\frac{\frac{\Delta l_s}{T_{км1} C_{pm}}}{b_2} - \frac{\alpha_k F_k \tau (\frac{1}{\lambda_w} - 1)}{G_a C_{pm}} + 1 \right] \quad (5)$$

При этом были приняты следующие допущения:

- общий коэффициент подогрева пара определяется по перегреву пара до входа в цилиндр в виде $\lambda_w = T_{км1}/T_{1ц}$, вместо $\lambda_w = v_{км1}/v_{1ц}$, так как в условиях низкотемпературных режимов, при больших перегревах всасываемого пара коэффициент сжимаемости близок к единице, а подогрев в цилиндре мал и $\lambda_w'' \approx 1$; $\lambda_w \approx \lambda_w'$;
- потери от дросселирования по всасывающему тракту, в связи с резким падением массового расхода пара малы и $\lambda_d \approx 1$. Тогда прочие потери определяются только потерями от перетекания:

$$\lambda_{пр} \approx \lambda_{пл}$$

Зависимости (4) и (5) позволяют определить степень влияния на температуру пара следующих факторов: физических свойств хладагента, режимов работы, конструктивных особенностей, характеристик электродвигателя и механизма движения, удельного соотношения теплоотводящей поверхности к расходу хладагента.

Основным препятствием для нормальной работы герметичных компрессоров исследуемого класса является высокий температурный уровень, резко ограничивающий диапазон рабочих режимов. Создание работоспособного низкотемпературного герметичного компрессора может быть обеспечено лишь применением эффективного охлаждения.

Обзор существующих способов снижения температурного уровня компрессора показал, что наиболее эффективным средством является принудительный отвод теплоты. Была предложена и исследована оригинальная система охлаждения, работающая по принципу тепловой трубы, с разделением процессов кипения и конденсации в различных аппаратах, выполненная в виде замкнутого циркуляционного контура. Исходя из проведенного анализа средств охлаждения компрессора установлено, что наиболее перспективным путем является сочетание следующих вариантов:

- 1) применение системы охлаждения, действующей по принципу тепловой трубы;
- 2) применение в качестве холодильного агента $R\ 502$;
- 3) установка перегородок для направления потока всасываемого пара, предотвращающих его смешение с горячим паром в кожухе.

Тепловой расчет системы охлаждения

Из уравнений теплового баланса, гидравлического сопротивления, неразрывности и уравнения связи между тепловым потоком и расходом теплоносителя определяются необходимые размеры испарителя и паропровода.

При введении охлаждения в компрессоре, устанавливается новый тепловой баланс, но уже на более низком температурном уровне. Уравнения суммарного теплового баланса и внешнего теплового баланса записываем в следующем виде:

$$Q_{2,a}' + Q_m' + Q_c' + Q_{нт}' = G_a' C_{pTB} (T_{14}' - T_{KM1}) + \alpha_k F_k (T_{KM}' - T_{a.c.}) + Q_x \quad (6)$$

$$N_2' = G_a' C_{pTB} (T_{KM2}' - T_{KM1}) + \alpha_k F_k (T_{KM}' - T_{a.c.}) + Q_x \quad (7)$$

Принимаем допущение о том, что удельное количество теплоты, выделившейся в компрессоре (приходящейся на единицу массового расхода агента), остается прежним. Решая (6) и (7) относительно T_{14}' и T_{KM2}' , получаем:

$$\lambda_w' = \frac{T_{KM1}}{T_{14}'} = 1 - \frac{\frac{\Delta i_s}{T_{KM1} C_{pTB}} \Pi}{B \lambda_\Pi' + \frac{\alpha_k F_k \tau B}{V_c \rho \lambda_c' \lambda_w' C_{pTB}} + \frac{K_m F_x \theta B}{V_c \rho \lambda_c' (1 - \lambda_w') T_{KM1} C_{pTB}}} \quad (8)$$

$$T_{км2} = T_{км1} \left[\frac{\Delta i_s}{T_{км1} C_{рм}} - \frac{\alpha_k F_k \tau (\lambda'_w - 1)}{G_a C_{рм}} - \frac{K_m F_x \theta}{G_a C_{рм} T_{км1}} + 1 \right] \quad (9)$$

Определив $T'_{иц}$ из уравнения (8), определяем тепловой поток через систему охлаждения:

$$Q_x = \Delta i_s V_c \rho \lambda'_c \Pi - (T'_{иц} - T_{км1})(G_a C_{рм} \beta - \alpha_k F_k \tau) \quad (10)$$

$$\theta = T'_{мм} - T'_k; \quad \beta_x = K_m F_x \theta \quad (11)$$

Температура теплоносителя в циркуляционном контуре может быть принята с некоторыми допущениями равной температуре конденсации в основном цикле (т.е. $T'_k = T_k$), так как отвод тепла в системе охлаждения производится той же охлаждающей средой, что и конденсация в основном холодильном цикле, а подогрев этой среды в дополнительном конденсаторе мал, ввиду относительно небольшой величины теплового потока в нем. Из уравнения (II) определяем среднюю температуру масла при работе компрессора с охлаждением. По величине снижения температурного уровня делается вывод о достаточности выбранной площади поверхности испарительной части системы охлаждения.

Предварительный анализ изменения объемных и энергетических характеристик в связи с увеличением частоты вращения показал, что объемные характеристики должны сохраниться на прежнем уровне, а энергетические несколько снизятся за счет увеличения механических потерь.

В третьей главе дано описание объекта и приводится методика экспериментального исследования. Объектом экспериментального исследования являлись базовые модели компрессоров ПП5 и ПП10, номинальной холодопроизводительности 5,8 и 11,6 кВт соответственно и их низкотемпературные модификации.

Компрессоры типа ПП осваиваются в нашей стране впервые. Новые компрессоры отличаются от серийно выпускаемых в настоящее время существенно большей холодопроизводительностью (в 5-10 раз) и предназначены для работы с частотой вращения 50 с⁻¹, при допустимой разности давлений на шатунно-поршневую группу 2,05 МПа.

Технические характеристики компрессоров следующие:

диаметр цилиндров	мм	42
ход поршня	мм	32
описываемый объем	м ³ /ч	ПП5-15,3; ПП10 - 30;

Низкотемпературная модификация отличается от базовой модели наличием системы охлаждения, испарительная часть которой находится в масляной ванне. Конденсаторная часть объединена по средствам охлаждения (вода или воздух) с основным конденсатором, но отделена от него по хладагенту. Площадь поверхности испарительной части $0,2 \text{ м}^2$, конденсаторной - $0,05 \text{ м}^2$. Системе охлаждения работает по принципу тепловой трубы, в которой циркуляция обеспечивается столбом жидкости, соответствующим разнице в уровнях жидкости испарительной и конденсаторной части.

Экспериментальные исследования проводили по ГОСТ 13019-77 на калориметрических стендах ВНИИхолодмаша. Кроме приборов, предусмотренных стандартом, были установлены термопары по тракту движения хладагента в компрессоре, измерялись температуры внутри кожуха и масляной ванны, а также наружной поверхности кожуха и блока компрессора. Индицирование компрессора осуществлялось пьезокерамическими датчиками. Температура обмоток статора электродвигателя измерялась методом сопротивлений, без отключения компрессора. КПД электродвигателя определялся в составе компрессора методом разделения потерь. Испытание компрессора проводили при температурах конденсации $30, 40, 50^\circ\text{C}$ и температурах кипения от -15 до -40°C при работе на $R 22$ и $R 502$. Все исследования проводились при температуре всасываемого пара 20°C .

В четвертой главе представлены результаты экспериментального исследования.

Энергетические характеристики.

Индикаторный КПД η_i . Как показали исследования, произведение индикаторных коэффициентов процессов всасывания, нагнетания, сжатия и расширения, входящих в η_i в диапазоне отношений давлений от 7 до 16 составляет величину, равную $0,95 \pm 1,06$ и в расчетах может быть принято равным единице. Тогда индикаторный КПД компрессора определится как произведение коэффициентов плотности и подогрева: $\eta = \beta_\delta \cdot \beta_n \cdot \beta_c \cdot \beta_p \approx 1$; $\eta_i \approx \beta_n \cdot \beta_w$ (12)

Экспериментальные и расчетные значения η_i приведены на рис. 1. Погрешность в определении η_i составляет 8,35%.

Механический КПД η_m . С учетом уравнения (12) механический КПД может быть представлен в виде:

$$\zeta_m = \frac{1}{1 + \frac{P_{\tau} V_c \beta_i}{G_{ad} \Delta t_s}} = \frac{1}{1 + \frac{P_{\tau} V_c \beta_n \beta_w}{V_c \rho \lambda_c \lambda_n \lambda_w \Delta t_s}} = \frac{1}{1 + \frac{P_{\tau}}{\rho \lambda_c \Delta t_s}} \quad (13)$$

$\beta_n \approx \lambda_n; \beta_w \approx \lambda_w$

По экспериментальным данным значения P_{τ} при $z = 2+4$ описывается зависимостью: $P_{\tau} = 0,094 - 0,00085z - 0,00139\pi$ (14)

Мощность трения зависит от температуры масла. Наименьшие значения мощности трения соответствуют температурам масла ХС 40 от 70 до 90°C. Такой температурный режим следует считать оптимальным. Значения ζ_m даны на рис. 1. Рассчитанные по формуле (13) они отличаются от экспериментальных данных в пределах 6+7%.

Использование R_{502} вместо R_{22} дало существенный энергетический выигрыш в низкотемпературных режимах. Электрический КПД компрессора Ш 10 на режиме $t_0 = -40^\circ\text{C}$, $t_k = 40^\circ\text{C}$ вырос на 22%. Повышение энергетических характеристик обусловлено термодинамическими свойствами R_{502} , в частности, меньшими K, π , по сравнению с R_{22} . Наиболее существенный выигрыш при этом дают такие составляющие электрического КПД как коэффициент подогрева и механический КПД, сравниваемые при равных t_0, t_k .

Сравнение энергетических характеристик компрессоров с частотой вращения 50 и 25 с⁻¹ показало, что максимальная разница в значениях ζ_s составляет 10% (на режиме $t_0 = -35^\circ\text{C}$, $t_k = 40^\circ\text{C}$) в основном за счет увеличения механических потерь при повышении частоты вращения.

Объемные характеристики

Объемный коэффициент λ_c . Наибольшая доля объемных потерь в низкотемпературных режимах приходится на потери, связанные с расширением пара из мертвого пространства.

Величина показателя политропы процесса обратного расширения, определенная по конечным параметрам процесса из индикаторных диаграмм, при относительном мертвом объеме 4+5% при $\pi \approx 9,5$ для $R_{22} m = 1,06$, для $R_{502} m = 1,01$.

Коэффициент плотности λ_d с точностью до 4+5% обобщается эмпирической зависимостью от безразмерного комплекса величин

$$K_n = \pi \left(\frac{d}{h} \right) \left(\frac{\Delta}{d} \right) \left(\frac{50}{\pi} \right)^{3/4} \quad \text{в виде} \quad \lambda_n = 1,08 - 10,7 K_n \quad (15)$$

Зависимость справедлива в диапазоне отношений давлений $\pi = 7+15$, что при температурах конденсации 30+50°C на R_{22} и R_{502} соответствует температурам кипения от -10 + -15°C и ниже. Зависимостью обобщаются экспериментальные исследования герметичных

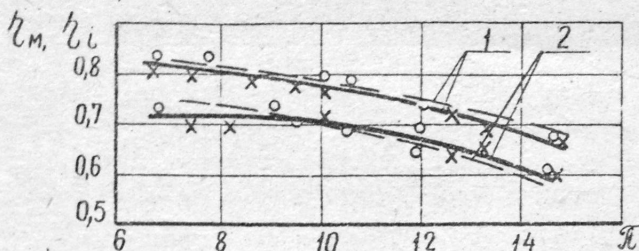


Рис.1. КПД компрессора ПГ5 при работе на R22:
1 - механический; 2 - индикаторный; о - $t_k=40^\circ\text{C}$;
х - $t_k=50^\circ\text{C}$; --- - расчет.

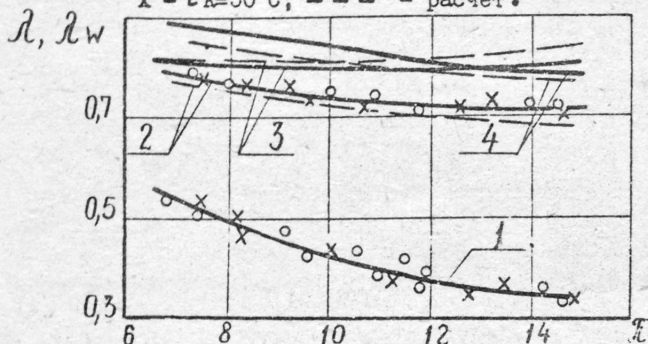


Рис.2. Объемные коэффициенты:
1 - коэффициент подачи; коэффициенты подогрева: 2 - ПГ10;
3 - ФГН-0,35; 4 - ПБ40; о - $t_k=40^\circ\text{C}$; х - $t_k=50^\circ\text{C}$;
--- - расчет.

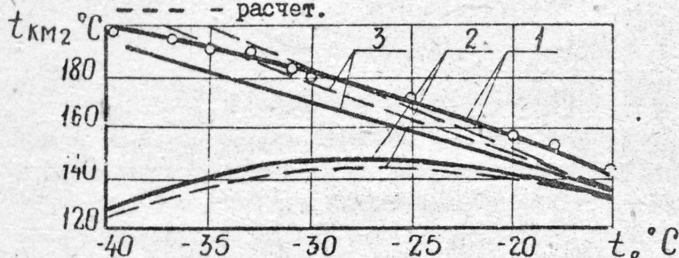


Рис.3. Температура нагнетания при работе на R22, $t_k=40^\circ\text{C}$:
1 - ПГ10; 2 - ФГН-0,35; 3 - ПБ40; --- - расчет.

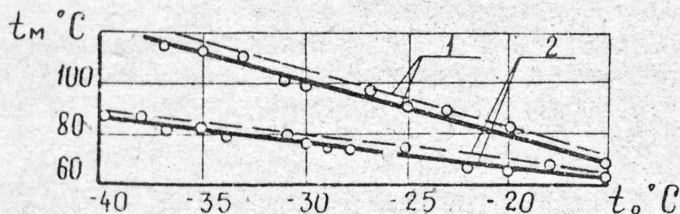


Рис.4. Температура масла при работе на R22, $t_k=40^\circ\text{C}$:
1 - без охлаждения; 2 - с охлаждением; --- - расчет.

компрессоров с алюминиевыми поршнями и диаметрными зазорами Δ (цилиндр-поршень) от 40 до 115 мкм, со скоростями вращения 25 и 50 с⁻¹, при $0,01 \leq \kappa_n \leq 0,05$.

Коэффициент подогрева λ_w , рассчитываемый по формуле (4) с учетом зависимостей (I3, I5, I6) совпадает с экспериментальными данными с точностью до 6%. По данным эксперимента величины, входящие в состав уравнения (4), имеют следующие значения: $\tau = 0,48$; $\alpha = 10 + 0,36 \pi$ (I6). Для

$R\ 22 - n = 1,1$; $R\ 502 - n = 1,05$; $A = 0,25$; $B = 1$.

Коэффициент подогрева рассчитывался не только для исследованных компрессоров, но также для малого герметичного компрессора ФРП-0,35 и крупного бессальникового компрессора ПБ40 (рис. 2). Судя по тому, что для машин разного класса получены удовлетворительные по сходимости с экспериментальными данными результаты, значения коэффициента теплоотдачи и коэффициента τ можно распространить на более широкий круг компрессоров.

При работе на R 502 значения коэффициента подачи в зависимости от отношения давлений нагнетания и всасывания несколько ниже, чем на R 22, что обусловлено большими объемными потерями при расширении пара из мертвого пространства, из-за меньших значений показателей политропы расширения для этого агента. Коэффициент подачи при работе на R 502, построенный в виде зависимости от температур кипения и конденсации, выше, чем на R 22 благодаря меньшим значениям π . Увеличение холодопроизводительности на R 502 на режиме $t_0 = -40^\circ\text{C}$, $t_k = 40^\circ\text{C}$ составило 26%.

Переход от частоты вращения 25 с⁻¹ к 50 с⁻¹ практически не изменил значение коэффициентов подачи.

Температурный уровень

Изменение температур пара по нагнетательному тракту. В режимах с низкими температурами кипения, вследствие высоких температур конца сжатия, а также увеличения отношения теплопроводящей поверхности нагнетательного тракта к количеству проходящего пара, происходит интенсивный отвод тепла от нагнетаемого пара. Максимальное снижение температуры пара на участке от нагнетательной полости до выхода из глушителя предельно составляет 30-40°C. Температура пара на выходе из кожуха, рассчитанная по уравнению (5) совпадает с экспериментальными данными с точностью до 6,5% (рис.3).

Температура масла, так же как и температура пара, зависит от

соотношения количества теплоты, отведенной паром и поверхностью кожуха. Анализ экспериментальных данных по большому объему испытаний разных образцов герметичных компрессоров позволил сделать вывод, что в наибольшей степени температура масла сопоставима с температурой всасываемого пара при входе в цилиндр. Это позволило установить эмпирическую зависимость для определения температуры масла при входе в насос: $T_m = T_{км} / \lambda_w - 1,8\pi$ (17)

При этом расхождение экспериментальных и расчетных данных составляет 7% (рис. 4).

Температура обмоток статора электродвигателя в еще большей мере, чем температура масла, связана с температурой всасываемого пара. При известном общем подогреве пара целесообразно установление эмпирических зависимостей между температурой пара и обмоток статора электродвигателя. Для исследуемого конструктивного варианта герметичных компрессоров средняя температура обмоток статора определяется по зависимости: $T_{обм.ср} = T_{км} / \lambda_w - 2,1\pi$ (18)

Температура обмоток статора электродвигателя в большой степени зависит от конструктивных решений. Применение обжатого кожуха или его имитация (например, путем установки внутренних перегородок, предотвращающих подогрев пара до входа в зазор ротор-статор), обеспечивает более низкий температурный уровень электродвигателя. Тогда используется зависимость: $T_{обм.ср} = T_{км} / \lambda_w - 3\pi$ (19)

Подогрев пара по всасывающему тракту. По экспериментальным данным максимальный подогрев пара в компрессоре ПГ10 на режиме $t_0 = -40^\circ\text{C}$, $t_k = 40^\circ\text{C}$ от электродвигателя составляет 90°C , от компрессора -35°C . Общий подогрев пара до входа в цилиндр достигает на предельных режимах величины $120+125^\circ\text{C}$. Установка перегородки в компрессоре ПГ5, направляющей всасываемый пар непосредственно в зазор ротор-статор, привела к уменьшению теплообмена всасываемого пара с нагретыми поверхностями блока и с паром, находящимся в кожухе, благодаря чему общий подогрев пара до входа в цилиндр снизился максимально на 22°C .

Температурный уровень компрессоров при работе на R 502. Меньшие отношения давлений и показатели политроп процесса сжатия при работе на R 502 в сравнении с R 22 при равных t_0 и t_k существенно снизили температуру конца сжатия и соответственно на $40+45^\circ\text{C}$ температуру пара в нагнетательной полости. Температура нагнетания предельно снизилась на $23+27^\circ\text{C}$, что объясняется уменьшением отношения площади теплоотводящей поверхности нагнета-

тельного тракта к возросшему расходу холодильного агента. Температура обмоток статора электродвигателя максимально снизилась на 16°C , а масла на 14°C . Такое снижение температурного уровня расширяет рабочий диапазон на $5\text{--}7^{\circ}\text{C}$ в сторону снижения температуры кипения, что не полностью отвечает существующим в настоящее время требованиям.

Влияние частоты вращения на температурный уровень компрессора. При переходе от частоты вращения 25 с^{-1} к 50 с^{-1} в компрессорах равной холодопроизводительности температура нагнетания практически совпала, а температура масла повысилась на 5°C в более быстроходном компрессоре. Изменение частоты вращения с 25 с^{-1} до 50 с^{-1} в одном компрессоре повысило температуру нагнетания на 10°C , температуру масла на 5°C , т.е. в компрессорах исследуемого класса увеличение частоты вращения не привело к существенному росту температурного уровня. Отвод тепла в этих компрессорах осуществляется в основном потоком пара, поверхность кожуха играет второстепенную роль при отводе тепла, поэтому относительное уменьшение поверхности в более быстроходных машинах не оказывает значительного влияния на изменение температурного уровня.

Охлаждение компрессора существенно снизило его температурный уровень. При работе на режиме $t_0 = -40^{\circ}\text{C}$, $t_k = 40^{\circ}\text{C}$, получено снижение температур в компрессоре (в $^{\circ}\text{C}$):

	R 22	R 502
температура масла	37	31
температура нагнетания	18	13
температура обмоток статора	18	15

Снижение температурного уровня позволило расширить рабочий диапазон компрессора на 15°C и понизить температуры кипения до следующих пределов:

на R 22 :	$t_k \leq 40^{\circ}\text{C}$	t_0 до -40°C
40°C	$\angle t_k \leq 50^{\circ}\text{C}$	t_0 до -30°C
на R 502:	$t_k \leq 40^{\circ}\text{C}$	t_0 до -45°C
40°C	$\angle t_k \leq 50^{\circ}\text{C}$	t_0 до -35°C

Коэффициент подачи компрессора с охлаждением увеличился при работе на R 22 предельно на 13% (на режиме $t_0 = -40^{\circ}\text{C}$, $t_k = 40^{\circ}\text{C}$), при этом его составляющие изменились так: коэффициент подогрева повысился на 5%, объемный коэффициент — на 5%, коэффициент плотности, увеличившийся за счет уплотнения зазора поршень-цилиндр более холодным маслом, вырос на 3%, электрический КПД компрессора

с охлаждением увеличился максимально на 10%: за счет увеличения индикаторного КПД на 8%, увеличения КПД электродвигателя и механического КПД в общей сложности на 2%.

При работе на R 502 коэффициент подачи вырос предельно на 8,5%, электрический КПД на 7%.

Сопоставление массы оптимальной зарядки с емкостью циркуляционного контура позволило установить эмпирическую зависимость для расчета необходимого количества хладагента в охлаждающем контуре:

$$\zeta_k = 0,22 + \rho_{ж} (V_{ж.тр.} + V_{и} + 0,1 V_k) + \rho_{п} (V_{п.п.} + 0,9 V_k) \quad (24)$$

ВЫВОДЫ

1. Проведено исследование ряда герметичных высокооборотных компрессоров с частотой вращения 50 с^{-1} , холодопроизводительностью от 5,8 до 11,6 кВт, являющихся самыми крупными в СССР компрессорами в герметичном исполнении.

2. Установлено, что при создании низкотемпературных герметичных компрессоров большой холодопроизводительности их рабочий диапазон ограничен высокой теплонапряженностью, обусловленной конструкцией и спецификой охлаждения холодильным агентом.

3. В результате исследования теоретической модели тепловых процессов герметичного компрессора выявлены основные зависимости между характеристиками тепловых процессов (коэффициент подогрева, температура пара при входе в цилиндр и при выходе из кожуха) и основными факторами, влияющими на эти характеристики.

4. По данным экспериментального исследования установлены закономерности, характерные для герметичных машин рассматриваемого класса. Получены эмпирические зависимости для расчета коэффициента плотности, удельного давления трения, индикаторного и механического КПД, показателя политропы процесса обратного расширения, температур обмоток статора электродвигателя и масла.

5. Исследовано влияние скорости вращения на характеристики герметичного компрессора. Установлено, что в диапазоне температур кипения от 15 до -30°C при повышении скорости вращения с 25 до 50 с^{-1} объемные характеристики остаются на прежнем уровне, а энергетические снижаются соответственно температурам кипения на $2+10\%$, температурный уровень компрессора практически не меняется.

6. Показана целесообразность применения R 502 в сочетании с охлаждением компрессора, что значительно повышает объемные и

энергетические показатели компрессора и позволяет расширить его рабочий диапазон.

7. Предложен способ эффективного охлаждения, применение которого позволило создать единую модель для трех компрессоров, охватывающих весь диапазон требуемых режимов по холодопроизводительности и температурам кипения от 15 до -40°C без изменения основных узлов и деталей, с сохранением требуемой надежности, высоких объемных и энергетических характеристик.

8. Проведенная работа позволила создать методику расчета характеристик проектируемых высокооборотных герметичных компрессоров большой холодопроизводительности.

9. Результаты исследований использованы в технической документации ВНИИхолодмаша на выпускаемые компрессоры типа ПГ по ТУ26.03-339-77 и ИПГ5-2-4.000 ТУ.

По материалам диссертации опубликованы следующие работы:

1. А.с. № 419691, (СССР). Холодильная установка /Цирлин Б.Л., Клименко Т.А. - Заявлено 7.У1.1972 № 1794039; Опубликовано 20.Х1.1973 - В бюл. О.И.П.Т., 1974, № 10, с. 107.

2. А.с. № 606050, (СССР). Холодильный компрессор /Клименко Т.А., Захаров О.Н., Романовский Н.В., Савицкая Л.А., Борехов Н.П. - Заявлено 27.УУ.1976. 235184; Опубликовано 13.1.1978. В бюл. О.И.П.Т., 1978, № 17, с. 121.

3. Клименко Т.А., Вайнцвайг Э.С. Теплотехнические испытания опытных образцов новых герметичных компрессоров. Холодильная техника, 1972, № 8, с. 27-29.

4. Клименко Т.А., Савицкая Л.А. Анализ сравнительных теплотехнических характеристик герметичных компрессоров со скоростью вращения 1500 и 3000 об/м. - В сб.: Холодильное оборудование для распределительных и производственных холодильников (тематический сборник трудов ВНИИхолодмаш). М., 1975, с. 64-78.

5. Калинин И.М., Клименко Т.А., Цирлин Б.Л. Исследование и развитие герметичных компрессоров; - В сб.: Исследовательские работы по повышению эффективности холодильного оборудования (тематический сборник трудов ВНИИхолодмаш). М., 1977, с. 3-13.

6. Захаров О.Н., Клименко Т.А., Романовский Н.В., Сапронов В.И., Савицкая Л.А. Исследование работы поршневых герметичных компрессоров при высоких температурах конденсации и окружающего воздуха ($85+95^{\circ}\text{C}$) - В сб.: "Совершенствование процессов машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха". Ташкент, 1977, с. 13-14.

7. Клименко Т.А., Цирлин Б.Л., Чистяков Ф.М. Исследование низкотемпературных герметичных компрессоров. Холодильная техника 1978, № 9, с. 25-31.

Основные обозначения:

C_{pm} - средняя удельная теплоемкость пара; ρ - плотность хладагента; K_L - объемный показатель политропы процесса сжатия; q - теплота парообразования; F - теплопередающая поверхность; Q - количество теплоты; N - мощность (N_e - эффективная, N_0 - электрическая); T - температура; P - давление; η - КПД; λ - коэффициент подачи; λ_c - объемный коэффициент; λ_w - коэффициент подогрева; G - массовый расход; α - коэффициент теплоотдачи; K - коэффициент теплопередачи; A - коэффициент, оценивающий отношение теплоты, выделившейся в нагнетательном тракте к индикаторной мощности. π - отношение давлений нагнетания и всасывания.

Индексы для параметров состояния: 0 - кипение; К - конденсация; 3 - в адиабатическом процессе; I - всасывающий патрубок; 2 - нагнетательный патрубок; Iц - вход в цилиндр; с - процесс сжатия; п - пар; ж - жидкость; i - процессы внутренние;

индексы для хладагента и элементов компрессора:

э.д. - электродвигатель; м - механизм движения; н.т. - нагнетательный тракт; о.с. - окружающая среда; к - кожух; а - хладагент.

индексы для элементов системы охлаждения: х - холодильник;

/ - характеристики элементов компрессора с охлаждением.



Л 85639 от 15.01.81г. объем 1.0 п.л. Зак. № 100экс.

Типография МВТУ им. Н.Э. Баумана