

Авторефер
к 60

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

КОЛЕСНИЧЕНКО
Вячеслав Сергеевич

На правах рукописи

УДК 621.564.2.

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
МАЛЫХ ГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ

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

Одесса
1986

Работа выполнена в Одесском технологическом институте холодильной промышленности.

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент КУЗНЕЦОВ А.П.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор ПЛАСТИНИН П.И.
- кандидат технических наук,
доцент МИЛОВАНОВ В.И.

Ведущая организация - указана в решении Специализированного совета

Защита диссертации состоится "20" октября 1986 г.
в 14 час. на заседании специализированного Совета К.068.27.01
по присуждению ученых степеней в Одесском технологическом институте холодильной промышленности.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан " " 1986 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета
доцент

Р.К.Никульшин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

xv 1211
ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

Актуальность темы. Малые холодильные машины (МХМ) обеспечивают важное звено в непрерывной холодильной цепи для успешного выполнения Продовольственной программы СССР, решений Партии и Правительства по улучшению сохранности, транспортировки и доведения до потребителя пищевых продуктов.

Поршневые герметичные компрессоры (ГК), комплектующие холодильные агрегаты, в настоящий момент составляют большую часть действующего парка компрессорных машин. Они применяются не только в торговом оборудовании и бытовых холодильниках, но также в холодильных установках для медицинских целей, технологических процессов термической обработки деталей и материалов, в радиотехнической и многих других отраслях техники и науки.

Рост темпов производства, увеличение количества действующих МХМ превратили их в достаточно энергоемкую отрасль промышленности. Так, ежегодное потребление электроэнергии для находящихся в эксплуатации холодильных агрегатов только для торгового оборудования и бытовых холодильников составляет 4500 млн. кВт.ч. В связи с этим снижение потребляемой электроэнергии единицей изделия на несколько Ватт в масштабе страны приведет к значительной экономии энергетических ресурсов.

До настоящего времени установочная мощность встроенного электродвигателя многоцелевого герметичного компрессора МХМ широкого диапазона работы определялась по общепринятому режиму максимальной мощности при отношении давлений $P_K/P_0 \approx 3$. Однако справедливость такого утверждения для герметичных компрессоров не подтверждалась экспериментальными исследованиями. При работе компрессора с высоким давлением всасывания - в пусковых периодах после отепления холодильного агрегата, принудительного байпасирования или при некоторых методах оттайки испарителя, когда $P_0 = P_K$, наблюдался рост потребляемой мощности над номинальной более, чем в два раза. Это приводило к увеличению длительности работы компрессора при повышенной температуре, снижению его к.п.д., росту коэффициента нагрузки встроенного электродвигателя, что способствовало сокращению срока эксплуатации герметичного компрессора.

Повышение энергетической эффективности ГК стало возможным в результате предварительного детального изучения процессов, протекающих в его рабочей камере. Для ускорения исследований и сниже-

ния затрат выбор установочной мощности встроенного электродвигателя ГК в диапазоне рабочих режимов был обоснован с помощью построенной математической модели (ММ).

Кроме имеющего место снижения долговечности электродвигателя, его высокий температурный уровень приводил к росту удельного объема холодильного агента к началу сжатия и, как следствие, уменьшению массовой производительности компрессора. Поэтому меры, направленные на улучшение энергетических и объемных показателей, снижение температурного уровня и увеличение срока службы малых герметичных компрессоров, являются актуальными и приводят к существенному экономическому эффекту.

Цель и задачи работы. Целью работы является повышение эффективности и долговечности малых герметичных компрессоров на основе исследования и совершенствования их рабочих процессов. Важной составляющей исследования является определение температурного уровня ГК, изучение и применение эффективных мер по его снижению, обоснованный выбор установочной мощности встроенного электродвигателя с разработкой конкретных рекомендаций заводам-изготовителям.

В работе поставлены следующие задачи:

- теоретически и экспериментально показать непригодность существующего метода выбора установочной мощности встроенного электродвигателя ГК;
- доказать возможность использования разработанной математической модели ГК для проведения численного эксперимента;
- выявить характер зависимости индикаторной мощности от давления кипения в широком диапазоне режимов при фиксированном P_K ;
- экспериментально подтвердить и уточнить условия существования для ГК максимума потребляемой мощности;
- определить наиболее эффективные способы охлаждения ГК;
- на основании анализа расчетных и экспериментальных данных уточнить методику расчета эффективной мощности компрессора для выбора встроенного электродвигателя ГК.

Научная новизна. Разработана математическая модель с учетом особенностей реально работы ГК; на основании теоретических и экспериментальных исследований показано смещение максимума потребляемой мощности ГК к режиму со степенью повышения давления равной единице; усовершенствованы малогабаритные измерительные средства и аппаратура для осциллографирования, обеспечивающие высокую точность эксперимента; получены практические результаты по снижению

температурного уровня ГК.

Основное научное положение, новизна которого защищается в работе. Определение установочной мощности встроенного электродвигателя ГК МХМ необходимо производить при минимальной степени повышения давления в рабочем диапазоне температур кипения и фиксированном давлении конденсации с учетом энергетических потерь при всасывании и нагнетании.

Практическая ценность и внедрение. Проведенные исследования позволили сформулировать рекомендации по повышению эффективности работы малых ГК для торгового холодильного оборудования и бытовых холодильников.

Результаты и выводы, полученные в работе, нашли применение при конструкторских разработках на Одесском ПО "Одесхолодмаш" и Ярославском ЭХМ; использованы Харьковским СКБ ХМ при проектировании холодильного агрегата ВН 630/2.

Общий экономический эффект от внедрения модернизированных холодильных агрегатов составит 154 тыс. рублей.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на Всесоюзной научно-технической конференции "Повышение эффективности процессов и оборудования холодильной и криогенной техники" (Ленинград, 1981), VI Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению (Ленинград, 1982), III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению (Одесса, 1982), ежегодных научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ОТИХП (1981 - 1986 г.г.).

Публикации. Материалы работы опубликованы в 9 статьях и тезисах докладов трех Всесоюзных научно-технических конференций, получено одно авторское свидетельство.

Структура диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав и выводов. Работа содержит 98 страниц машинописного текста, включая 45 рисунков, библиография - 63 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Анализ многих исследований кафедры компрессорных и расширительных машин ОТИХП позволил выделить ряд отличительных особенностей работы герметичного компрессора: низкий к.п.д. встроенного электродвигателя (до 0,6), отвод тепла сжатия внутрь кожуха, а также относительно малый расход холодильного агента, что определяет, в основном, его высокий температурный уровень и ставит задачу поиска эффективных способов его снижения. Решение этого главного вопроса возможно на основе нового подхода к определению установочной мощности встроенного электродвигателя и конструктивных мер по снижению температуры его обмоток.

В процессе эксплуатации герметичного компрессора условия существования режима максимальной мощности, по которому выбирают электродвигатель, предопределяются не только степенью повышения давления π , но и его массовой производительностью. Как известно, с повышением давления кипения P_0 (уменьшением π) растет коэффициент подачи компрессора λ , массовая производительность и потребляемая мощность. Все это качественно означает смещение режима максимальной мощности в область значений π близких к двум. К дальнейшему уменьшению π в область еще меньших значений приводит рост энергетических потерь в герметичном компрессоре, которые почти пропорционально увеличиваются с ростом давления на всасывании и плотности агента к началу сжатия, вызывающие монотонный рост потребляемой компрессором мощности, вплоть до режима с $\pi = 1$. Причем, абсолютное значение потребляемой мощности при $\pi = 1$ значительно превышает ее расчетную величину. К погрешностям в расчетном определении максимальной эффективной мощности приводит не только неверный выбор режима, в котором она зафиксирована, но и использование методов расчета ее значения, основанных на экспериментальных данных сальниковых компрессоров большой производительности. Рекомендованное же занижение установочной мощности ГД по сравнению с максимальным расчетным значением при условии охлаждения обмотки двигателя всасываемым паром приводило к еще большему несоответствию между номинальной мощностью двигателя и потребляемой из сети. Следовательно, встроенный электродвигатель компрессора холодильного агрегата общего назначения, выбранный без учета вышеперечисленных особенностей, в рабочем диапазоне был постоянно перегружен, что и определяло его высокий температурный уровень. При работе компрессора в нерасчетных режимах

и перегрузке электродвигателя температура его обмоток превышала допустимый установленный предел, что приводило к нарушению изоляционного покрытия и отрицательно влияло на его долговечность. Анализ причин отказов многоцелевых герметичных компрессоров в широком диапазоне градаций показал, что более 50 % всех поломок в период гарантийного срока эксплуатации происходит из-за сгорания обмоток встроенных электродвигателей или частичной потерей ее изоляционных свойств.

Таким образом, правильный выбор установочной мощности встроенного электродвигателя ГД приведет к росту его к.п.д., улучшению энергетических и объемных показателей работы компрессора, снижению его температурного уровня и, следовательно, к увеличению долговечности всего холодильного агрегата. Основным и главным критерием этого является определение режима фактической максимальной мощности компрессора в рабочем диапазоне и разработка уточненной методики для расчетного определения ее величины.

Для надежной и долговременной работы компрессора, кроме правильного выбора мощности электродвигателя, необходимо также обеспечить допустимый тепловой режим его обмоток. Конструктивные предложения по интенсификации теплоотвода — один из перспективных путей совершенствования машин данного класса. Поэтому проводились исследования причин повышения температурного уровня ГД и поиск наиболее эффективных методов его снижения.

На основании анализа литературных источников и определения мер по повышению энергетической эффективности ГД сформулированы цель и задачи исследования.

Метод математического моделирования (ММ) получил уже довольно широкое распространение. Это связано с универсальностью задач, решаемых с его помощью и высокой точностью получаемых результатов. Первые математические модели М.Вамбгансса и Р.Кохена для различных фреоновых компрессоров отличались приближенностью и неточностью интегральных характеристик. Бурное развитие этой области науки привело к созданию и уточнению созданных моделей. Первая и наиболее полная систематизация по ММ проведена в работах П.И.Плоскина. В числе первых и удовлетворительно описывающих работу самодействующих клапанов можно назвать работы А.И.Борисоглебского и Р.В.Кузьмина. Значительный интерес представляют работы по ММ герметичных компрессоров, выполненных под руководством Р.М.Петриченко. Взгляд многих специалистов в развитие ММ в этой области позволял шире использовать их достижения. Применение уже извест-

ных разработок для конкретной задачи позволяет использовать этот метод для решения многих прикладных вопросов компрессоростроения. Описание процессов в цилиндре компрессора производится с использованием общепринятого подхода. Для каждого, условно выделенного процесса, предполагался ряд допущений, позволяющих применять известные аналитические зависимости. Основное уравнение энергии для тела переменной массы записывалось в виде:

$$dU = dQ - PdV + dE_n + dE_{ec} + dE_{np}$$

Массовый расход через клапаны определялся с помощью уравнения Сен-Веннана и Вантцеля для адиабатического истечения:

$$dm = \alpha_{\kappa} \cdot f_{\kappa} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{P_1}{V_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\kappa+1/\kappa} \right]} \cdot dt$$

Величина коэффициента расхода для лепестковых клапанов с жестким ограничителем определялась с уточнением из работ Д.Макленгана и С.Керра. Теплообмен в цилиндре находился с использованием данных работ О.В.Щесюка и Р.М.Петриченко. Определение величины dQ производилось для процессов расширения - сжатия после расчета коэффициента теплоотдачи α , связанного величиной теплового потока $q_{ст}$ и теплового напора между стенкой цилиндра и газом:

$$q_{ст} = \frac{\Delta t_{ст} \cdot \theta}{\delta_{ст}} + \sqrt{\frac{314 \Delta t_{ст} \cdot C_{ст}^{0.7} \cdot P_{ст}}{\pi}} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \sqrt{n} \cdot e^{-\sqrt{n}} \left[(\sin \psi + \cos \psi) \cdot \cos n\psi + (\sin \psi - \cos \psi) \cdot \sin n\psi \right]$$

В процессах всасывания - нагнетания коэффициент теплоотдачи определялся по уточненной О.Таубером формуле:

$$\alpha = \frac{\lambda}{D_2} \cdot A \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.6}$$

Подавляющее большинство разработанных моделей не учитывает протечки через неплотности пары поршень-цилиндр. Это, в основном, связано с большими геометрическими размерами исследуемых компрессоров и ничтожным влиянием протечек на рабочий процесс. Для ГК малой производительности с гладким (без уплотнительных колец) поршнем необходимо учитывать величину протечек, т.к. для некоторых режимов коэффициент плотности достигает 0,7. Применяя подход, изложенный в работах С.Е.Захаренко и с учетом дополнений и уточнений для специфических условий работы ГК, выведено уравнение для расчета протечек:

$$dm_{np} = \frac{314 D_2 \cdot \delta}{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P \cdot \delta \cdot Re \cdot V}{24(P_{min} + S_n)}} \cdot dt$$

Исследуемые высокооборотные малые ГК оснащены лепестковыми клапанами с упругим ограничителем. Для описания движения пластины клапана применялось уравнение второго закона Ньютона для материальной точки с использованием необходимых допущений для учета реальной картины. В конечном виде он выглядит:

$$\ddot{h} + \frac{P \cdot f_{\kappa \lambda}}{M_{\kappa \lambda}} \cdot \dot{h} + \frac{3EJ}{M_{\kappa \lambda} \cdot l^3 \cdot \omega} \cdot h - \frac{f_n^2 \cdot R_n^2 \cdot P \cdot P_{г.п}}{2 \cdot f_{\kappa \lambda} \cdot M_{\kappa \lambda} \cdot \omega \cdot \alpha_{\kappa}} \cdot \sin^2 \psi = 0$$

Для решения дифференциального уравнения наиболее приемлемым является метод Рунге-Кутты, обладающий рядом несомненных преимуществ и дающий высокую точность.

Работа компрессора на хладагентах не позволяет использовать уравнение идеального газа. Наиболее удобным для МК в нашем случае является уравнение Редлиха-Квонга. Применение его в первоначальной форме (варьируя только показателем степени при температуре) позволило получить значения расчетных величин с погрешностью по плотности около 0,5 %. В оригинальной форме уравнение Редлиха-Квонга выглядит:

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{T^c \cdot V \cdot (V-b)}$$

Для аналитического задания теплофизических свойств использовались полуэмпирические зависимости, приведенные И.С.Бадильесом. После создания модели производилась ее настройка по выбранным критериям адекватности: по абсолютной сходимости величин выходной функции и сопоставлению выходных параметров при нанесении возмущающих воздействий на входные параметры.

После отладки и настройки математической модели ГК было сделано заключение о приемлемом соответствии МК физическому объекту.

Исследования, ставящие целью проведение комплексного эксперимента, осуществлялись на стенде, состоящем из двух частей: "калориметрической" - для проведения теплотехнических измерений и "осциллографической" - для исследования рабочего процесса, записи осциллограмм движения клапанов. "Калориметрическая" часть стенда, в принципе, соответствует существующему ГОСТу на проведение такого рода исследований. Расход хладагентного агента замерялся тремя независимыми способами: температуры агента и охлаждающей воды определялись ртутными термометрами с ценой деления 0,1 К; температурный уровень компрессора - с помощью медь-константановых термопар и автоматического потенциометра КСП-4. Основная погрешность показаний приборов - 0,5 % от диапазона измерений. Для осцилло-

графического исследования были спроектированы и созданы малогабаритные датчики: пьезоэлектрические (давления), индуктивные (перемещения и отметки мертвой точки), сильфонные отметчики (замера давлений в реперных точках индикаторной диаграммы). Все вновь созданные датчики проходили статическую и динамическую тарировку на специально сконструированном для этой цели стенде. При участии автора (в лабораториях кафедр ОТИХП - Хм и ХРМ) был разработан и изготовлен комплекс КУП-4 (комбинированный усилитель-преобразователь), предназначенный для работы в измерительном тракте индикаторного осциллографического исследования компрессоров в качестве основного блока. Объединение трактов преобразования сигналов от пьезодатчиков давления и датчиков температуры в едином блоке обеспечивало уменьшение числа измерительных приборов, органов их управления, согласования и настройки, упрощало эксплуатацию и снижало уровень помех. Схема подключения индуктивных датчиков также претерпела модернизацию подстроечного блока, обеспечивающую регулировку сопротивлений плеч датчика в процессе проведения эксперимента.

В качестве объектов для натурного эксперимента были выбраны герметичные компрессоры ФГ-630 и ХКВ6-1ДБ, исследовать которые представилось возможным только до режимов с $T_0 = 268...297$ К (ФГ-630) и $T_0 = 285...294$ К (ХКВ6-1ДБ). Конструктивное исполнение стенда, даже при полностью открытом регулирующем вентиле, не позволило достичь режимов со степенью повышения давления K менее двух, т.е. возможности натурного эксперимента оказались исчерпанными. Возросшая плотность агента и гидравлическое сопротивление в соединительных трубопроводах при значительном массовом расходе холодильного агента привели к пропорциональному росту электрической мощности, потребляемой электродвигателем ГК (рис.1).

Для исследования компрессоров в режимах, где практическое проведение испытаний затруднено или невозможно, использована построенная математическая модель герметичного компрессора. Задача, которую необходимо было решить с помощью численного эксперимента, заключалась в определении значений индикаторной мощности и энергетических потерь в режимах с $T_0 = 253...313$ К через 5 К при $T_K = 303$ К и $T_K = 313$ К. После машинного расчета замены давления за один оборот кривошипа определялась индикаторная мощность и ее потери по соответствующим площадям для обоих компрессоров (рис.2).

Необходимость подтверждения нетрадиционных выводов по ММ и

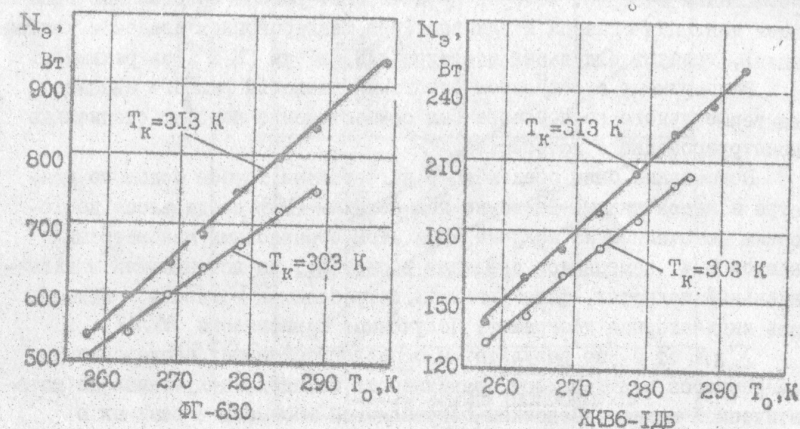


Рис.1 Электрическая мощность компрессоров

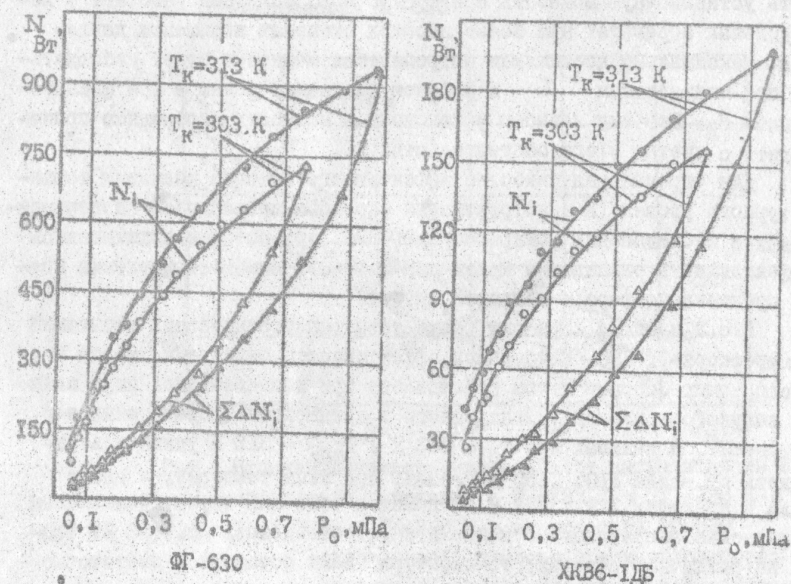


Рис.2 Индикаторная мощность N_i и суммарные потери индикаторной мощности $\Sigma \Delta N_i$ компрессоров (по данным ММ)

несомненный интерес, который представляют режимы со степенью повышения давления близкой к единице (при фиксированном давлении конденсации), требуют отдельных исследований работы ГК в этих режимах.

Эксперимент с созданием отношения давлений равного единице для герметичного компрессора был осуществлен с помощью специально сконструированного устройства.

Всасывание было соединено с нагнетанием трубой большого диаметра и малой длины. Давление под кожухом (P_0) создавалось постоянным источником из баллона. При этом образцовыми манометрами (класса 0,4) замерялись давления в системе, во всасывающей и нагнетательной полостях, фиксировалась потребляемая мощность и снималась индикаторная диаграмма. Полученные зависимости N_0, N_1 и

$\sum \Delta N_i$ от P_0 по результатам осциллографических исследований компрессоров подтверждают правильность выводов, полученных по математической модели. Величины потребляемой мощности в режимах с

$\lambda = 1$ для исследуемых ГК составляют 990 и 345 Вт, что на 90...170 % превышает номинальную мощность встроенного электродвигателя. Однако, нет необходимости для всех типов компрессоров выбирать установочную мощность при $\lambda = 1$, если они работают в холодильных агрегатах при более высоких степенях повышения давления. Максимально достижимая потребляемая мощность будет наблюдаться при минимальном λ в рабочем диапазоне режимов при фиксированном P_K . Поэтому и выбор установочной мощности необходимо производить с учетом этого обстоятельства.

Для определения наиболее эффективного способа снижения температурного уровня ГК конструктивным способом проводились экспериментальные исследования компрессора ФГ-630, при которых испытывалась эффективность охлаждения масла паром агента высокого давления после предконденсатора и тепловой трубой.

Рис.3 и рис.4 содержат результаты теплотехнических испытаний компрессора ФГ-630. Наибольшая эффективность охлаждения масла и всего компрессора в целом наблюдалась при использовании пара агента высокого давления, охлажденного в предконденсаторе (линия а-б, см.рис.3). В режимах при $T_0 = 233$ К и $T_{КД} = 318$ К удавалось отводить от масла 110...150 Вт тепла, при этом температура масла была в пределах 347...352 К. С помощью тепловой трубы (изменением количества заправляемого в нее агента) отводилось 25...38 Вт тепла на различных режимах; температура масла оставалась достаточно высокой — 362...369 К.

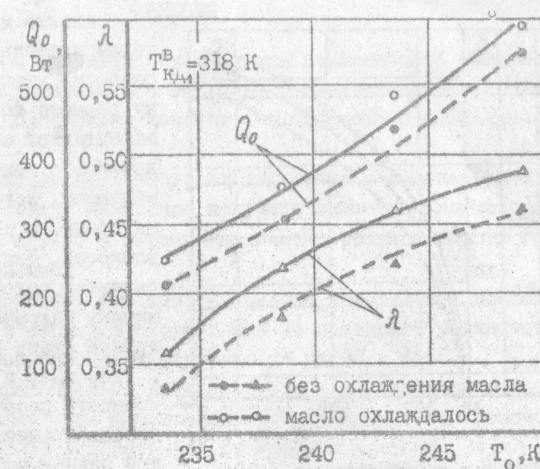


Рис.3 Холодопроизводительность и коэффициент подачи компрессора ФГ-630

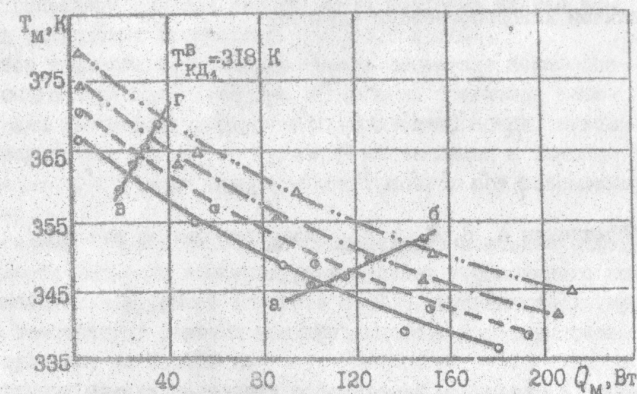


Рис.4 Изменение температуры масла от интенсивности его охлаждения в режимах с $T_0 = 233$ К — о, $T_0 = 238$ К — •, $T_0 = 243$ К — ▲, $T_0 = 248$ К — △ компрессора ФГ-630
а — б — охлаждение с помощью предконденсатора;
в — г — охлаждение с использованием термосифона

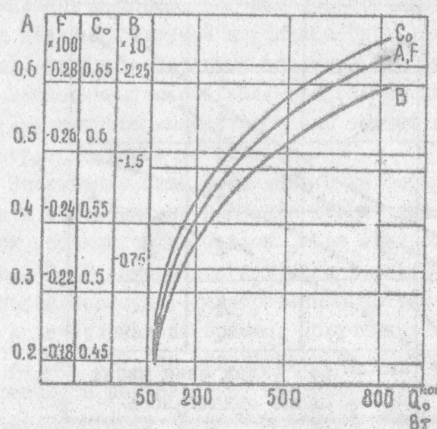


Рис.5. Значения коэффициентов А, В, C_0 и F для расчета индикаторного к.п.д. герметичных компрессоров

различной холодопроизводительности.

$$\eta_i = A \cdot (\pi - 1) + B \cdot (\pi - 1)^2 \quad \text{для } \pi < 4$$

$$\eta_i = C_0 + F \cdot (\pi - 1)^2 \quad \text{для } \pi > 4$$

(коэффициенты А, В, C_0 и F представлены на рис.5).

Анализ проведенных исследовательских работ позволил уточнить методику расчета составляющих эффективной мощности герметичного компрессора: мощности, затрачиваемой на трение и индикаторной мощности. Для практических расчетов рекомендуется величину условного давления трения брать равной 80...120 кПа, а индикаторную мощность рассчитывать с использованием эмпирической зависимости $\eta_i = f(\pi, Q_0)$ полученной после математической обработки экспериментальных исследований герметичных компрессоров

ВЫВОДЫ

1. Создана математическая модель герметичного компрессора, позволяющая определять его объемные и энергетические показатели на различных холодильных агентах без проведения комплексного эксперимента.

2. Проведение численного эксперимента с использованием математической модели позволило получить значения индикаторной мощности и ее потерь в широком диапазоне режимов работы герметичного компрессора.

3. Установлено, что энергетические затраты при всасывании и нагнетании в период пускового режима превышают установившуюся мощность встроенного электродвигателя на 30...40 %.

4. Экспериментально показано, что с уменьшением степени повышения давления (при фиксированном P_K) наблюдается монотонный рост индикаторной мощности без экстремума функции $N_i = f(\pi)$.

5. Перспективным способом снижения температурного уровня малых герметичных поршневых компрессоров является охлаждение масла паром агента высокого давления, направленного в змеевик, расположенный в нижней части кожуха.

6. На основании анализа эксперимента показана низкая эффективность охлаждения компрессора тепловой трубой.

7. Выбор мощности встроенного электродвигателя компрессора герметичного агрегата, имеющего устройство отепления испарителя методом изменения направления нагнетаемого пара, необходимо производить при равенстве давлений конденсации и кипения в рабочем диапазоне с учетом энергетических потерь при всасывании и нагнетании.

8. Проведено экспериментальное определение наиболее эффективного способа снижения температурного уровня герметичного компрессора низкотемпературного агрегата ЕН-630, применение которого снижает температуру обмотки электродвигателя и холодильного агента, в среднем, на 9...15 К.

9. Уточнена методика расчета эффективной мощности ГК, учитывающая особенности его работы в герметичном исполнении.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ
В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

1. Комплексные исследования компрессора ФГ-0,125/ Н.И.Водяницкая, В.Д.Мельников, А.В.Янко, И.И.Орловский, А.М.Цепинь, В.С.Колесниченко. - В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1977, вып.27, с.18-21.
2. Исследования температурного уровня компрессора ФГ-0,125, работающего в циклических режимах/ Н.И.Водяницкая, В.Д.Мельников, В.С.Колесниченко, А.М.Цепинь. - В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1980, вып.31, с.32-36.
3. Колесниченко В.С., Цепинь А.М., Янко Е.А. - Повышение энергетической эффективности компрессоров бытовых холодильников. В кн.: Тезисы докладов VI Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению. - Л., 1981, с.7.
4. Исследование холодильного компрессора с давлением нагнетания под кожухом/ А.М.Цепинь, В.С.Колесниченко, В.Г.Костин, Е.А.Янко. - В кн.: Тезисы докладов VI Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению. - Л., 1981, с.7.
5. Колесниченко В.С., Цепинь А.М., Водяницкая Н.И. - Пути повышения объемных и энергетических показателей компрессоров бытовых холодильников. - В кн.: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции. - Л., 1981, с.14.
6. Колесниченко В.С., Мельников В.Д., Швец В.Т. - К вопросу построения математической модели герметичного компрессора. - В кн.: Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. - Одесса, 1982, с.53.
7. Цепинь А.М., Водяницкая Н.И., Колесниченко В.С. - Исследования компрессора ФГН-630, работающего на хладоне с различными вариантами охлаждения масла. - В кн.: Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. - Одесса, 1982, с.53.
8. Влияние охлаждения масла на рабочий процесс низкотемпературного компрессора/ Н.И.Водяницкая, В.Д.Мельников, А.М.Цепинь, В.С.Колесниченко, М.Г.Хмельник, В.С.Шевченко. - В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1984, вып.38, с.7-11.

9. Влияние давления всасывания на потребляемую мощность малых герметичных холодильных компрессоров/ Н.И.Водяницкая, В.Д.Мельников, А.М.Цепинь, В.С.Колесниченко, В.О.Руденко. - В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1984, вып.39, с.76-80.
10. А.с.1134783 (СССР). Герметичный компрессор/ Одесск.технол. ин-т холодиль.пром-ти; авт.изобрет. Н.И.Водяницкая, В.Д.Мельников, В.С.Колесниченко, А.М.Цепинь. - Заявл.30.05.1983, № 359/334; Оpubл. в Б.И., 1985, № 2.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

λ - коэффициент подачи; Q - теплообмен агента в цилиндре;
 U - внутренняя энергия; E - передаваемая энергия; P -
давление; V - объем; T - температура; m - массовый
расход; t - время; α_c - коэффициент расхода; $\rho_{га}$ - ко-
эффициент давления газового потока; θ - средняя разность тем-
ператур стенки цилиндра и агента; τ - период колебаний; $\delta_{п.с.}$ -
величина пограничного слоя; $\lambda_{ст}$ - коэффициент теплопровод-
ности; δ - величина зазора пары поршень-цилиндр; ℓ_{min} - ми-
нимальный заход поршня в цилиндр; S_n - ход поршня; $f_{ка}$ -
площадь клапана; $M_{ка}$ - масса клапана; β - отношение давле-
ний; a, b - коэффициенты уравнения Редлиха-Квонга.

Индексы: и - нагнетание; вс - всасывание; пр - протечки;
щ - щелевой; ст - стенки; эк - эквивалентный; кл - клапан;
1 - входной параметр; 2 - выходной параметр; i - индикаторная;
к - конденсации; о - кипения.

Handwritten signature

xv1211
Институт холода
ОНАХТ
библиотека

БР 08771. Подп. к печати 1.09.86 г. Формат 60 x 84 1/16.
Объем 0,7 уч. изд. л., 1,0 п. л. Заказ № 8832. Тираж 100 экз.
Горняпография Одесского облполиграфиздата, пех № 3,
Ленина, 49.