

Маслов Олег Сергеевич

студент

Никишин Владислав Викторович

студент

Кожемяченко Александр Васильевич

д-р техн. наук, профессор, профессор

Лемешко Михаил Александрович

канд. техн. наук, доцент, ведущий научный сотрудник

Институт сферы обслуживания

и предпринимательства (филиал)

ФГБОУ ВО «Донской государственный

технический университет»

г. Шахты, Ростовская область

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ОБЪЕМНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ХЛАДОНОВОГО КОМПРЕССОРА МАЛОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

***Аннотация:** в статье рассмотрены методика и результаты экспериментального определения объемных характеристик хладонового компрессора в условиях изменения проходимости жидкостной линии герметичного агрегата и температуры окружающего воздуха.*

***Ключевые слова:** эксплуатационный фактор, объемная характеристика, хладоновый компрессор, малая холодильная машина, теплоэнергетические испытания.*

Хладоновые компрессоры малых холодильных машин и в том числе, бытовых холодильных приборов находят все большее применение в таких областях деятельности как медицина, гостиничный и ресторанный сервис, торговля, общественное питание и др.

С другой стороны, все возрастающий парк малых холодильных машин требует увеличения затрат расходуемой электроэнергии на получение необходимого количества холода

Огромный парк компрессоров, находящихся в эксплуатации требует поддержания соответствующего технического состояния. Опыт эксплуатации хладоновых компрессоров показывает, что одними из основных неисправностей являются изменение жесткости клапанов и износ трибосопряжений, которые приводят к постепенному снижению массового расхода холодильного агента.

Поэтому актуальным является задача определения объемных потерь при воздействии выше указанных факторов в процессе технической эксплуатации хладоновых компрессоров.

Теплоэнергетические испытания хладонового компрессора с различной степенью проходимости жидкостной линии герметичного агрегата проводили на калориметрическом стенде, разработанном и изготовленном с участием автора [1].

Принципиальная схема выполнена на базе стенда, широко используемого при испытаниях герметичных агрегатов малых холодильных машин [2].

Для моделирования изменения проходимости жидкостной линии стенд снабжен байпасной линией, содержащей регулирующий орган и дифференциальный манометр, обеспечивающий контроль перепада давления хладона до и после регулирующего органа.

Испытания хладонового компрессора проводили в диапазоне температур кипения от 263 до 243 К, температуре воздуха вокруг стенда от 289, что соответствует реальным условиям эксплуатации всех моделей холодильников и морозильников, требованиям ГОСТов 17008–85 и 16317–83.

Давление хладона она измеряли образцовыми манометрами типа МО класса 0,4 по ГОСТ 6521–72.

Характеристики температурного поля испытуемого хладонового компрессора и окружающего воздуха измерили ртутными лабораторными термометрами типа ТЛ-6 по ГОСТ 215–73 с ценой деления в 0,1 К.

Температуру металлических элементов компрессора, масла и хладона определяли с использованием блока 22 медь – константиновых термопар.

Термопары устанавливали по тракту движения хладона от всасывающего патрубка компрессора до выхода из конденсатора агрегата в масляную ванну, на металлические элементы в полости всасывания и нагнетания компрессора.

Термопары предварительно тарировали согласно требований [3] с построением зависимости $\mu_b = f(K/)$ и за результат принимали среднее арифметическое показаний двух термопар. Показания манометров и термометров фиксировали согласно поправок, указанных в свидетельствах на данные приборы.

Мощность, подводимую к стенду, устанавливали и поддерживали автотрансформаторами типа ЛАТР-1М.

Электрические параметры калориметра и компрессора фиксировали с использованием электроизмерительных комплектов типа К-50 со штатными амперметрами и вольтметрами класса 0,5 по ГОСТ 8711–78 и ваттметрами класса 0,5 по ГОСТ 8476–78.

При испытаниях величину атмосферного давления определяли ртутным барометром. Сопротивление рабочей и пусковой обмоток статора встроенного электродвигателя компрессора измеряли с помощью моста постоянного тока типа МО-62 класса 0,1, используя косвенный метод.

Изменение проходимости жидкостной линии стенда осуществляли специальным устройством, представляющим собой микродрозсель, конструкция которого представлена на рисунке 1 [4,5]. Испытания хладонового компрессора проводили в следующей последовательности.

По достижении требуемой температуры воздуха в теплоизолированной камере включали стенд. При этом уравнильный клапан дифференциального манометра и микрометрический винт регулирующего устройства находились в открытом положении.

Мощность, подводимую к электронагревательному элементу калориметра, регулировали таким образом, чтобы давление вторичного холодильного агента

оставалось постоянным, что обеспечивало равенство количества подведенного тепла и полученного холода.

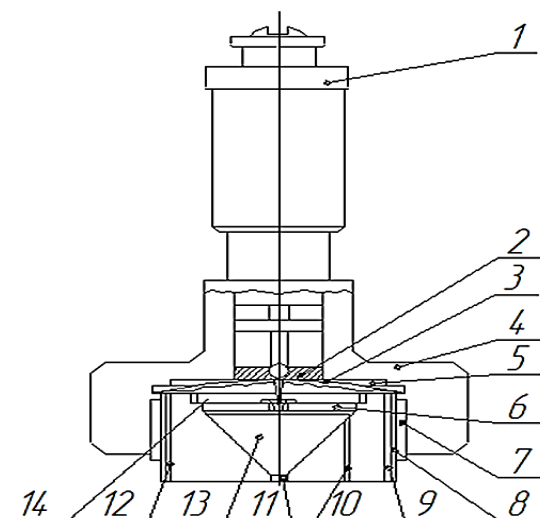


Рис. 1. Микродроссель для регулирования проходимости жидкостной линии агрегата: 1 – микровинт; 2 – дроссельная игла; 3 – мембрана; 4 – корпус; 5 – фланцевая втулка; 6 – шайба; 7 – прокладка; 8 – втулка; 9 – канал подвода хладагента; 10, 11 – каналы подсоединения диффманометра; 10 – канал отвода хладагента; 13 – коническая полость

После выхода стенда в установившийся режим, при котором отклонения от средних величин температур кипения, конденсации, всасывания и переохлаждения хладагента составляли не более 0,2 К, а температура нагнетания – 0,5 К, снимали показания приборов давлений в цилиндре, осциллограммы давлений в цилиндре, полостях всасывания, нагнетания и отметчика положения вала герметичного компрессора. Затем, последовательно устанавливая микродросселем разность уровней ртути в трубах дифференциального манометра от 0 до 96,6 кПа, через каждые 175 делений и, поддерживая постоянное давление вторичного холодильного агента, снимали показания всех приборов и осциллограммы давлений в компрессоре.

Исследование рабочего процесса герметичного компрессора в составе холодильного агрегата с различной степенью засорения жидкостной линии проводили индицированием с использованием электронного индикатора давления по

неполной схеме [5]. В связи с конструктивными особенностями исследуемого компрессора ряд измерительных элементов индикатора подвергли изменению.

Фиксацию угла поворота вала компрессора осуществляли индукционным отметчиком положения [3], изготовленным автором в соответствии с габаритами блока цилиндра. Датчик состоит из постоянного магнита с укрепленной на нем обмоткой, установленными на блоке цилиндра и стальной пластины, соединенной с валом компрессора.

Правильность нахождения положения поршня в верхней мертвой точке определяли с использованием контактного отметчика, который устанавливали на блоке цилиндра.

При проведении экспериментальных исследований снимали по четыре осциллограммы изменения давления в цилиндре и по одной осциллограмме изменения давлений во всасывающей и нагнетательной полости блока цилиндра в течение расчетного часа [3].

Вывод термодпар и проводов из кожуха компрессора осуществляли между фланцами разъемного кожуха с использованием хладоно-маслостойких прокладок. При этом укладку проводов осуществляли по форме «змейки» с целью предотвращения разрывов и герметизации кожуха компрессора.

Объемные потери характеризуются изменением коэффициента подачи компрессора определяются отношением его массовой производительности $G_{a.g}$ к массовой производительности теоретического компрессора $G_{a.t}$, имеющего тот же объем, описанный поршнем [6]

$$\lambda = \frac{G_{a.g}}{G_{a.t}}.$$

Массовая производительность компрессора зависит от температурного режима его работы [7]. Поэтому при калориметрировании хладонового компрессора с различной степенью проходимости жидкостной линии герметичного агрегата определили значения массовой производительности компрессора в диапазонах температур кипения холодильного агента $T_{o.s} = 243\text{--}263$ К и температур

окружающего воздуха $T_{o.6}=289\text{--}316\text{ К}$, характерных для условий эксплуатации бытовых холодильных приборов.

Зависимости массовой производительности компрессора от перепада давления на фильтр-осушителе испытуемого агрегата при температуре окружающего воздуха $T_{o.6}=298\text{ К}$ представлены на рис. 2.

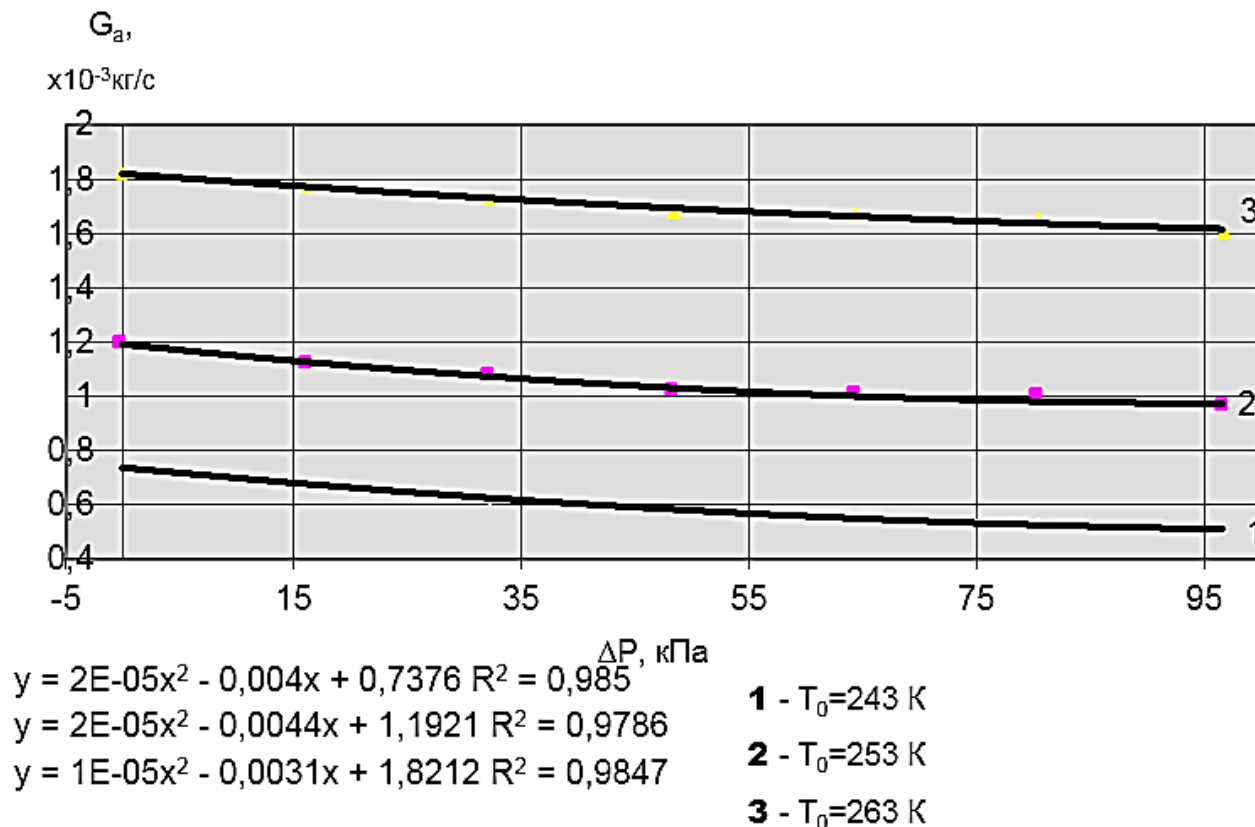


Рис. 2. Зависимость массовой производительности компрессора от перепада давления на фильтр-осушителе: 1, 2, 3 – соответственно для температур кипения 243, 253 и 263 К

При $T_{o.6} = 289\text{ К}$ и изменении ΔP от 0 до 96,6 кПа массовая производительность компрессора снижается на 6,5 и 15,5% соответственно для температур кипения холодильного агента $T_0= 263\text{ К}$ и 243 К, а при температуре воздуха $T_{o.6}=316\text{ К}$ и прочих равных условиях – соответственно на 8,4 и 20,0%.

Большие значения степени снижения массового расхода холодильного агента соответствуют более низким температурам его кипения и более высоким температурам окружающего воздуха, так как в условиях эксплуатации герметичного агрегата работа компрессора характеризуется низкими значениями

массовой производительности при изменении проходимости жидкостной линии агрегата, что приводит к снижению его коэффициента подачи.

Зависимости коэффициента подачи компрессора от перепада давления хладагента на микродресселе представлены на рис. 3 и имеют вид:

$$y = Ax^b,$$

где A , b – эмпирические коэффициенты, учитывающие температурные границы термодинамических циклов, характерных для условий эксплуатации бытовых холодильников.

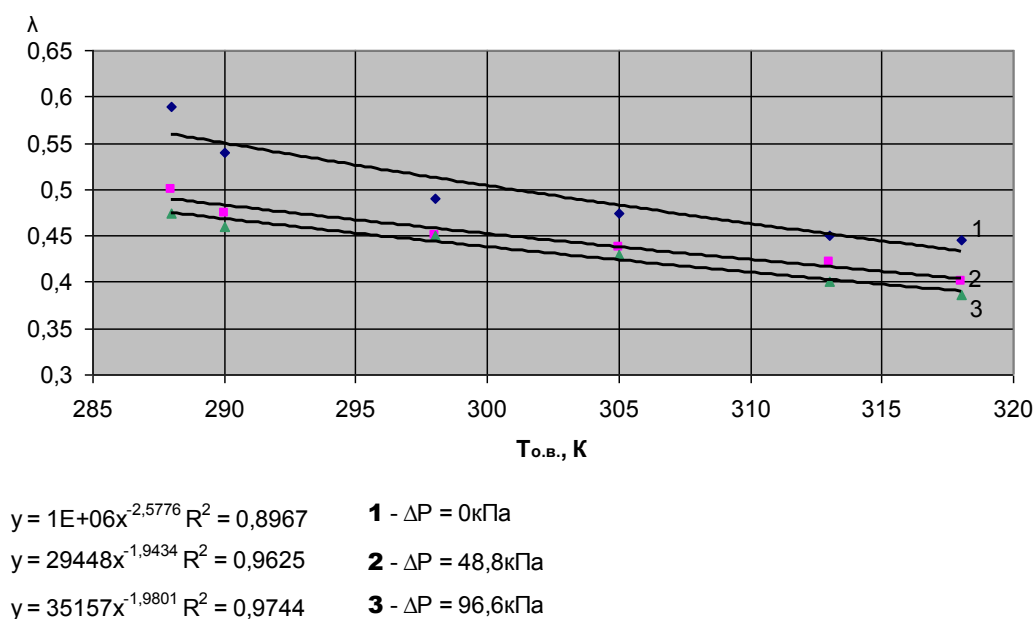


Рис. 3. Зависимость коэффициента подачи компрессора от перепада давления и температуры окружающего воздуха: 1, 2, 3 – соответственно при $\Delta P=0$; 48; 96,6 кПа

Коэффициент подачи представляют в виде произведения четырех частных коэффициентов, отражающих основные причины образования объемных потерь компрессора [8]:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{o.n} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl},$$

где λ_c – объемный коэффициент, учитывающий расширение холодильного агента из мертвого пространства; $\lambda_{o.n}$ – коэффициент дросселирования и пульсаций, характеризующий отклонение давления в цилиндре в момент начала сжатия от давления перед всасывающим патрубком; λ_w – коэффициент подогрева,

учитывающий подогрев всасываемого пара и испарение жидкости; $\lambda_{пл}$ – коэффициент плотности, оценивающий протечки пара из цилиндра через неплотности.

Значения объемного коэффициента, коэффициента дросселирования и пульсации, определяли графическим путем при обработке индикаторных диаграмм.

Индицированием установлено, что при изменении перепада давления на фильтр-осушителе в каждом конкретном температурном режиме работы герметичного агрегата изменению подвергается участок диаграмм, характеризующий процесс обратного расширения.

В соответствии с этим, в рассматриваемом диапазоне изменения объемного коэффициента λ_c снижается от 5,6 до 19,3%, находясь в пределах 0,376–0,504.

Величина коэффициента дросселирования $\lambda_{д.п}$ практически не изменялась и находилась в пределах 1,0–1,1.

Значение коэффициента подогрева λ_w при прочих равных условиях составила 0,729–0,747, а коэффициенты плотности $\lambda_{пл}$ – 0,877–0,934.

Результаты определения частных коэффициентов показали, что при засорении фильтр-осушителя наибольшее влияние на степень снижения коэффициента подачи компрессора оказывает объемный коэффициент, вследствие изменения значений показателя политропы обратного расширения.

Снижение значений объемного коэффициента λ_c при засорении жидкостной линии агрегата объясняется уменьшением количества циркулирующего в системе агрегата холодильного агента.

Таким образом, изменение проходимости жидкостной линии герметичного агрегата приводит к дополнительным объемным потерям производительности компрессора, входящего в его состав.

Список литературы

1. Стенд для испытания герметичного холодильного компрессора [Текст]: а.с. 1040294 СССР: МПК3F25B2531/02 / Ю.К. Тябин, С.П. Петросов, А.В. Кожемяченко [и др.] ; заявитель и патентообладатель Шахтинский технолог. ин-т быт. обслуж. – №3429599/25–06; заявл. 26.04.82; опубл. 07.09.83, Бюл. №33.

2. Стенд для испытания герметичного холодильного агрегата [Текст]: а.с. 1315762 СССР: МПК4F25B49/00 / А.В. Кожемяченко, И.В. Болгов, В.В. Левкин, С.Н. Алехин [и др.]; заявитель и патентообладатель Шахтинский технол. ин-т быт. обслуж. – №3895390/23–06; заявл. 16.05.85; опубл. 07.06.87, Бюл. №21.

3. Петросов С.П. Исследование влияния клапанного механизма на основные показатели герметичных компрессоров бытовых холодильников [Текст]: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / С.П. Петросов. – М., 1985. – 26 с.

4. Кожемяченко А.В. Моделирование процесса фильтрации хладагента в условиях засорения жидкостного тракта малых холодильных машин [Текст] / А.В. Кожемяченко // Проблемы экологии и безопасности жизнедеятельности Ростовской области: Сб. науч. трудов. – Ростов н/Д.: ДГТУ, 1997. – С. 71–74.5. Spaushtus G.O., Doderer G.C. ASHRAS J. – 1964. – №10. – P. 54.

5. Кожемяченко А.В. Влияние загрязнений на работоспособность герметичных агрегатов бытовых холодильников и повышение их эксплуатационных характеристик при ремонте [Текст]: Дис. ... канд. техн. наук: защищена 15.02.88: утв. 08.06.88 / А.В. Кожемяченко. – М., 1988.

6. Левкин В.В. Исследование влияния температурного уровня на показатели качества герметичных компрессоров бытовых холодильников и определение оптимальных методов их охлаждения [Текст]: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.В. Левкин. – М.: МТИ. – 1981. – 25 с.

7. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры [Текст] / П.И. Пластинин. – М.: Колос, 2000. – 456 с.

8. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины [Текст] / В.Б. Якобсон. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 368 с.