РАЗДЕЛ XX. ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Деменев А.В., Чурилов Р.С.

Повышение энергетической эффективности и снижение теплонапряжённости герметичного хладонового компрессора в тропическом исполнении

ФГБОУ ВПО «Российский государственный университет туризма и сервиса»
(Россия, Москва)

doi: 10.18411/lj-01-2019-127

idsp: ljjournal-01-2019-127

Аннотация

Задача повышения энергетической эффективности и снижения теплонапряжённости герметичного хладонового компрессора в тропическом исполнении, т.е. сохраняющие работоспособность в составе герметичного контура холодильного агрегата при температуре окружающей среды 40-60°C, является чрезвычайно актуальной. С понижением температур кипения масса циркулирующего рабочего вещества уменьшается быстрее, чем потребляемая мощность и температура встроенного электродвигателя повышается. Решение такой задачи посвящена данная статья. Результаты исследования представляют интерес при решении задач конструктивной оптимизации и энергоэффективности герметичных хладоновых компрессоров для бытовой холодильной техники.

Ключевые слова: герметичный хладоновый компрессор, система охлаждения, теоретический коэффициент эффективности (COP), уровень потребления энергии, энергоэффективность.

Abstract

The task of increasing energy efficiency and reducing the thermal stress of the hermetic refrigerant compressor in a tropical version, i.e. preserving the performance of the hermetic circuit of the refrigeration unit at an ambient temperature of 40-60 ° C, is extremely important. With a decrease in boiling points, the mass of the circulating working substance decreases faster than the consumed power and the temperature of the built-in electric motor increases. The solution of such problems is given in this article. The research results are of interest when solving problems of constructive optimization and energy efficiency of hermetic refrigerant compressors for household refrigeration.

Keywords: hermetic refrigerant compressor, cooling system, theoretical efficiency ratio (COP), energy consumption level, energy efficiency.

Анализ факторов, формирующий энергоэффективность холодильной техники, свидетельствует о необходимости совершенствования их конструкций путем оптимизации температурного поля герметичного компрессора и создания высокоэффективных систем охлаждения, что приводит к увеличению срока службы и холодопроизводительности [7,5].

Испытания компрессоров средней и малой холодопроизводительности показали, что холодопроизводительность обратно пропорциональна перегреву, при этом дальнейший рост температуры паров хладагента увеличивает объемные и энергетические потери, а также температурный уровень компрессора, что снижает его надежность и долговечность.

Применение дополнительных способов охлаждения основанных на переносе теплоты циркулирующим хладагентом в конденсатор от теплонапряженных узлов компрессорного агрегата приводит к снижению теплонапряженности и влияет на

параметры эффективности компрессора. Важным способом снижения теплонапряженности компрессора при сохранении его высоких энергетических характеристик применением более эффективных рабочих тел.

Анализ показывает, что достичь одновременно высокой энергетической эффективности и низкой термонапряженности герметичного компрессора можно комбинируя конструктивные решения с дополнительным отводом теплоты от теплонапряженных узлов компрессорного агрегата и применять рабочее тело с высокими энергоэффективными показателями при значительных температурах конденсации.

Авторами были проведены исследование влияния теплофизических параметров холодильного цикла двух реальных хладагентов R 134a и R 600a на показатели качества компрессора – COP[10], уд холодопроизводительность, потребляемая мощность, температура в конце сжатия. Исследование проводилась на математической модели теплофизического цикла с постоянными значениями перегрева и переохлаждения, регламентированными EN 12900 [3] (32,2 оC) и переменными значениями конденсации (45-60 оC) и кипения (минус 25 – минус 15 оC). В результате сравнительного исследования, хладагент R600a имеет меньший перегрев хладагента в конце сжатия, следовательно, более высокие энергоэффективные показатели, чем R 134a. Таким образом, применение дополнительного устройства, отводящего теплоту от теплонапряженных участков компрессора, будут более эффективным на хладагенте R 600a, чем на R134a, что подтверждает зависимость на рис.1.

Рис. 1. Зависимость удельной теоретической холодопроизводительности и температуры в конце процесса сжатия от температуры кипения R 600a и R134a [4] при температуре окружающей среды 43 °C.

Использование дополнительного охлаждения герметичного компрессора обусловлено, в основном, тремя причинами: во-первых, предельно допустимой температурой обмоток электродвигателя, определяемой классом изоляции ГОСТ 8865; во-вторых, температурой разложения маслохладоновой смеси в цилиндре компрессора в конце сжатия; в-третьих, потерей производительности, связанной с увеличением удельного объема всасываемого пара. Частичное решение этих вопросов возможно следующими путями: созданием термостойкой изоляции обмоток электродвигателя;

применением масел, имеющих более высокую температуру разложения; использованием холодильных агентов с пониженной температурой конца сжатия. Однако вышеуказанные мероприятия не устраняют главной причины низкой производительности компрессоров: высокого перегрева всасываемых паров. Поэтому значительный интерес представляет разработка эффективных систем охлаждения герметичных компрессоров, позволяющих одновременно решать поставленные задачи.

Задача снижения потерь компрессора от перегрева паров в кожухе компрессора и приближение процесса сжатия к изотермическому может быть решена, если тепло, эквивалентное работе сжатия, отводить от блока цилиндра непосредственно в окружающую среду путем регенеративного теплообмена, повышающего обратимость цикла, без перегрева паров хладагона. Принципиальная схема такой одноступенчатой холодильной машины с герметичным хладаговым компрессором представлена на рис. 2.

Рис. 2. Схема охлаждения блока цилиндра [7]

1 – компрессор, 2 – цилиндр, 3 – клапанная головка, 4 – полость нагнетания, 5 – полость всасывания, 6 – охлаждающая камера, 8 – герметичный кожух, 9 – предконденсатор, 12 – змеевик охлаждения, 13 – конденсатор, 14 – регенеративный теплообменник, 15 – дросселирующий элемент, 16 – испаритель, 17 – теплоизолирующий контур испарителя.

Введение в конструкцию холодильного агрегата дополнительной системы охлаждения герметичного компрессора (рис 2) приводит к изменениям в протекании процессов термодинамического цикла. Это связано, прежде всего, с добавлением в схему агрегата двух элементов: дополнительного конденсатора (предконденсатора) 9 и системы охлаждения компрессора 7, расположенных в указанной последовательности между компрессором и конденсатором.

С целью приближения процесса сжатия к изотермическому (идеальному) была разработана новая система охлаждения головки блока цилиндра жидким хладагентом из предконденсатора (Авторское свидетельство РФ № 603811 и № 612066 [6]) Рис. 2. Охлаждение головки блока цилиндра 6 осуществляется подачей жидкого хладагента из предконденсатора (11) в герметичное пространство головки охлаждения, которая крепится к цилиндру (2) через паронитовую прокладку четырьмя болтами. В головке охлаждения хладагент кипит под давлением конденсации за счет отбора тепла от камер всасывания, нагнетания и цилиндра. Конструктивно головка охлаждения (6) выполнена в виде головки блока цилиндра, у которой отсутствует ограничитель подъема нагнетательного клапана и перегородка, разделяющая всасывающую и нагнетательные полости. Подводящий и отводящий хладагент змеевики соединяются с кожухом охлаждения светлой пайкой и по форме выполнены таким образом, чтобы передавать минимум вибраций от компрессора на его кожух.

Установлено [4], что эффективность системы охлаждения головки блока цилиндра герметичного компрессора жидким хладагентом из предконденсатора, включенного в замкнутый циркуляционный контур холодильного агрегата, определяется, в основном, температурой окружающей среды и площадью предконденсатора.

Рис. 3. Сравнительные характеристики коэффициента эффективности компрессора с параметрами: Рабочий объём: 5.70 см³; хладагент: R600a; количество масла: 180 см³; мотор - режим эксплуатации – RSCR, сопротивление основной обмотки - 25.7 Ом, сопротивление пусковой обмотки - 18.6 Ом, максимальная температура обмотки продолжительной работы: 125 °C. а) COP[3] компрессоров типовой конструкции и с СО; б) COP [3] компрессоров с СО в диапазоне изменения температуры хладагента на линии насыщенного пара при кипении от -35 до -10 °C;

Таблица №1

Результаты экспериментального исследования компрессора с системой охлаждения головки блока цилиндра в составе морозильника

№	Температура среды, окружающей компрессор, °C	Тем-ра в морозильной камере, °C	Коэффициент рабочего времени К.Р.В.	Давление всасывания кгс/см ²	Давление конденсации кгс/см ²	Расход электроэнергии Квт.ч/сут.	Температура рабочей обмотки электродв., °C
1	25	-18,34	0,25	0,35	7,6	0,9	67
2	32	-20	0,29	0,19	9,5	1,3	70
3	43	-18,24	0,43	0,17	11,4	1,5	81
4	55	-18,42	0,52	0,17	15,6	1,95	99
5	60	-18,2	0,69	0,16	16,8	2,8	110

Примечание: Условия испытания: температура среды, окружающей компрессор, в п/п 1-2 по ГОСТ Р 54381-2011[3], остальные условия испытания по [3].

При температуре окружающей среды 32°C охлаждение головки блока цилиндра жидким хладагентом из предконденсатора позволяет:

- повысить холодопроизводительность на 6-22% (см. рис. 3)
- повысить холодильный коэффициент на 5,5-22% (см. рис.3)
- снизить температуру обмоток на 24-31% (см. табл. 1)

При температуре окружающей среды 43°C:

- холодопроизводительность составила 81-98,3%
- электрический холодильный коэффициент 0,57-0,69.
- температура обмоток электродвигателя составила 363-376 K (90-103°C).

Конструктивное исполнение морозильников в тропическом исполнении при максимальной температуре окружающей среды 60°C с применением компрессора, имеющего эффективную систему охлаждения блока цилиндра жидким хладагентом из предконденсатора отражены в следующих работах авторов [5,6].

Заключение: Результаты исследования, приведённое в данной работе подтверждают энергоэффективность конструкторско-технического решения бытовой холодильной техники, работающей при экстремально высокой температуре окружающей среды (60 град. C) за счет применения системы охлаждения герметичного хладагентного компрессора. Указанная система, успешно реализует эффективное охлаждение компрессора циркулирующим хладагентом на основе отвода тепла от

теплонапряженных полостей всасывания и нагнетания цилиндра системой охлаждения. Это приводит к росту теплоэнергетических характеристик герметичного компрессора и холодильного агрегата в целом, снижению температуры обмотки встроенного электродвигателя.

1. Потребление электроэнергии холодильником [Электронный ресурс]: / Н. Коноплева. Потребитель. Экспертиза и тесты. Бытовая техника. – Электрон.журн. – Москва : ООО ИД "Экспертиза и тесты". – № 31. – 2004 – Режим доступа к журн.: <http://byt.potrebitel.ru/data/5/43/223.shtml> (дата обращения: 20.10.2012)
 2. Деменев А. В. Метод инструментального контроля уровня шума, создаваемый самодействующими клапанами герметичного компрессора //Международный научно-исследовательский журнал. – 2017. – №. 06 (60) Часть 3. – С. 118-123.
 3. Компрессоры холодильные. Условия испытаний по определению основных характеристик, допуски и представление данных производителями //Refrigerant compressors. Rating conditions, tolerances and presentation of manufacturer's performance data[Текст]: ГОСТ Р 54381-2011 (ЕН 12900:2006) / дата введения 2011-08-19. – М.:Стандартинформ, 2011. – 14 С.
 4. Набережных А. И., Деменев А. В. Теория и практика создания энергоэффективной бытовой холодильной техники, работающей при экстремально высокой температуре окружающей среды //Инженерный вестник Дона. – 2013. – Т. 25. – №. 2 (25).
 5. Anatoly I. Naberezhnykh, Alexey V. Demenev, Artem I. Danilov. Scientific basis of improving of hermetic refrigeration compressors with indicators relevant to international level // Applied and Fundamental studies: Proceedings of the 1st International Academic Conference. October 27-28, 2012, St. Louis, USA. Publishing House "Science & Innovation Center", 2012.
 6. Компрессионная холодильная установка: авторское свидетельство № 1000693 Рос. Федерация: МКИ4 F 25 В 1/00. / А. И. Набережных, О. П. Голубев, А. В. Максимов. – 3354991/23-03; Заявл. 19.11.81; опубл. 28.02.83, Бюл. № 8. – 2 С.
 7. 7. Якобсон, В. Б. Исследование влияния перегрева всасываемого пара на работу холодильной машины [Текст] / В.Б. Якобсон // Холодильная техника.– 1964. – №2.
 8. Деменев А. В., Набережных А. И., Данилов А. И. Охлаждение компрессора как фактор снижения шума бытового холодильника //Интернет-журнал Науковедение. – 2015. – Т. 7. – №. 1 (26).
 9. Demenev A. V. METHOD OF INSTRUMENTAL CONTROL OF NOISE LEVEL CREATED BY SELF-ACTING VALVES OF HERMETIC COMPRESSOR //Международный научно-исследовательский журнал. – 2017. – №. 06 (60) Часть 3. – С. 118-123.
 10. Vincent Catherine E., Heun Matthew K. Thermoeconomic Analysis & Design of Domestic Refrigeration Systems // Domestic Use of Energy Conference. – Calvin College, Grand Rapids, Michigan, USA. 2006
 11. Shaytura S. V., Demenev A. V., Minitaeva A. M., Knyazeva M.D. Air change with a heat pump in industrial premises // Internaional Journal of Civil Engineering and Technology (IJCIET). Volume 9, Issue 11, November 2018, pp. 1647–1654, Article ID: IJCIET_09_11_160. Available online at <http://www.iaeme.com/ijciyet/issues.asp?JType=IJCIET&VType=9&IType=11>. ISSN Print: 0976-6308 and ISSN Online: 0976-6316
-