

УДК 536.7+536.2

А.С. Галка, студент гр. АВХ-11 (ДГТУ), С.К. Поршнева, студент гр. ЭМФ-21 (ДГТУ)

Научный руководитель Г.А. Галка, старший преподаватель (ДГТУ)
г. Ростов-на-Дону

**РАСЧЕТ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ
МАЛОГАБАРИТНОЙ БЫТОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С
МАКСИМАЛЬНОЙ ПЕРЕГРУЗКОЙ**

Бытовая малогабаритная холодильная машина — это техническое устройство, которое предназначено для охлаждения, замораживания и хранения скоропортящихся продуктов [1].

Основное назначение МБХМ – это сохранение постоянной температуры на всем этапе времени хранения продуктов в её камерах [2].

Нами были проведены исследования на лабораторно-диагностическом стенде «Холодильник-1». Рассматривалась нормальная работа холодильной машины и ее работа с перегрузками. Экспериментальный стенд состоит из: компрессора, конденсатора, фильтра-осушителя, капиллярной трубки, испарителя.

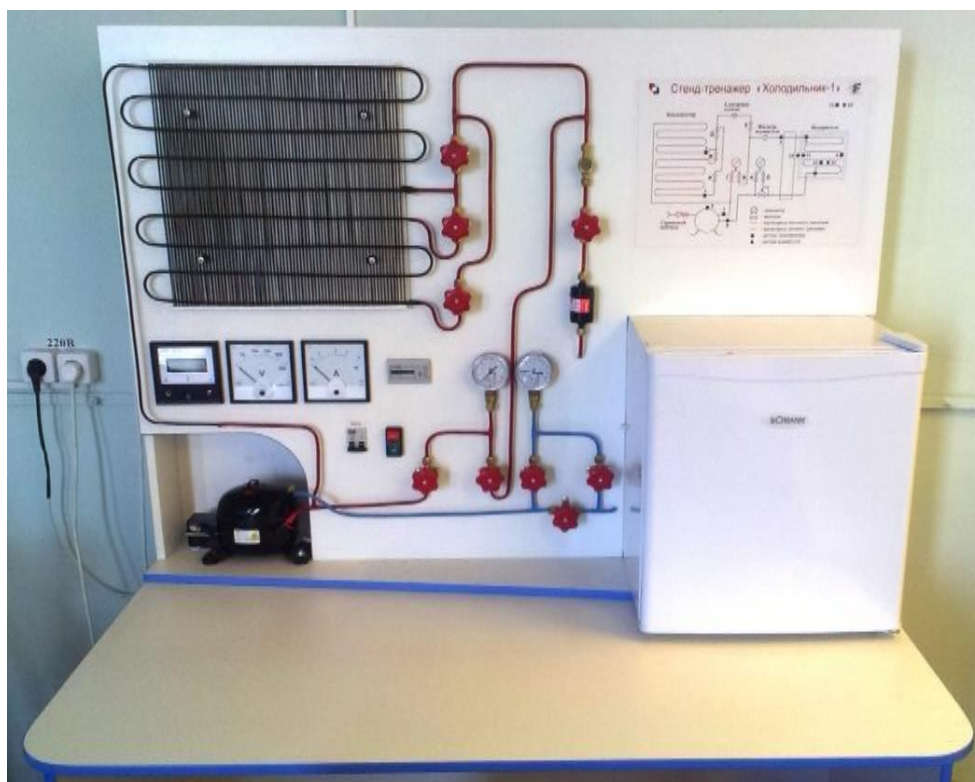


Рис. 1. Общий вид экспериментально-диагностического
комплекса «Холодильник – 1»

Таблица 1

Данные для расчета притоков тепла

Наименование характеристики	Наименование
Размеры холодильной установки, (Ш×В×Г), см	43.5×51×47
Объем холодильного шкафа, л	42
Объем холодильного отсека, л	36
Объем низкотемпературного отсека, л	6
Температура нагреваемой среды $t_{\text{нагр.ср.}}, ^\circ\text{C}$	23
Температура охлаждаемой среды $t_{\text{охлажд.ср.}}, ^\circ\text{C}$	4
Хладагент	R600a

Теплопритоки \dot{Q}_1 , Вт через стенку охлаждаемой камеры холодильной камеры рассчитаем:

$$\dot{Q}_1 = k \sigma \Delta T, \quad (1)$$

Коэффициент k теплопередачи рассчитаем:

$$k = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \right), \quad (2)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к внешней поверхности холодильного шкафа Вт/м²×К;

$\alpha_{вн}$ – коэффициент теплоотдачи от воздуха в холодильной камере к её внутренней поверхности, Вт/м²×К;

δ – толщина i -го слоя многослойной конструкции холодильной камеры;

λ – коэффициент теплопроводности i -го слоя [3].

Коэффициент теплопередачи k_1 холодильной камеры:

$$k_1 = 1 / \left(\frac{1}{22,7} + \frac{0,5 \times 10^{-3}}{81} + \frac{37,5 \times 10^{-3}}{0,029} + \frac{2 \times 10^{-3}}{0,14} + \frac{1}{9} \right) = 1,764 \text{ (Вт/м}^2 \times \text{К)}$$

Теплопритоки через тепловую изоляцию холодильной камеры ХМ

а) теплоприток $\dot{Q}_1^{хк}$, Вт, из внешней среды в холодильную камеру агрегата

$$\dot{Q}_1^{xk} = k_1 \sigma_{xk} \Delta T,$$

$$\dot{Q}_1^{xk} = 1,76 \times 0,58 \times (23-4) = 19,3 \text{ Вт.}$$

б) Тепловая нагрузка \dot{Q}_2^{xk} , Вт, от воздухообмена в ХК

$$\dot{Q}_2^{xk} = 0,5 \cdot \dot{Q}_1^{xk},$$

$$\dot{Q}_2^{xk} = 0,5 \cdot 19,3 = 9,6 \text{ Вт.}$$

в) определяем холодопроизводительность $\dot{Q}_{0x.a}^{xk}$ холодильного агрегата для ХК:

$$\dot{Q}_{0x.a}^{xk} = \dot{Q}_1^{xk} + \dot{Q}_2^{xk},$$

$$\dot{Q}_{0x.a}^{xk} = 19,3 + 9,6 = 29 \text{ Вт.}$$

Результаты расчета для устойчивой работы агрегата мощность холода увеличивается на 10%.

Учитывая, что холодильный агрегат работает с коэффициентом рабочего времени ϕ , равным 0,35 мощность холодильной машины определим:

$$\dot{Q}_{0x.a} = \frac{\dot{Q}_{0x.a}^{xk} \cdot 1,1}{\phi},$$

$$\dot{Q}_{0x.a} = 29 \cdot 1,1 / 0,35 = 91,1 \text{ Вт.}$$

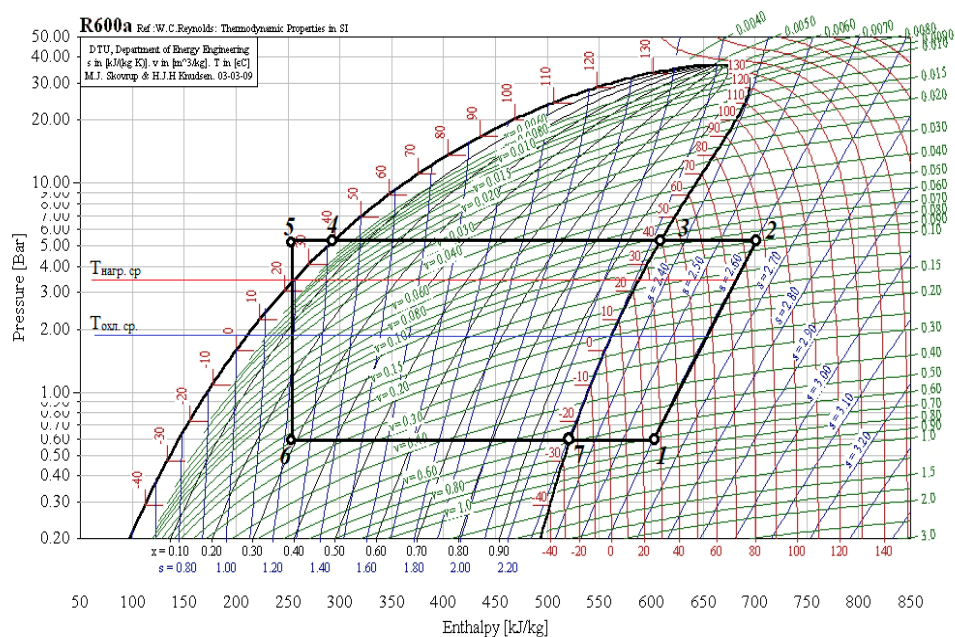


Рис. 2. Цикл номинального режима работы БХМ

1. Удельная массовая холодопроизводительность q_0 1 кг агента, Дж/кг:

$$q_0 = (i_7 - i_6),$$

$$q_0 = 525 \times 10^3 - 250 \times 10^3 = 275 \times 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

2. Массовый расход \dot{m} , кг/с:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{0X.A.}}{q_0}, \quad (3)$$

$$\dot{m} = \frac{91,1}{275 \times 10^3} = 0,00033 \text{ кг/с.}$$

3. Объёмный расход газа \dot{V}_D , м³/с:

$$\dot{V}_D = \dot{m} \cdot v_1, \quad (4)$$

$$\dot{V}_D = 0,0003 \times 0,6 = 0,00018 \text{ м}^3/\text{с.}$$

4. Степень π повышения давления фреона в компрессоре:

$$\pi = \frac{p_K}{p_H}, \quad (5)$$

$$\pi = \frac{5,2}{0,6} = 8,6$$

5. Теоретическая мощность N_T компрессора, Вт:

$$N_T = \dot{m} \times (i_2 - i_1) \quad (6)$$

$$N_T = 0,0003 \times (705 - 605) \times 10^3 = 30 \text{ Вт.}$$

6. Действительная (индикаторная) мощность N_i компрессора, Вт:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}, \quad (7)$$

$$N_i = \frac{30,0}{0,700} = 42,85 \text{ Вт.}$$

7. Мощность $N_{\text{ПРИВ}}$ привода компрессора, Вт:

$$N_{\text{ПРИВ}} = \frac{N_i}{\eta_{\text{МЕМ}}}, \quad (8)$$

$$N_{\text{ПРИВ}} = \frac{42,85}{0,850} = 50,41 \text{ Вт.}$$

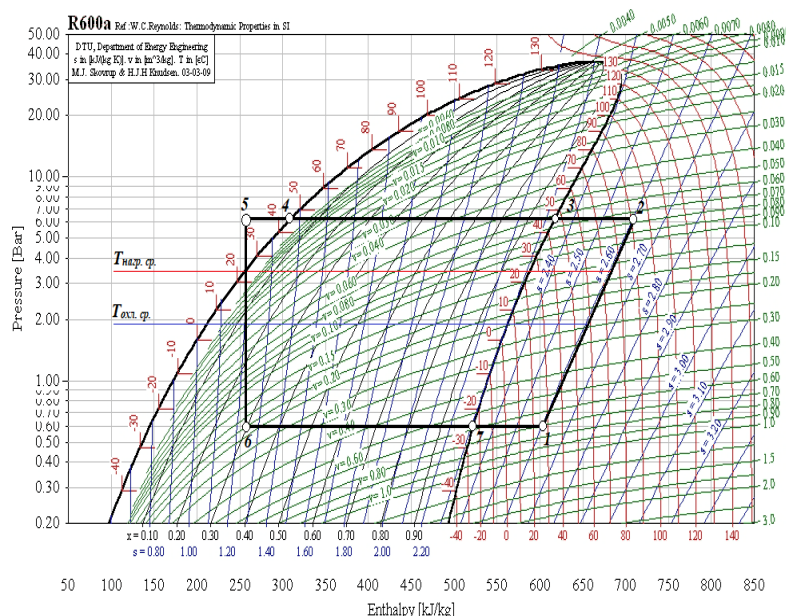


Рис. 3. Цикл работы БХМ при максимальной нагрузке

Заключение.

1. В работе исследованы основные эксплуатационные параметры функционирования бытовой малогабаритной холодильной машины (БМХМ) с двумя экспериментальными исследованиями – максимальной нагрузкой ХМ и нормальной работой установки.
2. Выполнен расчет термодинамических параметров БМХМ.
3. Проведены сравнения эксплуатационных параметров в номинальном режиме и работы ХМ при максимальной нагрузке. Выявлено, что при максимальной нагрузке температура конденсации увеличилась на 5 °С, а давление нагнетания увеличилось на 1 Бар.

Список литературы

1. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха: учебник / Б.К. Явнель – Москва: Агропромиздат – 1982. – 223 с.
2. Теоретические основы теплотехники : учеб. пособие / Ю.И. Бабенков [и др.] — Ростов н/Д : Издательский центр ДГТУ, 2010. — 290 с.
3. Бабакин Б.С. Альтернативные хладагенты и сервис на их основе: справочное руководство / Б.С. Бабакин, В.И. Стефанчук, Е.Е. Ковтунов – Москва: Колос, 2000. – 160 с.

Информация об авторах:

Галка Андрей Сергеевич, студент гр. АВХ-11, ДГТУ, 344020 г. Ростов-на-Дону, ул. Российская 32а, кв 53, andrew8werner@gmail.com

Поршнева Софья Константиновна, студент гр. ЭМФ-21, ДГТУ, 344040 г. Ростов-на-Дону, ул. Вятская 59, кв.129, soniaporshneva1821@gmail.com

Галка Галина Александровна, старший преподаватель, ДГТУ, 344020 г. Ростов-на-Дону, ул. Российская 32а, кв 53, jukova-84@mail.ru