

УДК 621.56-1/-9

**«ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ АВТОМАТИЧЕСКИ РАЗМОРАЖИВАЮЩИХСЯ БЫТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН»***Г. А. Галка, А. А. Романов, А. И. Озерский*

Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Российская Федерация

[jukova-84@mail.ru](mailto:jukova-84@mail.ru) [Romanoff.666@mail.ru](mailto:Romanoff.666@mail.ru)

Рассматривается проблема размораживания бытовых холодильных машин. Холодопроизводительность установки снижается вследствие намерзания инея в морозильном контуре и снижения плотности тепловых потоков. Решение данной проблемы осуществляется установкой дополнительного термоэлектрического нагревателя вентилятора. В работе произведены термодинамические расчеты плотности тепловых потоков из окружающей среды к испаряющемуся фреону без учета модификации бытовой холодильной машины и с учетом дополнительно установленного оборудования.

**Ключевые слова:** иней, бытовая холодильная машина, система no frost, эффективность работы, плотность теплового потока, эксплуатационные характеристики.

Первая бытовая холодильная машина с автоматическим регулированием температуры в охлаждаемой камере появилась в США в 1918 г [1]. Современная система “no frost” (без инея) обеспечивает принудительную циклическую прокачку воздухом всего пространства холодильной камеры. Это осуществляется с помощью нагревательного элемента (ТЭНа) и вентилятора (рис. 1).

UDC 621.56-1/-9

**«RESEARCH ON OVERALL PERFORMANCE OF HOUSEHOLD REFRIGERATORS WITH AUTOMATIC DEFROST »***G.A. Galka, A.A. Romanov, A. I. Ozersky*

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

[jukova-84@mail.ru](mailto:jukova-84@mail.ru) [Romanoff.666@mail.ru](mailto:Romanoff.666@mail.ru)

This article deals with the problem of household refrigerators defrosting. Freezing capacity decreases due to ice accretion in the refrigeration circuit and the decreasing of heat flux density. The solution to this problem is in installing the additional thermoelectric fan heater. The paper provides thermodynamic calculations of heat flux density from the environment to the evaporating Freon without taking into account household refrigerating machine modifications, and in accordance with the specified additional hardware.

**Keywords:** accumulated frost, household refrigerator, no frost system, overall performance, heat flux density, operational characteristics.

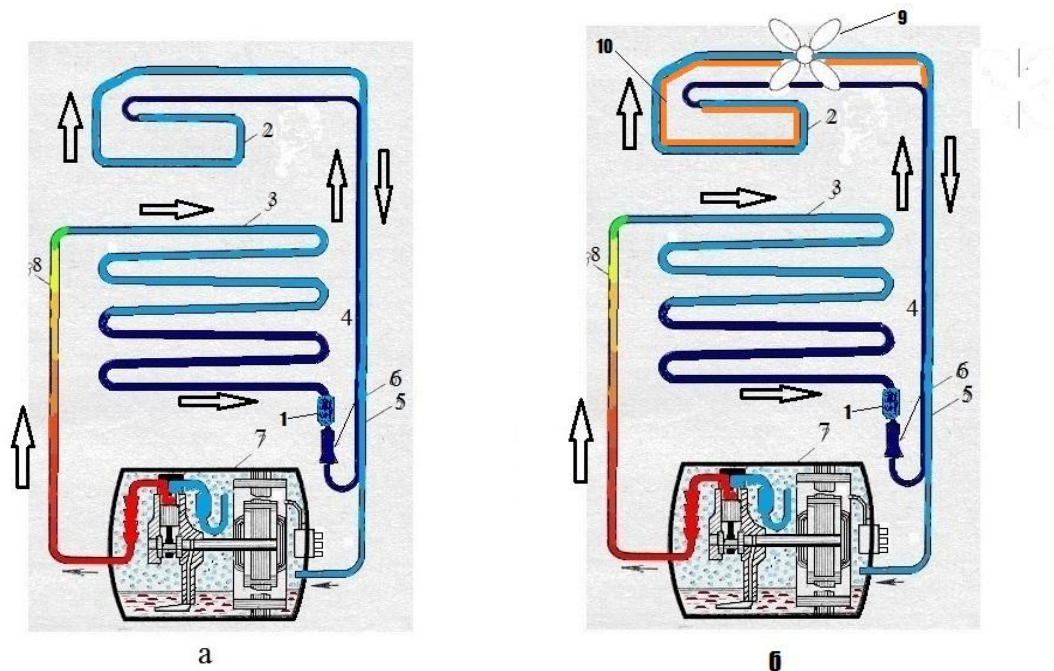


Рис.1. Схема бытовой холодильной машины:

а — без саморазмораживающей системы;

б — с саморазмораживающей системой.

1 — фильтр-осушитель; 2 — испаритель; 3 — конденсатор;

4 — рекуперативный теплообменник; 5 — вход в компрессор;

6 — дросель (ТРВ); 7 — компрессор; 8 — вход в конденсатор; 9 — вентилятор; 10 — ТЭН

Для экспериментального исследования особенностей работы холодильной машины (ХМ) с указанной системой саморазмораживания была использована  $\log p$ - $i$  диаграмма фреона R600a и электронные контроллеры для измерения температуры. Известно, что значения давления однозначно определяются по показаниям датчиков температуры (контроллерам) только в области испарения и конденсации фреона [2]. Поэтому абсолютные значения давления конденсации  $p_k$  и давления испарения  $p_i$ , полученные с некоторой погрешностью, определяются равенствами  $p_k = 8,195$  бар,  $p_i = 1,048$  бар. Используя  $\log p$ - $i$  диаграмму, построены изобары в области испарения и конденсации (линии 3-4 и 6-7 на диаграмме, рис. 2). В указанных областях изобары будут совпадать с изотермами.

По показаниям контроллеров определяется температура на входе и выходе в компрессор, конденсатор и испаритель:

$$T_{\text{вх.к}} = -5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{вх.конд.}} = 57 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{вх.исп}} = -1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{вых.к}} = 79 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{вых.конд.}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{вых.исп}} = -11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Построим цикл ХМ с саморазмораживающей системой (рис. 2).

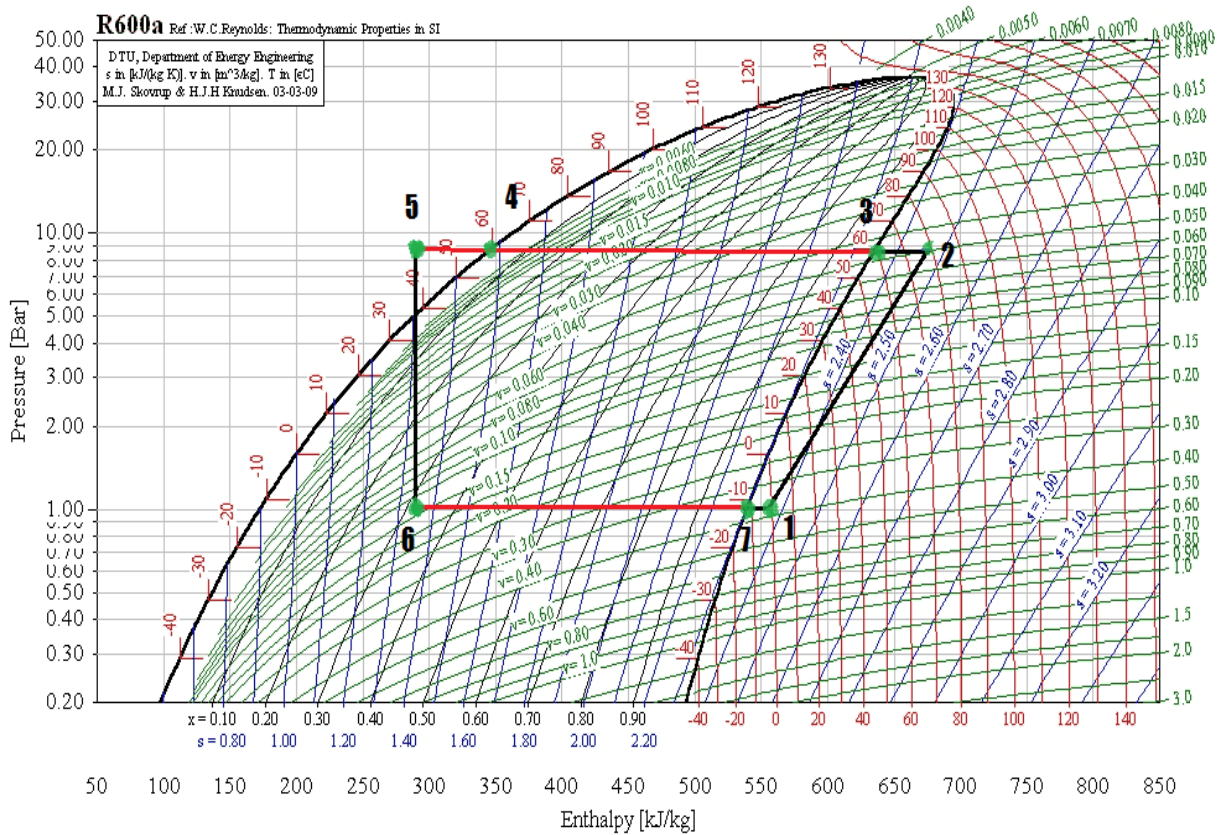


Рис. 2. logp-i диаграмма фреона R 600a

Используя данные цикла, рассчитаем основные эксплуатационные параметры исследуемой ХМ [3].

Удельная холодопроизводительность.

$$q = i_7 - i_6$$

$$q = 540 - 263 = 277 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Массовый расход хладагента.

Используя холодопроизводительность установки (из паспортных данных БХМ)  $\dot{Q} = 393$  (Вт)

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{q}$$

$$\dot{m} = \frac{393}{277 * 10^{-3}} = 1,42 * 10^{-3} \left( \frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$$

Удельная работа компрессора.

$$l = i_2 - i_1$$

$$l = 660 - 555 = 105 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Полезная мощность компрессора.

$$N = l * \dot{m}$$

$$N_{\text{комп}} = 105 * 1,42 * 10^{-3} = 149(\text{Вт})$$

Электрическую мощность, подводимую к компрессору, определим по паспорту ХМ или маркировке на компрессоре, используя формулу:

$$I = 0,9 (\text{А}) \quad U = 220 (\text{В})$$

$$N_{\text{эл}} = I * U, \text{ Вт}$$

$$N_{\text{эл}} = 0,9 * 220 = 198(\text{Вт})$$

Коэффициент полезного действия ХМ:

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{эл}}} = 149/198 = 0,75$$

Степень повышения давления в компрессоре:

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} = \frac{8,195}{1,048} = 7,81$$

Мощность тепла, отводимого от охлаждаемых тел в холодильной камере БХМ:

$$\dot{Q}_{\text{исп}} = q * \dot{m} = 277 * 1,42 * 10^{-3} = 393(\text{Вт})$$

Мощность тепла, поступающего в помещение от БХМ:

$$Q_{\text{конд}} = (i_2 - i_4) * \dot{m}$$

$$Q_{\text{конд}} = (650 - 335) * \dot{m} = 447(\text{Вт})$$

Холодильный коэффициент  $\varepsilon$  БХМ равен:

$$\varepsilon = Q_{\text{исп}}/N_{\text{комп}}$$

$$\varepsilon = \frac{393}{149} = 2,6$$

Теоретический расчет площади теплообмена конденсатора с окружающей средой [4]:

$$Q = \alpha * S * (\Delta t)$$

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи; для воздуха  $\alpha = 5,6 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}} \right)$

$(\Delta t)$  — разность между  $t_{\text{комнат}}$  и  $t_{\text{конд}}$

$$S = \frac{447}{5,6 * 294} = 0,27(\text{м}^2)$$

Экспериментальный расчет площади теплообмена конденсатора с окружающей средой:

$$S = 2\pi r l$$

Измерив длину и диаметр трубки конденсатора, найдем площадь. В нашем случае длина 14370 мм, а радиус трубки 2,625 мм:

$$S = 2 * 3,14 * 2,625 * 14370 = 0,23 (\text{м}^2)$$

Определим плотность теплового потока воздуха из морозильной камеры к испаряющемуся фреону с установленными элементами (ТЭН, вентилятор):

Средняя температура морозильной камеры  $T_{\text{мор}}$  :

$$T_{\text{вых. исп}} = -11 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ и } T_{\text{вх. исп}} = -1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{мор}} = \frac{T_{\text{вых. исп}} + T_{\text{вх. исп}}}{2}$$

$$T_{\text{мор}} = \frac{(-11) + (-1)}{2} = -6 (\text{C } ^\circ)$$

$$\alpha_{\phi} = 50000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}} \quad \delta_{\text{ст}} = 0,3 \text{ мм} \quad \lambda_{\text{ст}} = 204 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}} \quad \alpha_{\text{возд}} = 200 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

$$q_{\phi} = \frac{T_{\text{мор}} - T_{\phi}}{\frac{1}{\alpha_{\phi}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{возд}}}}$$

$$q_{\phi} = \frac{(-6) - (-11)}{\frac{1}{50000} + \frac{0,3 * 10^{-3}}{204} + \frac{1}{200}} = 996,01 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right)$$

Найдем плотность теплового потока воздуха из морозильной камеры к испоряющемуся фреону с учетом слоя инея на стенках без указанных элементов [5]:

$$\delta_{\text{инея}} = 5 \text{ мм} \quad \lambda_{\text{инея}} = 0,03 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

$$q_{\phi} = \frac{T_{\text{мор}} - T_{\phi}}{\frac{1}{\alpha_{\phi}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{инея}}}{\lambda_{\text{инея}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{возд}}}}$$

$$q_{\phi} = \frac{(-6) - (-11)}{\frac{1}{50000} + \frac{5 * 10^{-3}}{0,03} + \frac{0,3 * 10^{-3}}{204} + \frac{1}{200}} = 484,49 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right)$$

#### Выводы:

1. Экспериментально определена площадь теплообмена конденсатора с окружающей средой —  $S=0,23\text{м}^2$ . Теоретически рассчитана площадь теплообмена конденсатора с окружающей средой —  $S=0,27\text{м}^2$ . Погрешность в исследовании составляет 14%.

2. Термодинамически рассчитана плотность теплового потока в морозильной камере до установки термоэлектрического нагревателя и вентилятора —  $q_{\phi} = 484,49 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right)$  и после их установки —  $q_{\phi} = 996,01 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right)$ .

3. Установлено, что слой инея, намерзающий на змеевике испарителя, в 2 раза уменьшает плотность теплового потока и холодопроизводительность установки.

#### Библиографический список.

1. Доссат, Рой Дж. Основы холодильной техники / Рой Дж. Доссат. Перевод с англ. — Москва : Легкая и пищевая пром., 1984 — 520 с.
2. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пособие для вузов / В. В. Нащокин. — Москва : Высш.школа, 1980. — 469 с.
3. Кругляк, И. Н. Бытовые холодильники (устройство и ремонт) : учеб. пособие / И. Н. Кругляк. — Москва : Легкая индустрия, 1974. — 205с.
4. Теоретические основы теплотехники : учеб. пособие / Ю. И. Бабенков [ и др.] — Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2010. — 290 с.
5. Розенфельд, Л. М. Холодильные машины и аппараты / Л. М. Розенфельд, А. Г. Ткачев. — Москва : Госуд. Изд-во торг. лит-ры, 1960. — 651 с.