

**Для цитирования:** Л.В. Галимова, Д.З. Байрамов, А.А. Дюсенгалиев, Ш.З. Байрамов. Анализ возможности использования вторичных энергоресурсов предприятий пищевой промышленности с применением специальной холодильной техники. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2020; 47 (1):19-29. DOI:10.21822/2073-6185-2020-47-1-19-29

**For citation:** L.V. Galimova, D.Z. Bayramov, A.A. Dyusengaliev, Sh.Z. Bayramov. Analysis of the possibility of using secondary energy resources in food industry enterprises using special refrigeration equipment. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2020; 47 (1):19-29. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2020-47-1-19-29

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.362: 537.322

DOI: 10.21822/2073-6185-2020-47-1-19-29

### АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ПРЕДПРИЯТИЙ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ С ПРИМЕНЕНИЕМ СПЕЦИАЛЬНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

*Л.В. Галимова, Д.З. Байрамов, А.А. Дюсенгалиев, Ш.З. Байрамов*

*Астраханский государственный технический университет,  
414056, г. Астрахань, ул. Татищева, 16, Россия*

**Резюме.** Проблемы энергосбережения в настоящее время имеют важное значение. В области холодильной техники к энергосберегающим системам относятся теплоиспользующие абсорбционные холодильные машины (АХМ). **Целью** работы является изучение возможности использования водоаммиачной абсорбционной холодильной машины для повышения эффективности работы пищевого предприятия. **Метод.** На основании анализа исходных данных предприятия определены возможные режимы работы холодильной машины с учётом различных видов греющих и охлаждающих источников, предложенных в задании. По результатам расчётов определены характеристики одноступенчатой схемы и схемы с двухступенчатой абсорбцией, подтверждающие возможность повышения эффективности предприятия за счёт использования вторичных энергоресурсов. **Результат.** Предварительный анализ был проведён по расчету величины интервала дегазации, на основании чего обоснован выбор исходных данных для проектирования одноступенчатой абсорбционной водоаммиачной холодильной машины (АВХМ). Расчёт вели с использованием диаграммы  $\xi - i$  для водоаммиачного раствора. **Вывод.** Проведенный анализ 4-х заданных заказчиком условий дал возможность определить два расчетных режима для проектирования абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с хорошими показателями работы. Для условий работы с низким значением интервала дегазации предложена схема абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией.

**Ключевые слова:** энергосбережение, теплоиспользующая холодильная машина, режимы работы, тепловой расчёт, пищевая промышленность

POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING

ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF USING SECONDARY ENERGY RESOURCES IN FOOD INDUSTRY ENTERPRISES USING SPECIAL REFRIGERATION EQUIPMENT

L.V. Galimova, D.Z. Bayramov, A.A. Dyusengaliev, Sh.Z. Bayramov  
Astrakhan State Technical University,  
16 Tatishchev St., Astrakhan 414056, Russia

**Abstract. Aim.** Due to the current priority given to energy conservation issues, a promising research avenue in the field of refrigeration consists in the developing of energy-saving systems based on heat-recovery absorption refrigerators. The aim of the work is to study the possibility of using a water-ammonia absorption refrigeration machine to increase the efficiency of food production facilities. **Method.** Based on an analysis of the initial enterprise data, the possible operating modes of the refrigeration machine were determined considering the various types of heating and cooling sources proposed in the task specification. The identification of the characteristics of single-stage and two-stage absorption schemes confirmed the possibility of increasing the enterprise's efficiency through the use of secondary energy resources. **Results.** The choice of initial data for the design of a single-stage absorption water-ammonia refrigeration machine (AVXM) was justified on the basis of a preliminary analysis carried out to calculate the size of the degassing interval. The calculation was carried out using a  $\zeta - i$  diagram for the ammonia water solution. **Conclusion.** Two prior conditions for the design of a high-performance absorption water-ammonia refrigeration machine were determined on the basis of an analysis of four conditions set by the customer. For operating conditions with a low degassing interval value, a scheme for an absorption water-ammonia refrigeration machine employing two-stage absorption is proposed.

**Keywords:** energy saving, heat-consuming refrigerating machine, operating modes, heat calculation, food industry

**Введение.** Абсорбционные холодильные машины работают, потребляя энергию в виде теплоты, причём в ряде случаев используются так называемые вторичные тепловые ресурсы, такие как тепловые сбросы технологических процессов. Изучение возможности использования абсорбционной водоаммиачной холодильной машины (АВХМ) для решения частных проблем предприятия пищевой промышленности было проведено на основе задания ЗАО «Янтарь», г. Воронеж, подписанного главным инженером Зелениным В.А. [3, 11- 13].

**Постановка задачи.** Целью работы является изучение возможности использования водоаммиачной абсорбционной холодильной машины для повышения эффективности работы пищевого предприятия.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Изучение возможностей использования различных источников тепла для работы АВХМ на основании изучения результатов научных исследований.
2. Изучение характера источников тепла в соответствии с заданиями заказчика.
3. Предварительный анализ возможности использования предоставленных источников по расчету величины интервала дегазации.
4. Обоснование выбора расчетных режимов.
5. Разработка схем одноступенчатой АВХМ и АВХМ с 2х ступенчатой абсорбцией.

**Методы исследования.** На основании анализа задания предприятия определены возможные режимы работы машины с учётом различных видов греющих и охлаждающих источников, предложенных в задании. По результатам расчётов определены характеристики одноступенчатой схемы и схемы с двухступенчатой абсорбцией, подтверждающие возможность повышения эффективности предприятия за счёт использования вторичных энергоресурсов [10, 14, 17, 18].

На основании задания заказчика определены предполагаемые режимы работы АВХМ:

**1. Режим работы:**

- a) греющий источник - вода с параметрами 90/80° C и расходом 40 м<sup>3</sup>/ч;
- b) охлаждающая среда - артезианская вода с температурой 20 °C;
- c) охлаждаемая среда - 0/5 °C;
- d) режим работы - сезонный (теплый период года) в будние дни с 07:00 до 17:00;

**2. Режим работы:**

- a) греющий источник - вода с параметрами 90/80° C и расходом 40 м<sup>3</sup>/ч;
- b) охлаждающая среда - наружный воздух с температурой 29/34 °C;
- c) охлаждаемая среда - 0/5 °C;
- d) режим работы - сезонный (теплый период года) в будние дни с 07:00 до 17:00;

**3. Режим работы:**

- a) греющий источник - пар аммиака с температурой 70° C и расходом 12000 м<sup>3</sup>/ч и давлением 10 атм;
- b) охлаждающая среда - артезианская вода с температурой 20 °C;
- c) охлаждаемая среда - 0/5 °C;
- d) режим работы - сезонный (теплый период года);

**4. Режим работы:**

- a) греющий источник - пар аммиака с температурой 70° C и расходом 12000 м<sup>3</sup>/ч и давлением 10 атм;
- b) охлаждающая среда - наружный воздух с температурой 29/34 °C;
- c) охлаждаемая среда - 0/5 °C;
- d) режим работы - сезонный (теплый период года);

Предварительный анализ возможности использования предоставленных источников греющего тепла был проведён по расчету величины интервала дегазации, на основании чего, обоснован выбор исходных данных для проектирования одноступенчатой АВХМ. Расчёт вели с использованием диаграммы  $\xi - i$  для водоаммиачного раствора [4, 5, 6, 9].

Определение исходных данных для 1-го режима работы:

Температура греющего источника, .....	$t_h = 90^\circ\text{C}$
Расход греющего источника, .....	$G_h = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$
Температура охлаждающей воды, .....	$t_{w1} = 20^\circ\text{C}$
Температура охлаждаемой среды, .....	$t_{охл} = 5^\circ\text{C}$

Температура конденсации, °C,

$$t_k = t_{w1} + \Delta t = 20 + 5 = 25$$

Давление конденсации  $P_k$  определяется по температуре  $t_k$  для чистого аммиака, МПа

$$P_k = 1,0058$$

Низшая температура кипения, °C,

$$t_o = t_{охл} - \Delta t = 5 - 10 = -5$$

Давление насыщения паров аммиака  $P_o'$  определяется по температуре  $t_o$ , МПа

$$P_o' = 0,353$$

Разность давления кипения выбирается, исходя из нормированного значения, МПа

$$\Delta P_o = (0,01 \div 0,005)$$

Расчётное давление в испарителе, МПа

$$P_o = P_o' - \Delta P_o = 0,353 - 0,01 = 0,343$$

Низшая температура раствора  $t_4$ , выходящего из абсорбера, определяется по температуре охлаждающей воды  $t_{w1}$ , °C,

$$t_4 = t_{w1} + \Delta t = 20 + 5 = 25$$

Высшая температура раствора  $t_2$ , выходящего из генератора, определяется по температуре греющего источника  $t_h$ , °C,

$$t_2 = t_h - \Delta t = 90 - 10 = 80$$

Температура слабого раствора при выходе из теплообменника  $t_3$ , °C,

$$t_3 = t_4 + \Delta t = 25 + 5 = 30$$

Параметры узловых точек циклов для данной схемы машины приведены в табл. 1.

**Таблица 1. Параметры узловых точек**  
**Table 1. The parameters of the nodal points**

Состояние вещества State of substance	t, °C	P, МПа	ξ кг/кг
<b>Жидкость Liquid</b>			
После генератора After generator	t <sub>2</sub> = 80	P <sub>k</sub> = 1,0058	ξ <sub>a</sub> = 0,41
После абсорбера After the absorber	t <sub>4</sub> = 25	P <sub>o</sub> = 0,419	ξ <sub>r</sub> = 0,56
В начале кипения в генераторе At the beginning of the boil in the generator	t <sub>1</sub> = 57	P <sub>k</sub> = 1,0058	ξ <sub>r</sub> = 0,56
После конденсатора After capacitor	t <sub>6</sub> = 25	P <sub>k</sub> = 1,0058	ξ <sub>d</sub> = 1
<b>Пар Steam</b>			
Равновесный крепкому раствору в генераторе Equilibrium to a strong solution in the generator	t <sub>d'</sub> = 47	P <sub>k</sub> = 1,0058	ξ <sub>d'</sub> = 0,99
Выходящий из генератора Coming out of the generator	t <sub>5</sub> = 40	P <sub>k</sub> = 1,0058	ξ <sub>d</sub> = 1

Интервал дегазации,

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_a = 0,56 - 0,41 = 0,15$$

Аналогично проводим расчет и для оставшихся 3-х режимов работы. Каждый из режимов рассчитывался в 3-х вариантах температур кипения t<sub>o</sub> = 0, -3, -5° С. На основании расчёта по заданным заказчиком условиям установлено, что величина интервала дегазации изменяется в пределах от -0,005 до 0,15.

В качестве расчётных выбраны 1-й и 3-й режимы. Режим 4 не может быть использован, так как интервал дегазации меньше оптимального значения 0,04, а для 2-го режима интервал дегазации имеет отрицательное значение.

Поверочный расчёт одноступенчатой АВХМ для 2-х режимов работы проведён с использованием известной методики [2, 15, 16].

Исходные данные для 1-го режима работы:

Температура греющего источника, .....	t <sub>h</sub> = 90°С
Расход греющего источника, .....	G <sub>h</sub> = 40 м <sup>3</sup> /ч
Температура охлаждающей воды, .....	t <sub>w1</sub> = 20°С
Температура охлаждаемой среды, .....	t <sub>охл</sub> = 5°С

Тепловая нагрузка на генератор Q<sub>h</sub>, кВт,

$$Q_h = G_h \times c_p \times \Delta t = 11,1 \times 4,2 \times 10 = 466,7$$

где:

$$G_h = \frac{40000}{3600} = 11,1 \text{ - расход греющего источника, кг/с;}$$

$$c_p = 4,2 \text{ кДж/кг} \cdot \text{°C} \text{ - теплоемкость воды при } 90 \text{ °C [7];}$$

$$\Delta t = 10 \text{ °C} \text{ - разность температур на входе и выходе в генератор;}$$

Масса пара аммиака, поступающего в конденсатор D, кг/с,

$$D = \frac{Q_h}{q_h} = \frac{466,7}{1695,1} = 0,28$$

Полные тепловые нагрузки аппаратов холодильной машины, кВт,

$$Q_a = q_a \times D = 1550,7 \times 0,28 = 434,2$$

$$Q_k = q_k \times D = 1200 \times 0,28 = 336$$

$$Q_o = q_o \times D = 1290 \times 0,28 = 361,2$$

$$Q_R = q_R \times D = 54,73 \times 0,28 = 15,3$$

Тепловой коэффициент холодильной машины

$$\zeta = \frac{Q_o}{Q_h} = \frac{361,2}{466,7} = 0,77$$

Исходные данные для 3-го режима работы:

Температура греющего источника, .....	$t_h = 70^\circ\text{C}$
Расход греющего источника, .....	$G_h = 12 \text{ м}^3/\text{ч}$
Температура охлаждающей воды, .....	$t_{w1} = 20^\circ\text{C}$
Температура охлаждаемой среды, .....	$t_{\text{охл}} = 5^\circ\text{C}$

Тепловая нагрузка на генератор  $Q_h$ , кВт,

$$Q_h = G_h \times c_p \times \Delta t = 3,33 \times 3,1 \times 10 = 103,23$$

где:

$$G_h = \frac{12000}{3600} = 3,33 \text{ - расход греющего источника, кг/с;}$$

$$c_p = 3,1 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C} \text{ - теплоемкость воды при } 70^\circ\text{C} [7];$$

$$\Delta t = 10^\circ\text{C} \text{ - разность температур на входе и выходе в генератор;}$$

Масса пара аммиака, поступающего в конденсатор  $D$ , кг/с,

$$D = \frac{Q_h}{q_h} = \frac{103,23}{1600} = 0,06$$

Полные тепловые нагрузки аппаратов холодильной машины, кВт,

$$Q_a = q_a \times D = 1596 \times 0,06 = 95,76$$

$$Q_k = q_k \times D = 1215 \times 0,06 = 72,9$$

$$Q_o = q_o \times D = 1335 \times 0,06 = 80,1$$

$$Q_R = q_R \times D = 54,73 \times 0,06 = 3,28$$

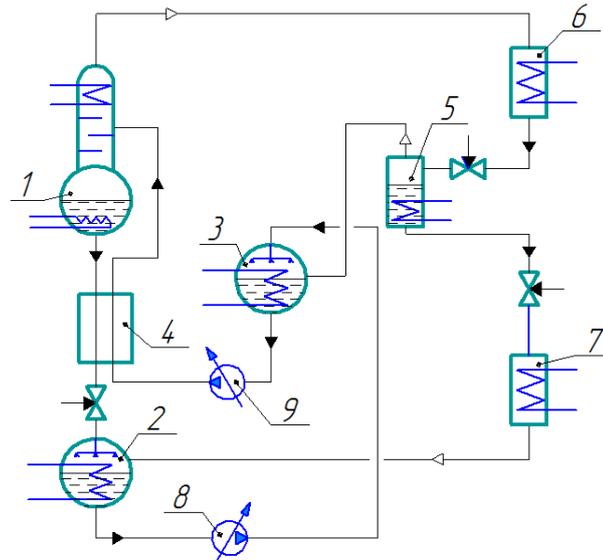
Тепловой коэффициент холодильной машины

$$\zeta = \frac{Q_o}{Q_h} = \frac{80,1}{103,23} = 0,75$$

**Обсуждение результатов.** Результаты расчётов подтвердили возможность использования одноступенчатой АВХМ в заданных условиях и могут быть использованы при проектировании элементов и системы в целом.

В развитие темы данного исследования рассмотрена возможность использования АХМ для режима 2 с величиной интервала дегазации, меньшей оптимального значения, в виде схемы с двухступенчатой абсорбцией. Пример схемы приведён на рис.1.

Обеспечение работы схемы с двухступенчатой абсорбцией происходит благодаря наличию двух абсорберов, работающих при различных давлениях и подключенных в схему последовательно [7, 19]. Для определения основных характеристик и подтверждения возможностей схемы с двухступенчатой абсорбцией были проведены расчёты цикла [1, 8, 20].



**Рис.1 Схема абсорбционной холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией:**

1 - генератор, 2 - абсорбер ступени низкого давления, 3 - абсорбер ступени высокого давления, 4 - теплообменник растворов, 5 - испаритель высокого давления, 6 - конденсатор, 7 - испаритель низкого давления, 8 - насос ступени низкого давления, 9 - насос ступени высокого давления

**Fig. 1 Scheme of absorption refrigeration machine with two-stage absorption:**

1 - generator, 2 - low pressure stage absorber, 3 - high pressure stage absorber, 4 - solution heat exchanger, 5 - high pressure evaporator, 6 - condenser, 7 - low pressure evaporator, 8 - low pressure stage pump, 9 - high pressure stage pump

Исходные данные:

Температура греющего источника, .....  $t_h = 70^\circ\text{C}$   
 Температура кипения, .....  $t_o = -5^\circ\text{C}$   
 Температура охлаждающей воды, .....  $t_{w1} = 20^\circ\text{C}$   
 Температура охлаждаемой среды, .....  $t_{охл} = 5^\circ\text{C}$

Температура конденсации,  $^\circ\text{C}$ ,  
 $t_k = t_{w1} + \Delta t = 20 + 5 = 25$

Давление конденсации  $P_k$  определяется по температуре  $t_k$  для чистого аммиака, МПа  
 $P_k = 1,0058$

Низшая температура кипения,  $^\circ\text{C}$ ,  
 $t_o = t_{охл} - \Delta t = 5 - 5 = 0$

Давление насыщения паров аммиака  $P_o'$  определяется по температуре  $t_o$ , МПа  
 $P_o' = 0,429$

Разность давления кипения выбирается, исходя из нормированного значения, МПа  
 $\Delta P_o = (0,01 \div 0,005)$

Расчётное давление в испарителе, МПа,  
 $P_o = P_o' - \Delta P_o = 0,429 - 0,01 = 0,419$

Низшая температура раствора  $t_4$ , выходящего из абсорбера, определяется по температуре охлаждающей воды  $t_{w1}$ ,  $^\circ\text{C}$ ,

$$t_4 = t_{w1} + \Delta t = 20 + 5 = 25$$

Высшая температура раствора  $t_2$ , выходящего из генератора, определяется по температуре греющего источника  $t_h$ ,  $^\circ\text{C}$ ,

$$t_2 = t_h - \Delta t = 70 - 10 = 60$$

Температура слабого раствора при выходе из теплообменника  $t_3$ ,  $^\circ\text{C}$ ,

$$t_3 = t_4 + \Delta t = 25 + 5 = 30$$

Параметры узловых точек циклов для данной схемы машины приведены в табл. 2.

**Таблица 2. Параметры узловых точек**  
**Table 2. The parameters of the nodal points**

Состояние вещества State of substance	t, °C	P, МПа	ξ кг/кг	i, кДж/кг
<b>Жидкость Liquid</b>				
После генератора After generator	t <sub>2</sub> = 60	P <sub>k</sub> = 1,0058	ξ <sub>a</sub> = 0,52	i <sub>2</sub> = 220
После абсорбера After the absorber	t <sub>4</sub> = 25	P <sub>o</sub> = 0,419	ξ <sub>r</sub> = 0,57	i <sub>4</sub> = 80
В начале кипения в генераторе At the beginning of the boil in the generator	t <sub>1</sub> = 35	P <sub>k</sub> = 1,0058	ξ <sub>r*</sub> = 0,77	i <sub>1</sub> = 280
После конденсатора After capacitor	t <sub>6</sub> = 25	P <sub>k</sub> = 1,0058	ξ <sub>d</sub> = 1	i <sub>6</sub> = 490
<b>Пар Steam</b>				
Равновесный крепкому раствору в генераторе Equilibrium to a strong solution in the generator	t <sub>d'</sub> = 47	P <sub>k</sub> = 1,0058	ξ <sub>d'</sub> = 0,99	i <sub>d'</sub> = 1710
Выходящий из генератора Coming out of the generator	t <sub>5</sub> = 40	P <sub>k</sub> = 1,0058	ξ <sub>d</sub> = 1	i <sub>5</sub> = 1690

Величина промежуточного давления, P<sub>m</sub>, МПа определена как среднее геометрическое между значениями давления конденсации и давления в абсорбере низкой ступени с уточнением по условию соблюдения материального баланса абсорбера высокой ступени:

$$(f - x) * \xi_r + x * 1 = f * \xi_r^*$$

где:

$$f = \frac{1 - \xi_a}{\xi_r^* - \xi_a} \text{ - кратность циркуляции растворного цикла;}$$

$$x = \frac{i_7 - i_{710}}{i_7' - i_{710}} \text{ - удельная масса пара, выделившаяся при первом дросселировании;}$$

$$P_m = \sqrt{P_k * P_o} = \sqrt{1,0058 * 0,419} = 0,649$$

Кратность циркуляции раствора f, кг/кг,

$$f = \frac{1 - \xi_a}{\xi_r^* - \xi_a} = \frac{(1 - 0,52)}{(0,77 - 0,52)} = 1,92$$

Удельная масса пара x, кг,

$$x = \frac{i_7 - i_{710}}{i_7' - i_{710}} = \frac{(480 - 410)}{(1580 - 410)} = 0,068$$

$$(1,92 - 0,068) * 0,57 + 0,068 * 1 = 1,92 * 0,77$$

$$2,124 = 1,346$$

Погрешность материального баланса равна

$$\delta = \frac{(1,346 - 1,277)}{1,346} * 100 = 5 \%$$

Определение удельных тепловых нагрузок по аппаратам АХМ с двухступенчатой абсорбцией:

Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг,

$$q_o = (1 - x) * (i_{71}' - i_{710}) = (1 - 0,068) * (1580 - 410) = 1090,44$$

Удельная массовая тепловая нагрузка на конденсатор, кДж/кг,

$$q_k = (i_5 - i_6) = (1690 - 410) = 1200$$

Удельная массовая тепловая нагрузка на генератор, кДж/кг,

$$q_h = i_5 + (f - 1) * i_2 - f * i_1 = 1690 + (1,87 - 1) * 270 - 1,87 * 250 = 1457,4$$

Удельная массовая тепловая нагрузка на абсорбер высокой ступени, кДж/кг,

$$q_a^* = x * i_{7'} + (f - x) * i_4 - f * i_4 = 0,068 * 490 + (1,87 - 0,068) * 60 - 1,87 * 60 = 29,24$$

Удельная массовая тепловая нагрузка на абсорбер низкой ступени, кДж/кг,

$$q_a = (f - 1) * i_3 + (1 - x) * i_{71'} - (f - x) * i_4 \\ = (1,87 - 1) * 50 + (1 - 0,068) * 1580 - (1,87 - 0,068) * 60 = 1407,94$$

Уравнение теплового баланса, кДж/кг,

$$q_h + q_o = q_k + q_a + q_a^* \\ 1457,4 + 1090,44 = 1200 + 29,24 + 1407,94 \\ 2547,8 = 2637,18$$

Погрешность теплового баланса равна,

$$\delta = \frac{(2637,18 - 2547,84)}{2637,18} * 100 = 3\%$$

Так как погрешность равна 3 %, тепловой баланс рассчитан с достаточной точностью

Интервал дегазации, кг/кг,

$$\xi_{r^*} - \xi_a = 0,77 - 0,52 = 0,25$$

Холодопроизводительность, кВт,

$$Q_o = 380$$

Нагрузка на генератор-ректификатор, кВт,

$$Q_h = 310$$

Нагрузка на конденсатор, кВт

$$Q_k = 420$$

Нагрузка на абсорбер 1, кВт

$$Q_{a1} = 390$$

Нагрузка на абсорбер 2, кВт

$$Q_{a2} = 10$$

Тепловой коэффициент холодильной машины

$$\zeta = \frac{q_o}{q_h} = \frac{1090}{1382} = 0,79$$

### Вывод.

1. На основании проведённого исследования обоснованы предполагаемые режимы работы АВХМ, произведён расчёт циклов. Результаты расчётов подтвердили возможность достижения поставленной цели;
2. Проведенный анализ 4-х заданных заказчиком условий дал возможность определить два расчетных режима для проектирования АВХМ с хорошими показателями работы;
3. Для условий работы с низким значением интервала дегазации предложена схема АВХМ с двухступенчатой абсорбцией.

**Библиографический список:**

1. Абсорбционная водоаммиачная холодильная машина с двухступенчатой абсорбцией для ОАО «АЗОТ» г. Невинномыск. // Сб. материалов Международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию Одесской государственной академии холода Одесса, 2012.
2. Автономова И.В., Мазурин Э.Б., Братусь А.В. Разработка технологической схемы установки с рекуперацией теплоты. Анализ и подбор конструкции промежуточного охладителя // Вестник МГТУ им. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2011. С. 78-97.
3. Аракелов В.Е. О потребности отраслей экономики России в энергосберегающем оборудовании многоотраслевого применения / Варварский В.С., Перепелкин Ю.М. // Промышленная энергетика. 1992. № 10. С. 5-7.
4. Бамбушек Е.М., Бухарин Н.Н., Герасимов Е.Д. и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / под общ. ред. Сакуна И.А. – Л.: Машиностроение, 1987. 423 с.
5. Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И., Тимофеевский Л.С. Холодильные машины. – М.: Политехника, 2006. 944 с.
6. Бараненко А.В., Тимофеевский Л.С., Долотов А.Г., Попов А.В. Абсорбционные преобразователи теплоты. Монография. – СПб.: СПбГУНИПТ. 2005. 338 с.
7. Веденева А.И., Галимова Л.В. Научно-практические основы процесса абсорбции с применением к действующей абсорбционной водоаммиачной холодильной машины // III Международная конференция «Инновационные технологии в области техники и физики низких температур» (М. Университет машиностроения 2014): Сборник научных трудов. 2014. С. 191.
8. Галимова Л.В., Веденева А.И. Совершенствование процесса абсорбции водоаммиачной холодильной машины в системе синтеза аммиака // Холодильная техника. 2013. № 12. С.18-25.
9. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы. – Издательство АГТУ, 1997. 226 с.
10. Денисов-Винский Н.Д. Использование тепла компрессорных установок // Энергосбережение. 2010. № 7. С 54-60.
11. Жигулев Г.В. Проблемы энергосбережения в Ульяновской области / Иванов Л.Л., Сторожков А.П. // Материалы третьей Российской научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности», Ульяновск. 2001. С. 18-21.
12. Колесников А.И., Михайлов С.А. Энергоресурсосбережение. М.: МРАИ ЭЕМ, 2006 – 231 с.
13. Материалы 1-й Международной научно-практической конференции "Функциональные продукты питания: научные основы разработки производства и потребления" (ФПП). – М.: ФНЦ пищевых систем им. В.А. Горбатова. РАН. 2017.
14. Табунщиков Ю.А., Шилкин Н.В., Миллер Ю.В. «Методы и результаты оценки эффективности энергосберегающих решений»// Журнал «АВОК». 2013. № 7. С. 38.
15. Шишов В.В., Талызин М.С. Эффективность работы холодильного оборудования с учётом годового изменения температур окружающей среды // Холодильная техника. 2019. № 6. С. 28-33.
16. Шишов В.В., Талызин М.С. Повышение энергоэффективности холодильных установок при уменьшении температурного напора в конденсаторах с воздушным охлаждением // Теплоэнергетика. 2015. № 9. С. 41-44.
17. Kang Y.T., Kashiwagi T. Heat transfer enhancement by Marangoni convection in the NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O absorption process. Int. J. Refrigeration. 2002 Sep 1; 25 (6). pp. 780-788. DOI: 10.1016/s0140-7007(01)00074-3
18. Morosuk T., Tsatsaronis G. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. Int. J. Energy. 2008 Sep 1; 33 (6). pp. 890-907. DOI: 10.1016/j.energy.2007.09.012
19. Mejri Kh., Bellagi A. Modelling of the thermodynamic properties of the water–ammonia mixture by three different approaches. Int. J. Refrigeration. 2006 Sep (1); 29 (2). pp. 211-218. DOI: 10.15406/ipcse.2018.03.00090
20. Titliv A., Osadchuk E., Tsoy A., Alimkeshova A., Jamasheva R. Development of cooling system on the basis of absorption water-ammonia refrigerating machines of low refrigeration capacity. Eastern-European J. of Enterprise Technologies. 2019 Vol. 2 No 8(98). pp. 57-67. DOI: 10.15587/1729-4016.2019.164301

**References:**

1. Absorbtsionnaya vodoammiachnaya kholodil'naya mashina s dvukhstupenchatoy absorbtsiyey dlya OAO "AZOT" g. Nevinnomysk. // Sb. materialov Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, posvyashchennoy 90-letiyu Odesskoy gosudarstvennoy akademii kholoda Odessa, 2012. [Absorption water-ammonia refrigerating machine with two-stage absorption for "AZOT" plant in Nevinnomyssk. // Collection of materials of the International scientific and practical conference dedicated to the 90th anniversary of the Odessa state Academy of cold Odessa, 2012.
2. Avtonomova I.V., Mazurin E.B., Bratus' A.V. Razrabotka tekhnologicheskoy skhemy ustanovki s rekupera-tsiyey teploty. Analiz i podbor konstruksii promezhutochnogo okhladitelya // Vestnik MGTU im. Baumana. Ser. "Mashinostroyeniye". 2011. S. 78-97. [Avtonomova I. V., Mazurin E. B., Bratus A.V. Development of the technological scheme of the installation with heat recovery. Analysis and selection of the intermediate cooler design // Vestnik MGTU im. Bauman's. Ser. "Engineering". 2011. pp. 78-97. (In Russ.)]

3. Arakelov V.Ye. O potrebnosti otrasley ekonomiki Rossii v energosberegayushchem oborudovanii mnogoot-raslevogo primeneniya / Varvarskiy V.S., Perepelkin YU.M. // Promyshlennaya energetika. 1992. № 10. S. 5-7. [Arakelov V. E. On the needs of Russian economic sectors in energy-saving equipment for multi-industry applications / Varvarsky V. S., Perepelkin Yu. M. // Industrial energy. 1992. No. 10. pp. 5-7. (In Russ.)]
4. Bambushek Ye.M., Bukharin N.N., Gerasimov Ye.D. i dr. Teplovyye i konstruktivnyye raschety kholodil'nykh mashin / pod obshch. red. Sakuna I.A. – L.: Mashinostroyeniye, 1987. – 423 s. [Bambushek E. M., Bukharin N. N., Gerasimov E. D., and others. Thermal and structural calculations of refrigerating machines / ed. Sakun I. A. -L.: mechanical engineering, 1987. 423 p. (In Russ.)]
5. Baranenko A.V., Bukharin N.N., Pekarev V.I., Timofeyevskiy L.S. Kholodil'nyye mashiny. – M.: Politekh-nika, 2006. – 944 s. [Baranenko A.V., Bukharin N. N., Pekarev V. I., Timofeevsky L. S. Refrigerating machines. – M.: University Of Technology, 2006. 944 p. (In Russ.)]
6. Baranenko A.V., Timofeyevskiy L.S., Dolotov A.G., Popov A.V. Absorbtsionnyye preobrazovateli teplo-ty. Monografiya. – SPb.: SPbGUNIPT. 2005. – 338 s. [Baranenko A.V., Timofeevsky L. S., Dolotov A. G., Popov A.V. Absorption heat converters. Monograph. – SPb.: Institute of refrigeration and biotechnology. 2005. 338 p. (In Russ.)]
7. Vedenevaya A.I., Galimova L.V. Nauchno-prakticheskiye osnovy protsessa absorbtsii s primeneniym k deystvuyushchey absorbtsionnoy vodoammiachnoy kholodil'noy mashiny // III Mezhdunarodnaya konferentsiya "Innovatsionnyye tekhnologii v oblasti tekhniki i fiziki nizkikh temperatur" (M. Universitet mashino-stroyeniya 2014): Sbornik nauchnykh trudov. 2014. S. 191. [Vedeneeva A. I., Galimova L. V. Scientific and practical bases of the absorption process with application to the current absorption water-ammonia refrigerating machine // III international conference "Innovative technologies in the field of low temperature engineering and physics" (Moscow University of mechanical engineering 2014): Collection of scientific papers. 2014. pp. 191. (In Russ.)]
8. Galimova L.V., Vedenevaya A.I. Sovershenstvovaniye protsessa absorbtsii vodoammiachnoy kholodil'noy mashiny v sisteme sinteza ammiaka // Kholodil'naya tekhnika. 2013. № 12. S.18-25. [Galimova L. V., Vedeneeva A. I. Improving the process of absorption of a water-ammonia refrigerating machine in the system of ammonia synthesis. // Technical refrigeration. 2013. No. 12. pp. 18-25. (In Russ.)]
9. Galimova L.V. Absorbtsionnyye kholodil'nyye mashiny i teplovyye nasosy. – Izdatel'stvo AGTU, 1997. – 226 s. [Galimova L. V. Absorption refrigerating machines and heat pumps. AGTU publishing house, 1997. 226 p.]
10. Denisov-Vinskiy N.D. Ispol'zovaniye tepla kompressornykh ustanovok // Energoberezheniye. 2010. № 7. S 54-60. [Denisov-Vinsky N. D. Using the heat of compressor units // energy Saving. 2010. No. 7. pp. 54-60. (In Russ.)]
11. Zhigulev G.V. Problemy energoberezheniya v Ulyanovskoy oblasti / Ivanov L.L., Storozhkov A.P. // Materialy tret'yey Rossiyskiy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Energoberezheniye v gorodskom khozyay-stve, energetike, promyshlennosti" Ulyanovsk. 2001. S. 18-21. [Zhigulev G. V. Problems of energy saving in the Ulyanovsk region / Ivanov L. L., Storozhkov A. P. // Materials of the third Russian scientific and technical conference "energy Saving in urban economy, energy, industry" Ulyanovsk. 2001. pp. 18-21. (In Russ.)]
12. Kolesnikov A.I., Mikhaylov S.A. Energoresursoberezheniye. M.: MRAI EYEM, 2006 – 231 s. [Kolesnikov A. I., Mikhailov S. A. Energy Saving. Moscow: MRAI EEM, 2006.231 p. (In Russ.)]
13. Materialy 1-y Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Funktional'nyye produkty pitaniya: nauchnyye osnovy razrabotki proizvodstva i potrebleniya" (FPP). – M.: FNTS pishchevykh sistem im. V.A. Gorbatova. RAN. 2017. [Materials of the 1st International scientific and practical conference "Functional food products: scientific bases of production and consumption development" (FPP). – M.: Federal scientific center for food systems. V. A. Gorbatova. RAS. 2017. (In Russ.)]
14. Tabunshchikov YU.A., Shilkin N.V., Miller YU.V. "Metody i rezul'taty otsenki effektivnosti energo-sberegayushchikh resheniy" // Zhurnal "AVOK". 2013. № 7. S. 38. [Tabunschikov Yu. a., Shilkin N. V., Miller Yu. V. "Methods and results of evaluating the effectiveness of energy-saving solutions" // AVOK Magazine. 2013. No. 7. pp. 38. (In Russ.)]
15. [Shishov V. V., Talyzin M. S. The efficiency of refrigeration equipment taking into account the annual change in ambient temperatures. // Technical refrigeration. 2019. No. 6. pp. 28-33. (In Russ.)]
16. Shishov V.V., Talyzin M.S. Effektivnost' raboty kholodil'nogo oborudovaniya s uchotom godovogo izmeneniya temperatur okruzhayushchey sredy // Kholodil'naya tekhnika. 2019. № 6. S. 28-33. [Shishov V. V., Talyzin M. S. Improving the energy efficiency of refrigeration units when reducing the temperature head in air-cooled condensers // Heat power engineering. 2015. No. 9. pp. 41-44. (In Russ.)]
17. Kang Y.T., Kashiwagi T. Heat transfer enhancement by Marangoni convection in the NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O absorption process. Int. J. Refrigeration. 2002 Sep 1; 25 (6). pp. 780-788. DOI: 10.1016/s0140-7007(01)00074-3.
18. Morosuk T., Tsatsaronis G. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. Int. J. Energy. 2008 Sep 1; 33 (6). pp. 890-907. DOI: 10.1016/j.energy.2007.09.012
19. Mejbri Kh., Bellagi A. Modelling of the thermodynamic properties of the water–ammonia mixture by three different approaches. Int. J. Refrigeration. 2006 Sep (1); 29 (2). pp. 211-218. DOI: 10.15406/ipcse.2018.03.00090
20. Titliv A., Osadchuk E., Tsoy A., Alimkeshova A., Jamasheva R. Development of cooling system on the basis of absorption water-ammonia refrigerating machines of low refrigeration capacity. Eastern-European J. of Enterprise Technologies. 2019 Vol. 2 No 8(98). pp. 57-67. DOI: 10.15587/1729-4016.2019.164301

**Сведения об авторах:**

Галимова Лариса Васильевна, доктор технических наук, профессор, e-mail: galimova\_lv@mail.ru

Дюсенгалиев Амир Айтуганович, магистр, e-mail: kz.amir.adai@mail.ru

Байрамов Шамиль Загидович, бакалавр, e-mail: bairamov.shamil@mail.ru

Байрамов Джамиль Загидович, аспирант, e-mail: bairamov.dzhamil@mail.ru

**Information about the authors:**

Larisa V. Galimova, Dr. Sci. (Technical), Prof., e-mail: galimova\_lv@mail.ru

Amir A. Dyusengaliev, master, e-mail: kz.amir.adai@mail.ru

Shamil Z. Bayramov, bachelor's degree, e-mail: bairamov.shamil@mail.ru

Dzhamil Z. Bayramov, Postgraduate, e-mail: bairamov.dzhamil@mail.ru

**Конфликт интересов.**

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

**Поступила в редакцию** 20.02.2020.

**Принята в печать** 06.03.2020.

**Conflict of interest.**

The authors declare no conflict of interest.

**Received** 20.02.2020.

**Accepted for publication** 06.03.2020.