

2. Вендров И.Б. Определение граничных условий на трубопроводе при установившемся движении однофазного потока рабочей среды // Наук. пр. ОНАХТ / Міністерство освіти України. – Одеса: 2007. – Вип. 31. – Т. 1. – С. 156 – 159.
3. Араманович И.Г., Левин В.И. Уравнения математической физики. – М.: «Наука», 1969.
4. Положий Г.Н. Уравнения математической физики. – М.: «Высшая школа», 1964.
5. Андре Анго. Математика для электро- и радиоинженеров. – М.: «Наука», 1965.

УДК 621.575

МОДЕЛЮВАННЯ І АНАЛІЗ ЦИКЛІВ АБСОРБЦІЙНИХ ВОДОАМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

Іщенко І.М., аспірантка, Тітлов О.С., д-р техн. наук, доцент
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, Україна

Проведений аналіз перспектив розвитку абсорбційних водоаміачних холодильних машин в рамках переведення систем холодильної техніки на природні холодильні агенти. Показали можливість створення системи кондиціонування повітря на базі водоаміачної абсорбційної холодильної машини, яка працює з сонячними колекторами.

The analysis of prospects development of absorptive refrigerator machines within the limits interpret systems from refrigerator technique to natural refrigerating agent is realized. The potential creation of system air conditioning on the basis ammonia-water absorptive refrigerator machines, which are working using the solar collection, is represented.

Ключові слова: абсорбційна водоаміачна холодильна машина, сонячний колектор, система кондиціонування повітря.

В останні роки в зв'язку з техногенним впливом на навколишнє середовище систем холодильної техніки все більше уваги приділяється природним холодильним агентам.

Останні документи [1] вже чітко регламентують використання конкретних природних холодильних агентів для різних типів холодильних машин: для побутових і торгових холодильників — пропан; для середніх холодильників — вуглекислота; для великих систем — аміак.

В рамках сучасних тенденцій переходу на природні холодильні агенти входять і тепловикористовуючі абсорбційні водоаміачні холодильні машини (АВХМ).

АВХМ на відміну від тепловикористовуючих аналогів — бромистолітієвих абсорбційних холодильних машин і пароежекторних водяних холодильних машин, холодильним агентом в яких є вода, мають більш широку область використання, зокрема, в області від'ємних температур до мінус 50 °С [2].

Таким чином АВХМ крім традиційних для тепловикористовуючих машин задач кондиціонування повітря можуть бути використані і в холодильниках при тривалому зберіганні заморожених продуктів і сільськогосподарської сировини.

З точки зору економії енергоресурсів АВХМ викликають інтерес як тепловикористовуючі машини. Для їх роботи можна використовувати найрізноманітніші бросові джерела теплової енергії: технологічну пару, гарячу воду, відхідні гази печей, вихлопні гази двигунів внутрішнього згорання [3].

Особливий інтерес викликають АВХМ, які працюють на джерелах енергії, що відновлюються, зокрема, на енергії сонячного випромінювання. Така зацікавленість пов'язана з можливістю використання сонячних колекторів весь рік, які знаходять в теперішній час широке використання в системах опалення і гарячого водопостачання. Припускається [4], що при надлишку сонячної енергії в теплий період року частину її можна направити на генератор АВХМ для виробництва штучного холоду. Одержаний холод можна використовувати як в системах кондиціонування, так і в холодильниках.

Відомі підходи до розрахунку АВХМ [5, 6, 7] для роботи в системах з сонячним підігрівом не можуть бути використані через неврахування взаємної залежності трьох рівнів температур: вищої в генераторі (гріючого джерела) — нижчої в абсорбері (навколишнього середовища) — кипіння в випарнику. Тоді, як відомо [2], що із цих трьох температур тільки дві можуть бути вибрані відносно довільно, а третя температура визначається однозначно.

Такий висновок був одержаний авторами [2] при аналізі теплового коефіцієнта ідеального циклу довідної абсорбційної холодильної машини, в якому:

- а) зона дегазації прямує до нуля і процеси в генераторі і в абсорбері протікають практично ізотермічно;
- б) абсорбер не володіє власним парціальним тиском і теплота дефлегмації відсутня.

Із теоретичної залежності теплового коефіцієнта ідеального циклу такої машини

$$\eta_{teor} = \frac{\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_h}}{\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_k}}, \quad (1)$$

де T_a, T_h, T_o, T_k — температури в процесах абсорбції, генерації, кипіння і конденсації, відповідно, К, і наступного її спрощення з врахуванням реального припущення, що

$$T_w = \frac{T_k + T_a}{2} \quad (2)$$

де T_w — температура охолоджуючого середовища, К,

$$\eta_{teor} = \frac{\frac{1}{T_w} - \frac{1}{T_h}}{\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_w}} \quad (3)$$

автори [2] одержали залежність $T_h = f(T_o, T_w)$ для роботи на водоаміачному розчині (ВАР) при $\eta_{teor} = 1$

$$T_h = \frac{1}{\frac{2}{T_w} - \frac{1}{T_o}} \quad (4)$$

Очевидно, що реальні цикли АВХМ відрізняються від ідеального, але які-небудь відомості про залежності типу (4) для них відсутні.

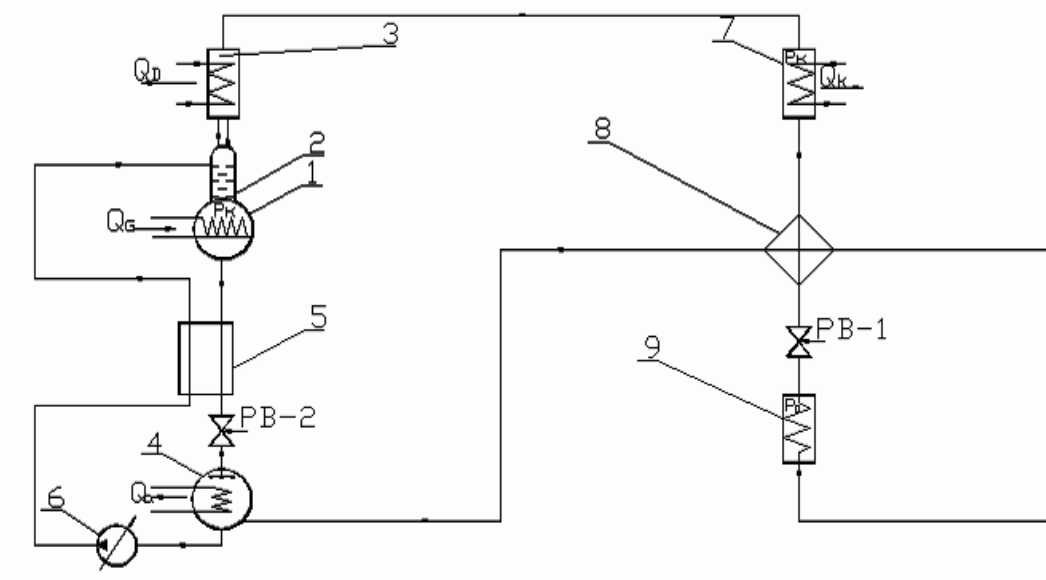
Актуальність в визначенні залежностей типу (4) пов'язана і з активним просуванням на ринку опалювальної техніки сонячних колекторів, серед яких найбільше поширення одержали моделі, які працюють з водою в якості теплоносія.

Недолік їх в комбінованій схемі “сонячний колектор — АВХМ” пов'язаний з обмеженим рівнем температур гріючого джерела (порядка 100 °С).

На ринку сонячних колекторів є і моделі на органічних теплоносіях з робочим рівнем температур до 250 °С, але вони мають велику вартість і вибір їх повинен бути ретельно економічно обгрунтованим.

Для аналізу залежностей $T_h = f(T_w, T_o)$ реальних АВХМ був складений алгоритм розрахунку.

Розглянута традиційна схема АВХМ, яка включає два регенеративних теплообмінники — розчинів і холодильних агентів (рис. 1).



1 – генератор; 2 – ректифікатор; 3 – дефлегматор; 4 – абсорбер;
5 – регенеративний теплообмінник розчинів; 6 – насос; 7 – конденсатор;
8 – регенеративний теплообмінник холодильного агента; 9 – випарник

Рис. 1 – Схема АВХМ з двома регенеративними теплообмінниками

Вихідними даними для аналізу являлись:

- а) перепад температур між гріючим середовищем і слабким ВАР на генераторі АВХМ — $\Delta t_h = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;
 б) перепад температур між охолоджуючим середовищем і сильним ВАР в абсорбері — $\Delta t_{W(A)} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;
 в) перепад температур між охолоджуючим середовищем і конденсатором (виходом дефлегматора) — $\Delta t_{W(K)} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\Delta t_{W(D)} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$);
 г) перепад температур між випарником і джерелом холоду — $\Delta t_o = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;
 д) перепад температур між слабким і сильним ВАР на “холодному” кінці регенеративного теплообмінника розчинів — $\Delta t_{TO} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;
 е) перегрів пару аміаку в регенеративному теплообміннику — $\Delta t_{PTO} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;

Для визначення термодинамічних і теплофізичних властивостей ВАР використовували довідкові дані [8].

Змінними даними були:

- а) температура гріючого середовища — t_h ;
 б) температура оточуючого середовища — t_w ;
 в) температура об'єкта охолодження — t_{ob} .

В усіх випадках визначались термодинамічні параметри і склад робочого тіла в характерних точках циклу АВХМ:

- а) температура конденсації аміаку

$$t_K = t_W + \Delta t_{W(K)}; \quad (5)$$

- б) температура кипіння аміаку

$$t_o = t_{id} + \Delta t_f; \quad (6)$$

- в) вищий тиск в системі (в генераторі, ректифікаторі, дефлегматорі, конденсаторі)

$$t_K = f_1(t_K); \quad (7)$$

- г) нижчий тиск в системі (в випарнику і абсорбері)

$$P_o = f_2(t_o); \quad (8)$$

- д) температура слабого ВАР на виході генератора

$$t''_{\tilde{n}\tilde{e}(G)} = t_h + \Delta t_h; \quad (9)$$

- е) масова частка аміаку в слабкому ВАР на виході генератора

$$\xi'_{\tilde{n}\tilde{e}} = f_3(t''_{\tilde{n}\tilde{e}(G)}, P_K); \quad (10)$$

- ж) температура сильного ВАР на виході абсорбера

$$t''_{\tilde{e}\tilde{d}(A)} = t_w + \Delta t_{W(A)}; \quad (11)$$

- з) масова частка аміаку в сильному ВАР на виході абсорбера

$$\xi'_{\tilde{e}\tilde{d}} = f_4(t''_{\tilde{e}\tilde{d}(A)}, P_o); \quad (12)$$

- и) масова частка аміаку в паровій суміші на виході генератора – вході дефлегматора

$$\xi'_{G-D} = f_5(t''_{\tilde{n}\tilde{e}(G)}, P_K). \quad (13)$$

Основним показником роботоздатності АВХМ була кратність циркуляції ВАР

$$f = \frac{\xi_D - \xi_{\tilde{n}\tilde{e}}}{\xi_{\tilde{e}\tilde{d}} - \xi_{\tilde{n}\tilde{e}}}, \quad (14)$$

де ξ_D , ξ_{cl} , ξ_{sp} — масова доля аміаку в паровій суміші, яка поступає на вхід дефлегматора, слабого ВАР на виході генератора, сильного ВАР на вході в генератор, відповідно.

Алгоритм пошуку робочих режимів АВХМ полягав в наступному.

На першому етапі задавались температури об'єкта охолодження $t_o =$ мінус $30 \text{ }^\circ\text{C}$; мінус $15 \text{ }^\circ\text{C}$; мінус $5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для кожного значення t_o проводився розрахунок з фіксованим значенням t_w із діапазоном $25 \dots 43 \text{ }^\circ\text{C}$ з кроком в $1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для заданих значень t_o і t_w проводився розрахунок кратності циркуляції по рівнянню (5) з змінним t_h з кроком в $1 \text{ }^\circ\text{C}$.

У випадку, якщо $f > 0$ робили висновок, що режим роботи АВХМ може бути реалізований, а в зворотному випадку, коли $f < 0$ — режим роботи не існує.

Результати розрахунків приведенного алгоритму подані на рис. 2.

Одержані залежності являють собою мінімально необхідні значення температур гріючого середовища для умов роботи реальних АВХМ.

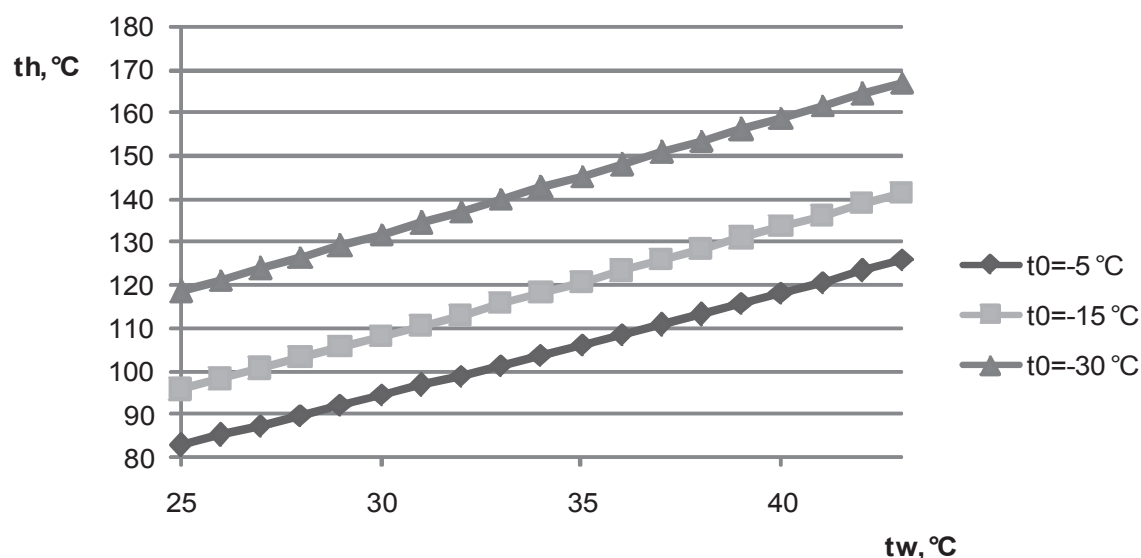


Рис. 2 – Результати розрахунку мінімальної температури гріючого джерела (t_h) в залежності від температур об'єкта охолодження (t_0) і охолоджуючого середовища (t_w)

Аналіз цих результатів показує, що АВХМ в системі з сонячним колектором на воді в якості теплоносія може знайти використання тільки в системах кондиціонування повітря при температурі охолоджуючого середовища не вище 36...37 $^\circ\text{C}$.

Для роботи в системах охолодження з температурами до мінус 30 $^\circ\text{C}$ необхідна температура гріючого середовища 140...150 $^\circ\text{C}$.

Висновки

1. Розроблений оригінальний алгоритм пошуку мінімально необхідної температури гріючого середовища в залежності від температур об'єкта охолодження і охолоджуючого середовища для реальної АВХМ.

2. Сформульовані рекомендації для використання реальних АВХМ в комбінації з сонячними колекторами.

3. В подальших дослідженнях АВХМ, які працюють з низькопотенціальними джерелами теплової енергії, потрібно знайти області робочих параметрів з максимальною енергетичною ефективністю холодильного циклу.

Література

1. Бараненко А.В. Состояние перспективы развития холодильной отрасли в России / А.В. Бараненко, Г.А. Белозеров, О.М. Таганцев и др. // Холодильная техника. – 2009. – №3. – С. 20-24.
2. Бадилькес И.С. Абсорбционные холодильные машины / И.С. Бадилькес, Р.Л. Данилов. – М.: Пищевая пром-сть, 1966. – 356 с.
3. Коханський А.І. Перспективи застосування на морських судах абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) / А.І. Коханський, Г.М. Редунов, О.С. Тітлов // Наукові праці ОНАХТ/ Мін. Освіти України. – Одеса: 2009. – Вип.35. – т.1. – С. 132-136.
4. Kim D.S., Infatute Ferreira C.A. Air-cooled solar absorption air conditioning // Final report. Novem contract BSE – NEO 0268-02-03-0008. Delft university of technology, 2005. – 230 p.
5. Бамбушек Е.М. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Е.М. Бамбушек, Н.Н. Бухарин, Е.Д. Герасимов и др. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.
6. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
7. Sathyabhama A., Ashok Babu T.P. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system // Thermal science. – 2008. – Vol.12. – №3. – pp. 45-53.
8. Богданов С.Н. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник / С.Н. Богданов, О.П. Иванов, А.В. Куприянова // Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.