

Когенерационные системы на основе ВЭР в производстве минеральных удобрений

Шелгинский А. Я., доктор. техн. наук, Маленков А. С.

НИУ “МЭИ”, Москва

Показана перспективность использования абсорбционных холодильных машин в производстве минеральных удобрений для систем теплохладоснабжения на основе использования тепловых ВЭР технологий. Существенно сокращается потребление ТЭР по сравнению с применением парокompрессионных холодильных машин в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Разработана математическая модель и алгоритм расчета системы теплохладоснабжения.

Ключевые слова: абсорбционная и парокompрессионная холодильные машины, производство аммофоса, теплота химической реакции, тепловые ВЭР, математическая модель, алгоритм расчета, технико-экономические показатели.

Производство минеральных удобрений является одним из самых энергоемких. Вместе с тем в отрасли многие технологические процессы осуществляются со значительным выделением теплоты химических реакций. Для поддержания необходимых температурных режимов теплота химических реакций обычно выводится в атмосферу. Поэтому перспективно использование вторичной теплоты (ВЭР) в системах теплохладоснабжения предприятия. Решение этой задачи рассмотрим на примере производства аммофоса ($\text{NH}_4\text{H}_2\text{PO}_4$) — универсального удобрения, широко применяемого в сельском хозяйстве

для различных почв, а также в качестве компонента смешанных и сложносмешанных удобрений.

На рис. 1 приведена принципиальная схема производства аммофоса. Фосфорную и серную кислоты подают из хранилища в нейтрализатор, где они нейтрализуются газообразным аммиаком (первая стадия), а затем направляются в аммонизатор-гранулятор (вторая стадия). На этих стадиях технологического процесса выделяется значительное количество теплоты химических реакций. Сушка гранул аммофоса осуществляется в сушильном барабане газовоздушной смесью,

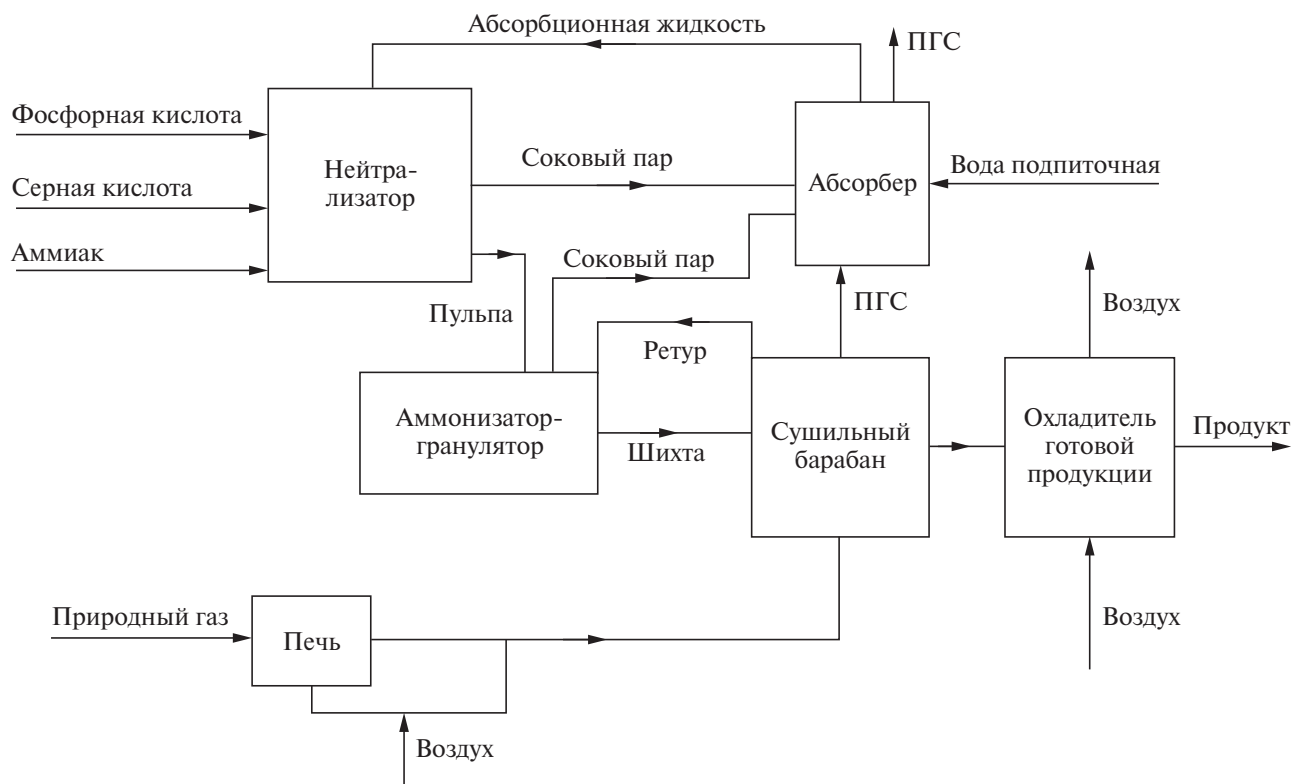


Рис. 1. Принципиальная схема производства аммофоса

Таблица 1

Поток	Выходные параметры теплоносителя		
	Расход, кг/ч	Температура t , °С	Тепловой поток, кВт
Соковый пар из нейтрализатора	3564	98	2179
Соковый пар из аммонизатора-гранулятора	3600	98	2201
ПГС из сушильного барабана	123 960	130	1800

образующейся путем разбавления топочных газов атмосферным воздухом. После сушильного барабана гранулы аммофоса поступают в охладитель готовой продукции, где охлаждаются атмосферным воздухом до необходимой температуры. Соковый пар после нейтрализации, аммонизации, грануляции и парогазовая смесь (ПГС) после сушильного барабана направляются в систему абсорбции. В табл. 1 приведены материальные и тепловые потоки с этими теплоносителями. Их можно использовать в предлагаемой системе, схема которой представлена в [1]. При этом рассматриваются теплота конденсации сокового пара при температуре 98 °С без переохлаждения конденсата и тепловой поток ПГС при охлаждении смеси до 98 °С.

Из табл. 1 следует, что поток теплоты (суммарно около 6,18 МВт) при довольно высокой температуре поступает в систему абсорбции. Как известно, это приводит к повышению температуры и значительному ухудшению процесса абсорбции токсичных газов. В конечном итоге основное количество теплоты выбрасывается в окружающую среду с парогазовой смесью из абсорбера. Но этот поток теплоты (4,38 МВт теплоты сокового пара и 1,8 МВт ПГС) можно эффективно использовать. При этом надо учитывать, что материалы теплообменных аппаратов должны быть коррозионно-стойкими или с соответствующим тонкослойным антикоррозионным покрытием поверхностей теплообмена. Кроме того, ПГС после сушильного барабана содержит большое количество пыли, которая частично улавливается в циклонах. Поэтому требуется дальнейшая ее доочистка.

В холодный период года теплоту рассматриваемых ВЭР целесообразно использовать в системах теплоснабжения (отопление, вентиляция). В теплый период для систем вентиляции и кондиционирования воздуха требуется холод. В [1] представлена принципиальная схема теплохладопункта (ТХП) с абсорбцион-

ными холодильными машинами (АБХМ). Он позволяет обеспечивать теплотой и холодом потребителей на основе утилизации тепловых ВЭР.

Рассмотрим использование тепловых ВЭР в системах теплохладоснабжения на примере цеха по производству аммофоса, расположенного в Московском регионе. Исходные данные:

геометрические размеры помещения цеха — 100 × 80 × 8 м (длина, ширина, высота), объем помещения $V_{\text{пом}} = 64\,000\text{ м}^3$;

удельная отопительная характеристика здания $q_0 = 2,11 \cdot 10^{-4}\text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$;

кратность циркуляции воздуха (принята $n = 10$ в 1 ч для производственных помещений);

температура воздуха в рабочей зоне $t_p = 21\text{ °С}$;

температура приточного воздуха $t_{\text{пр}} = 18\text{ °С}$, относительная влажность $\varphi = 55\%$, энтальпия $h_{\text{п}}^{\text{в}} = 38\text{ кДж}/\text{кг}$;

для холодного периода расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = -28\text{ °С}$, энтальпия $h_{\text{н.в}}^{\text{п}} = -28\text{ кДж}/\text{кг}$;

для теплого периода $t_{\text{н}} = 22\text{ °С}$, $\varphi = 75\%$, $h_{\text{н.в}}^{\text{п}} = 54\text{ кДж}/\text{кг}$;

плотность воздуха принята $\rho_{\text{в}} = 1,2\text{ кг}/\text{м}^3$.

Параметры наружного воздуха приняты в соответствии со СНиП 2.04.05–91. Согласно принятым исходным данным часовой расход приточного воздуха $V_{\text{в}} = 640\,000\text{ м}^3/\text{ч}$.

Для холодного периода расчетная потребность в теплоте составляет:

для системы вентиляции

$$Q_{\text{р}}^{\text{тепл.вент}} = V_{\text{в}} \rho_{\text{в}} (h_{\text{п}}^{\text{в}} - h_{\text{н.в}}^{\text{п}}) / 3600 = \\ = 640\,000 \cdot 1,2(18 + 28) / 3600 = 9813\text{ кВт};$$

для системы отопления

$$Q_{\text{р}}^{\text{тепл.отопл}} = V_{\text{пом}} q_0 (t_{\text{п}} - t_{\text{н.в}}^{\text{п}}) = \\ = 64\,000 \cdot 2,11 \cdot 10^{-4} (21 + 28) = 662\text{ кВт}.$$

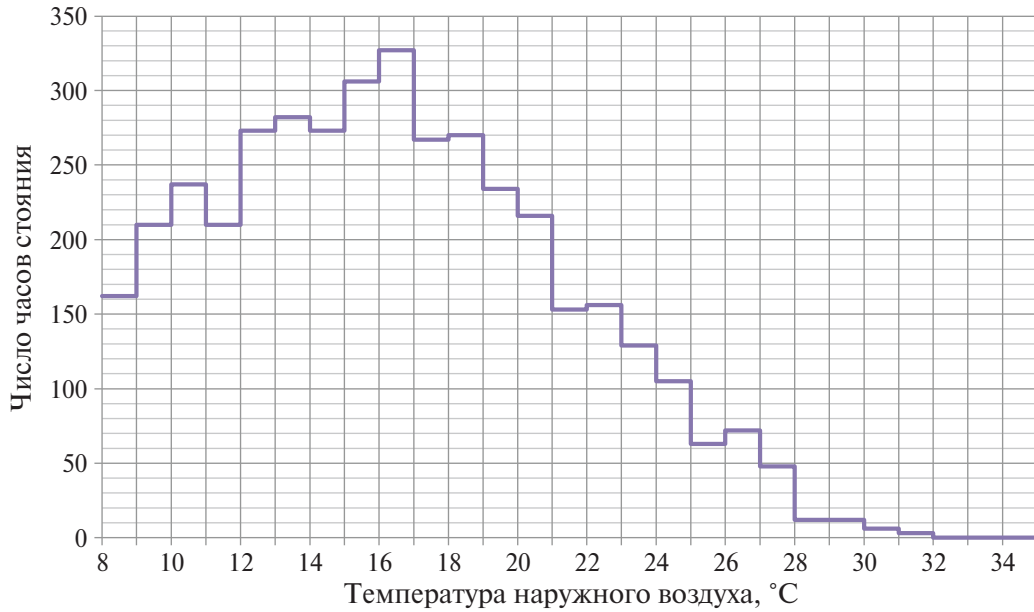


Рис. 2. Число часов стояния температур наружного воздуха в Москве в теплый период 2012 г.

Тепловая нагрузка за холодный период определяется в соответствии с [2] и составляет 77 900 ГДж. Использование только теплоты ВЭР производства в системах вентиляции помещения возможно с коэффициентом обеспеченности $\eta = 0,7$, под которым понимается отношение числа часов за рассматриваемый период, когда обеспечиваются климатические параметры внутри помещения в пределах допустимых норм, к числу часов всего рассматриваемого периода. Для более высокой степени обеспеченности необходимых климатических условий в помещении требуется дополнительное количество теплоты от внешнего источника.

Для **теплого периода** расчетная потребность в холоде для систем вентиляции составляет

$$Q_p^{\text{хол}} = V_{\text{в.р.в}} (h_{\text{н.в}}^{\text{п}} - h_{\text{п}}^{\text{в}}) / 3600 = \\ = 640\,000 \cdot 1,2(54 - 38) / 3600 = 3413 \text{ кВт.}$$

Определение холодильной нагрузки в течение летнего периода осуществляется с учетом числа часов стояния температур наружного воздуха выше 8°C . С этой целью проводилась обработка климатических данных метеостанции за 2012 г., расположенной в Москве на ВВЦ (рис. 2).

На основе полученных данных выполняется расчет холодильной нагрузки в зависимости от числа часов стояния температур наружного воздуха в теплый период года (рис. 3). Для учета влияния влагосодержания в наружном воздухе пересчет расчетной холодильной

нагрузки ведется через отношение разности энтальпий наружного и приточного воздуха в текущий момент к разности энтальпий наружного и приточного воздуха в расчетном режиме:

$$Q_x^i = Q_x^{\text{п}} \frac{h_{\text{н}}^i - h_{\text{п.в}}^{\text{п}}}{h_{\text{н.в}}^{\text{п}} - h_{\text{п.в}}^{\text{п}}},$$

где Q_x^i — холодильная нагрузка при заданной температуре наружного воздуха, кВт; $Q_x^{\text{п}}$ — расчетная холодильная нагрузка, кВт; $h_{\text{н}}^i$ — энтальпия наружного воздуха при заданной температуре наружного воздуха, кДж/кг; $h_{\text{п.в}}^{\text{п}}$ — энтальпия приточного воздуха, кДж/кг; $h_{\text{н.в}}^{\text{п}}$ — энтальпия наружного воздуха в расчетном режиме, кДж/кг.

Энтальпия воздуха рассчитывается с использованием следующих соотношений:

давление насыщения, Па, соответствующее i -й температуре наружного воздуха,

$$p_s^i = 133,3 \exp \left(18,6 - \frac{3992}{t_{\text{н}}^i + 233,8} \right);$$

влагосодержание, кг/кг сухого воздуха, соответствующее i -й температуре наружного воздуха,

$$d_{\text{н}}^i = 0,622 \frac{\frac{\varphi_{\text{н}}}{100} p_s^i}{p_{\text{атм}} - \frac{\varphi_{\text{н}}}{100} p_s^i},$$

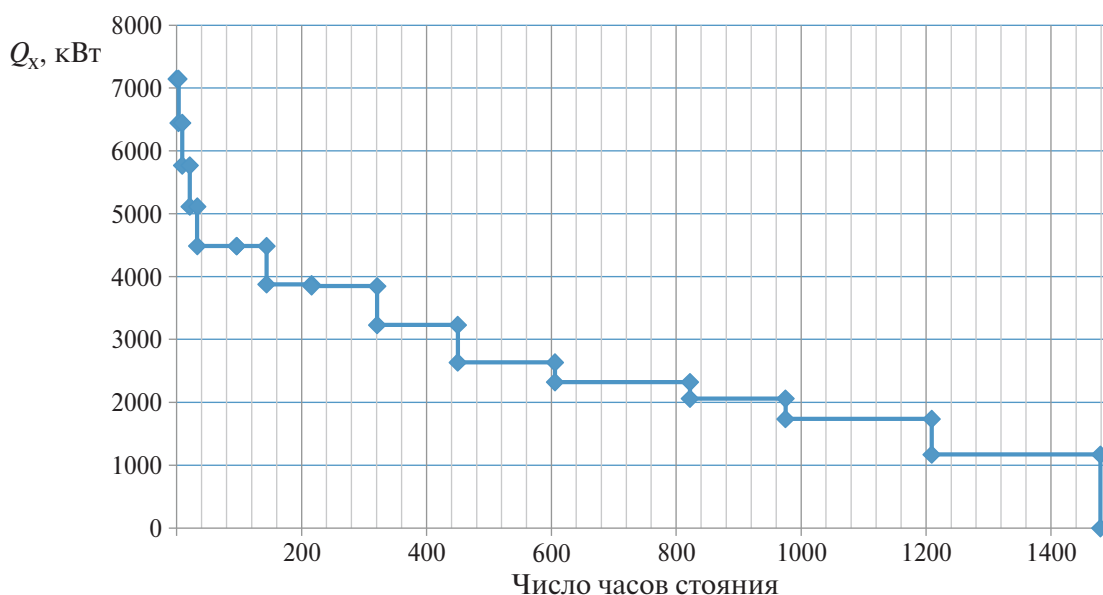


Рис. 3. График холодильной нагрузки для рассматриваемого объекта в теплый период

где $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление, принятое равным 101 300 Па; $\varphi_{\text{н}}^i$ — средняя относительная влажность при i -й температуре наружного воздуха;

энтальпия, соответствующая i -й температуре наружного воздуха,

$$h_{\text{н}}^i = c_{\text{в}} t_{\text{н}}^i + d_{\text{н}}^i (r_0 + c_{\text{п}} t_{\text{н}}^i),$$

где $c_{\text{в}}$ и $c_{\text{п}}$ — удельные средние теплоемкости сухого воздуха и пара в интервале рабочих температур; r_0 — удельная теплота испарения воды в окрестностях температуры 0 °С; в расчете принимаются: $r_0 = 2500$ кДж/кг, $c_{\text{в}} = 1,005$ кДж/(кг · К), $c_{\text{п}} = 1,807$ кДж/(кг · К).

Из графика на рис. 3 следует, что если холодильная машина подбирается на расчетные параметры наружного воздуха согласно [2], то ее холодопроизводительность будет недостаточна в течение примерно 320 ч за рассматриваемый период, что соответствует коэффициенту обеспеченности $\eta = 0,73$. При $\eta = 0,98$ расчетную энтальпию наружного воздуха $h_{\text{н.в}}^{\text{р}}$ следует принимать равной 59 кДж/кг. Тогда расчетная нагрузка в холоде $Q_{\text{р}}^{\text{хол}} = 4,5$ МВт. Годовая потребность в холоде — 3740 МВт · ч/год.

Холодильная мощность АБХМ, использующей тепловые ВЭР, определяется через холодильный коэффициент известных АБХМ. Для температурных уровней рассматриваемых тепловых ВЭР холодильный коэффициент водоаммиачных АБХМ составляет около 0,65, бромистолитиевых АБХМ — 0,75. Таким образом, в данном производстве при использо-

вании водоаммиачных машин максимальная холодопроизводительность равна примерно 4,0 МВт, а бромистолитиевых — 4,6 МВт. Из этого следует, что в производстве аммофоса на основе бромистолитиевых АБХМ можно полностью обеспечивать необходимую холодильную нагрузку при коэффициенте обеспеченности $\eta = 0,98$.

Основной сложностью расчета ТХП, представленного в [1], является определение энергетических показателей АБХМ при разных режимах работы в различных узловых точках цикла. Для решения этой задачи составляется полное математическое описание циклов бромистолитиевой и водоаммиачной АБХМ. Математические модели основываются на расчете параметров узловых точек выбранных циклов. Исходные данные для расчета: температуры греющего и охлаждающего источников и температура получаемого холода. На основе эвристических правил задаются конечные разности температур во всех теплообменных аппаратах. Расчет ведется с использованием уравнений состояния рабочих веществ. Для расчета свойств раствора бромистого лития используются соотношения, представленные в [3]:

давление водяных паров над раствором бромистого лития в зависимости от концентрации и температуры

$$p = \exp\left(\frac{d_1}{y_s} + d_2 + d_3 y_s - 11,4878 \ln T\right);$$

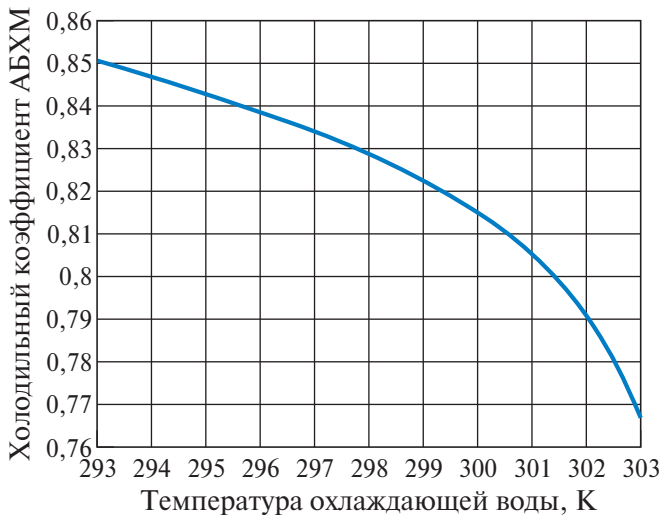


Рис. 4. Зависимость холодильного коэффициента одноступенчатой бромистолитиевой АБХМ от температуры воды, охлаждающей конденсатор

$$d_i = \sum_{k=0}^7 a_{ik} \xi^k;$$

$$y_s = T/1000,$$

где ξ — концентрация раствора, кг/кг; T — температура, К;

энтальпия, кДж/кг, жидкой фазы в зависимости от концентрации и температуры

$$i_F = 4,1868 \sum_{l=0}^2 \left(\sum_{k=0}^6 b_{lk} \xi^k \right) T^l;$$

энтальпия паровой фазы в зависимости от давления и концентрации

$$i_F = 4,1868 \sum_{l=0}^2 \left(\sum_{k=0}^4 c_{lk} \xi^k \right) x^l,$$

где $x = (7518,8p + 10)^{0,1}$.

Используя уравнения состояния смесей, определяем параметры теоретического цикла. Для приближения к циклам реальных машин принимаем следующие допущения [4]:

1) для бромистолитиевых АБХМ: пренебрегаем гидравлическими сопротивлениями прохождению пара между генератором и конденсатором и принимаем давление кипения раствора равным давлению конденсации пара; гидравлическое сопротивление прохождению пара между испарителем и абсорбером должно быть учтено при расчете давления пара в абсорбере; по опытным данным, в машинах промышленных типов суммарное гидравлическое сопротивление достигает 0,133 кПа; действительная концентрация крепкого рас-

твора на выходе из генератора ξ_{Γ} ниже теоретического значения на величину недо-выпаривания $\Delta\xi_{\Gamma}$; действительная концентрация слабого раствора в абсорбере ξ_a выше теоретического значения концентрации на величину недонасыщения раствора $\Delta\xi_a$; по опытным данным, в генераторах затопленного типа промышленных машин $\Delta\xi_a$ изменяется в зависимости от параметров работы в пределах 2,5 – 3,5 %, а в пленочных генераторах — от 0,5 до 2,5 %;

2) для водоаммиачных АБХМ: потери давления в трубопроводах между генератором и конденсатором и между испарителем и абсорбером принимаются соответственно: $\Delta p_{\kappa} = 0,029$ МПа и $\Delta p_a = 0,0392$ МПа; с учетом неравновесного состояния раствора на выходе из абсорбера вследствие конечного значения поверхности теплообмена и конечного значения времени контакта пара и жидкости принимается недонасыщение раствора в абсорбере $\Delta\xi_{\Gamma} = 2$ %, а недовыпаривание раствора в генераторе — $\Delta\xi_a = 0,1$ %.

На основе созданной математической модели определяются зависимости основных параметров работы АБХМ от внешних факторов: изменения температуры охлаждающего источника во времени, недорекуперации теплоты внутри цикла, влияния основных потерь на эффективность работы машины и др.

В качестве примера на рис. 4 приведена зависимость холодильного коэффициента бромистолитиевой машины от температуры воды, охлаждающей конденсатор.

Как уже отмечалось, необходимое количество холода составляет 3740 МВт · ч/год. Для сравнения парокомпрессионных (ПКХМ) и абсорбционных холодильных машин определяются их затраты энергоресурсов. Основным потребляемым энергоносителем является электроэнергия. Поэтому для рассматриваемых вариантов рассчитываются затраты электроэнергии на выработку необходимого количества холода за год. С учетом характеристик известных АБХМ и расчетной холодопроизводительности 4,5 МВт для расчета принимаются: холодильный коэффициент ПКХМ — 3,3 (соответственно мощность компрессора $N = 1364$ кВт), расход электроэнергии на собственные нужды ПКХМ — 45 кВт (затраты на прокачку охлаждающей конденсатор воды через градирню), расход электроэнергии на собственные нужды водоаммиачных АБХМ — 112,5 кВт, бромистолитиевых АБХМ — 100 кВт. Затраты электроэнергии на собственные нужды водоаммиачных машин не-

Таблица 2

Тип холодильной машины	Затраты электроэнергии на выработку 1 кВт · ч холода	
	часовые, кВт · ч	за теплый период, МВт · ч
ПКХМ	0,313	1170
Водоаммиачные АБХМ	0,025	93,5
Бромистолитиевые АБХМ	0,022	82,3

сколько больше, чем бромистолитиевых из-за меньшего холодильного коэффициента. В целом затраты электроэнергии на собственные нужды абсорбционных машин (при параллельной подаче охлаждающей воды в конденсатор и абсорбер) существенно больше, чем парокомпрессионных. Это связано с тем, что теплота в цикле отводится не только от конденсатора, но и от абсорбера, что наглядно подтверждается уравнением теплового баланса АБХМ:

$$q_{\Gamma} + q_0 = q_a + q_k$$

или

$$q_0 / \varepsilon + q_0 = q_a + q_k,$$

где q_{Γ} — теплота, подводимая к генератору АБХМ, кВт; q_0 — теплота, подводимая к испарителю АБХМ, кВт; q_a — теплота, отводимая от абсорбера АБХМ, кВт; q_k — теплота, отводимая от конденсатора АБХМ, кВт; ε — холодильный коэффициент.

Чем меньше холодильный коэффициент, тем больше теплоты нужно отводить от абсорбера и конденсатора при той же холодопроизводительности. В табл. 2 приведены суммарные затраты электроэнергии на производство 1 кВт · ч холода для машин разных типов.

Выводы

1. Для разработки систем хладоснабжения в теплый период года с заданным коэффициентом обеспеченности требуемых климатических условий в помещении расчетные параметры наружного воздуха необходимо определять из условий числа часов стояния конкретных температур и относительной влажности, которым

соответствуют определенные холодильные нагрузки.

2. Затраты электроэнергии при производстве холода в ПКХМ значительно превосходят ее затраты в АБХМ, использующих теплоту ВЭР.

3. Бромистолитиевые АБХМ по энергоэффективности в рассматриваемых диапазонах температур несколько превосходят водоаммиачные.

4. При эффективном использовании тепловых ВЭР в системе вентиляции рассматриваемого производства экономия энергоресурсов за отопительный период составляет около 2100 т условного топлива по сравнению с вариантом теплоснабжения от внешнего источника (котельной).

5. За теплый период года экономия энергоресурсов составляет около 375 т условного топлива по сравнению с вариантом хладоснабжения от ПКХМ.

Список литературы

1. Маленков А. С., Шелгинский А. Я. Анализ эффективности использования абсорбционных холодильных машин в системах теплохладоснабжения предприятий. — Промышленная энергетика, 2013, № 6.
2. СНиП 2.04.05–91* Отопление, вентиляция и кондиционирование / Минстрой России. — М.: ГП ЦПП, 1994.
3. Заторский А. А., Шмуйлов Н. Г. Уравнения для определения термодинамических свойств водного раствора бромистого лития. — Холодильная техника, 1986, № 4.
4. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 1. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ: Учеб. пособ. / Л. С. Тимофеевский, В. И. Пикарев, Н. Н. Бухарин и др. — СПб.: СПбГУНиПТ, 2006.

malenkov.as.ya.ru@yandex.ru