

ISSN 0033-1155

ПРОМЫШЛЕННАЯ ЭНЕРГЕТИКА

INDUSTRIAL POWER ENGINEERING

2017





ПРОМЫШЛЕННАЯ Энергетика

Ежемесячный производственно-технический журнал

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНЭНЕРГО РОССИИ, ОАО "ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЕТЕВАЯ КОМПАНИЯ ЕЭС",
КОРПОРАЦИЯ "ЕДИНЫЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС", НТФ "ЭНЕРГОПРОГРЕСС",
НЕКОММЕРЧЕСКОЕ ПАРТНЕРСТВО
"НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ СОВЕТ ЕДИНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ"

7

Июль
2014

Издается с августа 1944 года

Москва, НТФ "Энергопрогресс"

СОДЕРЖАНИЕ

Экономия энергетических ресурсов

Гришан А. А. Оценка некоторых параметров целевых муниципальных программ энергосбережения в Приморском крае

Проекты и исследования

Коваленко Ю. П., Петушкив М. Ю., Пальчиков А. С., Чернышев Г. В. Прогноз суточного графика поставки электроэнергии консолидированному городскому потребителю

Соловьев Д. Б., Петров Е. Е. Измерительный преобразователь тока обратной последовательности для систем релейной защиты с высоким содержанием высших гармоник в защищаемой цепи

Быстров А. В., Хевсурини И. М. Выбор системы заземления экранов при расчете сечения кабелей 6 – 500 кВ

Сынтульский С. С. К вопросу об оценке интеллектуальных сетей

Ротов П. В., Орлов М. Е., Шарапов В. И., Сивухин А. А. Повышение эффективности работы централизованных систем теплоснабжения за счет применения теплонасосных установок

Шелгинский А. Я., Маленков А. С. Когенерационные системы на основе ВЭР в производстве минеральных удобрений

Эксплуатация, монтаж и наладка

Михайленко В. С. Инновационный подход к модернизации систем управления технологическими процессами энергоблоков ТЭС

38

Половников М. С., Ухов В. И. Опыт развития резервированных систем телемеханики на примере ЦППС "Систел"

43

Манилов А. М., Мельник Д. А., Сиваченко О. В. Дифференциальная защита обратной последовательности трансформатора

48

Электробезопасность

Харечко Ю. В. Анализ понятия "электрическая безопасность"

51

Охрана окружающей среды

Буренин В. В., Сова А. Н., Кириллов Н. П., Маринко А. Н., Сутугин А. Н. Новые гидравлические фильтры, установки и устройства для очистки сточных вод предприятий теплоэнергетики

54

Информация ВТИ

Технология упрочнения и восстановления рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин тепловых и атомных электростанций без разлопачивания

61

Гамазин Станислав Иванович 3-я стр.
обложки

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 парокомпрессионных холодильных машин в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Разработана математическая модель и алгоритм расчета системы теплохладоснабжения.

Ключевые слова: абсорбционная и парокомпрессионная 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.

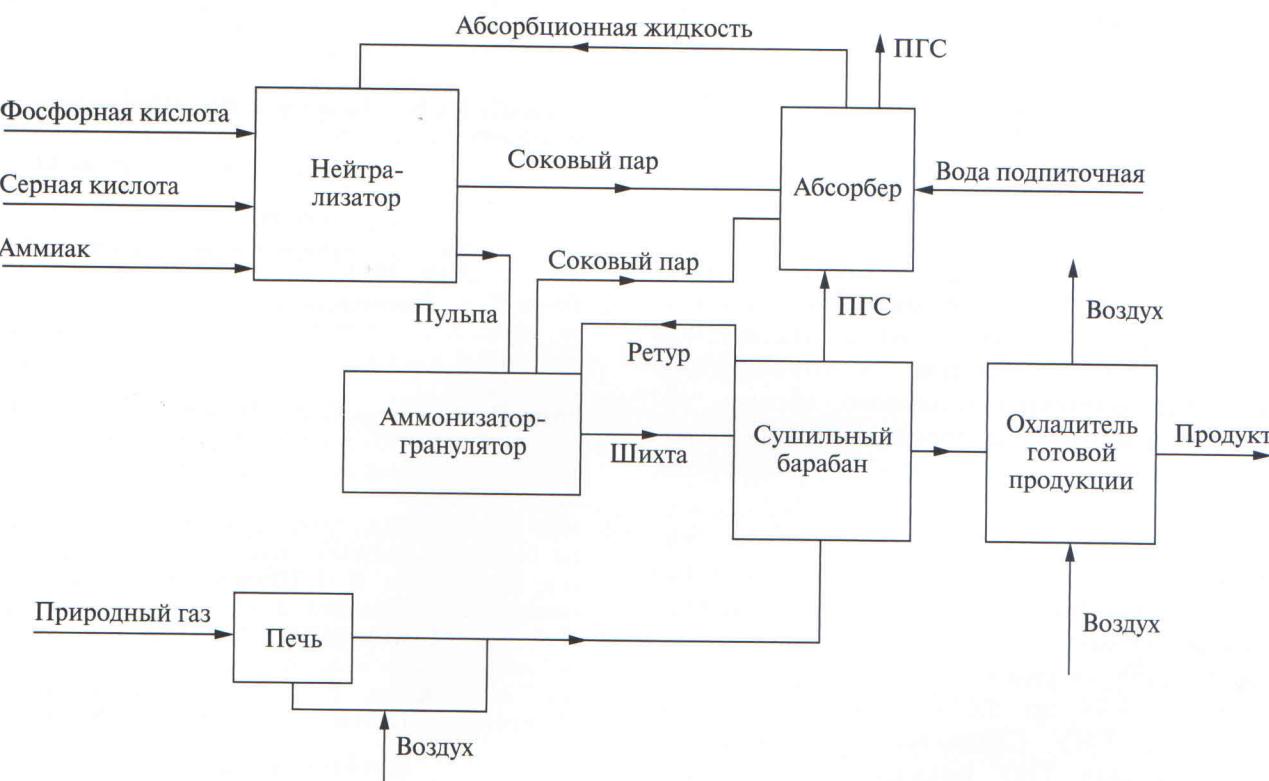


Рис. 1. Принципиальная схема производства аммофоса

Таблица 1

Поток	Выходные параметры теплоносителя		
	Расход, кг/ч	Температура $t, ^\circ\text{C}$	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 °C без переохлаждения конденсата и тепловой поток ПГС при охлаждении смеси до 98 °C.

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 холода. В [1] представлена принципиальная схема теплохладопункта (ТХП) с абсорбцион-

ными холодильными машинами (АБХМ). Он позволяет обеспечивать теплотой и холода 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 $t_p = 21^\circ\text{C}$;

температура приточного воздуха $t_{\text{пр}} = 18^\circ\text{C}$, относительная влажность $\varphi = 55\%$, энталпия $h_{\text{п}}^{\text{B}} = 38 \text{ кДж/кг}$;

для холодного периода расчетная температура наружного воздуха $t_h = -28^\circ\text{C}$, энталпия $h_{\text{H.B}}^{\text{P}} = -28 \text{ кДж/кг}$;

для теплого периода $t_h = 22^\circ\text{C}$, $\varphi = 75\%$, $h_{\text{H.B}}^{\text{P}} = 54 \text{ кДж/кг}$;

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

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 теплете составляет:

для системы вентиляции

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

для системы отопления

$$Q_{\text{p}}^{\text{тепл.отопл}} = V_{\text{пом}} q_0 (t_p - t_{\text{H.B}}^{\text{P}}) = \\ = 64 000 \cdot 2,11 \cdot 10^{-4} (21 + 28) = 662 \text{ кВт}.$$

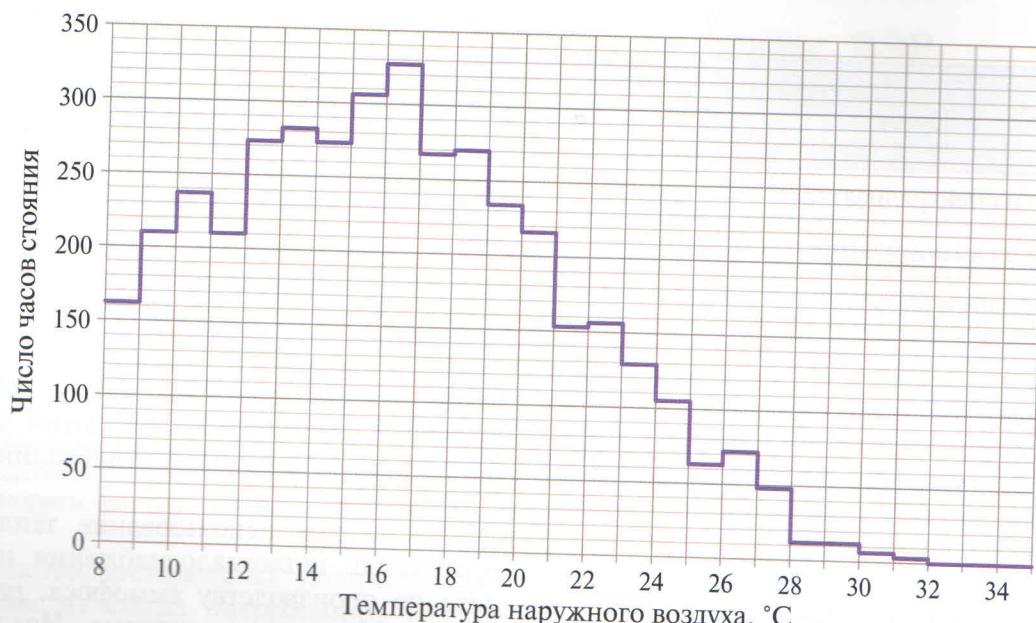


Рис. 2. Число часов стояния температур наружного воздуха в Москве в теплый период 2012 г.

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

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

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 энталпий наружного и приточного воздуха в текущий момент к разности энталпий наружного и приточного воздуха в расчетном режиме:

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

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

Энталпия 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,

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

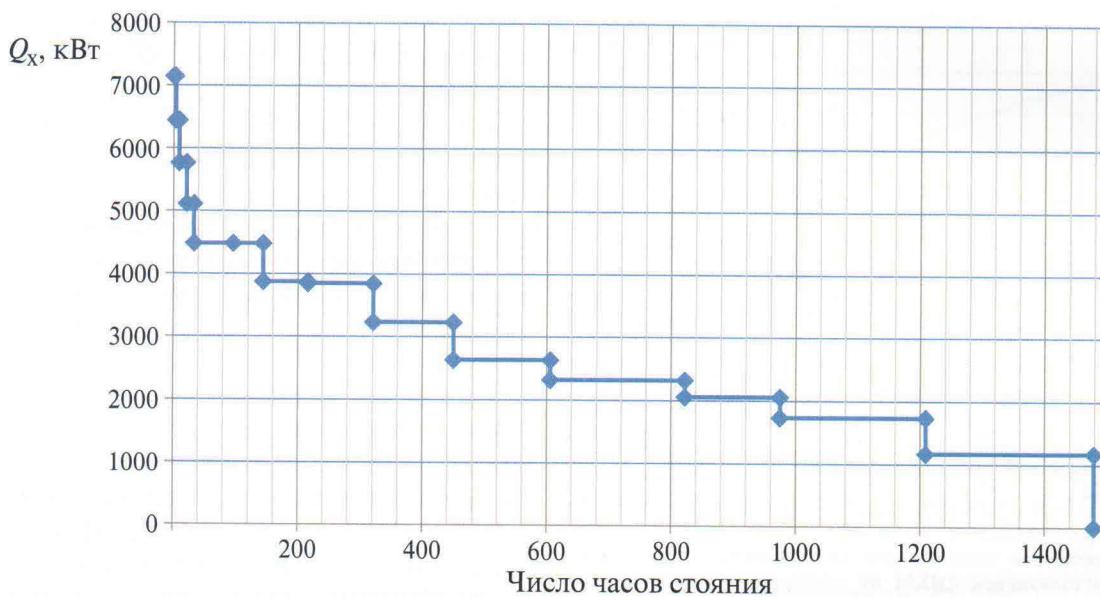


Рис. 3. График холодильной нагрузки для рассматриваемого объекта в теплый период

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

энталпия, 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 °C; в расчете принимаются: $r_0 = 2500 \text{ кДж/кг}$, $c_{\text{в}} = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$, $c_{\text{п}} = 1,807 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$.

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 энталпию наружного воздуха $h_{\text{н},\text{в}}^p$ следует принимать равной 59 кДж/кг. Тогда расчетная нагрузка в холоде $Q_{\text{р}}^{\text{хол}} = 4,5 \text{ МВт}$. Годовая потребность в холоде — 3740 МВт · ч/год.

Холодильная мощность АБХМ, использующий 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

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

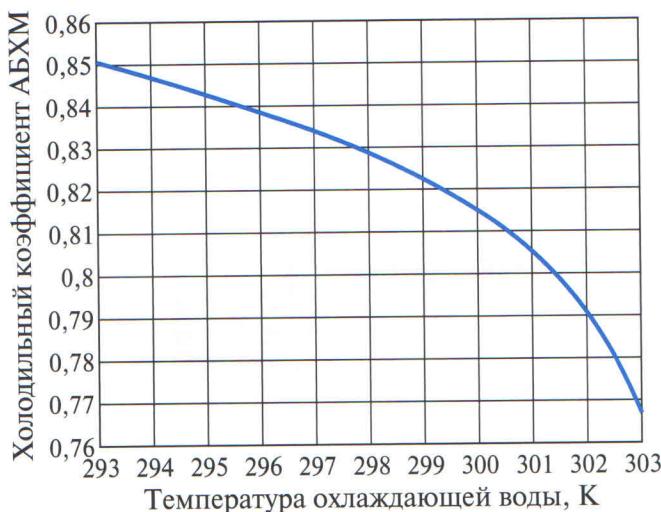


Рис. 4. Зависимость холодильного коэффициента одноступенчатой бромистолитиевой АБХМ от температуры воды, охлаждающей конденсатор

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

$$y_s = T/1000,$$

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

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

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

энталпия 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 абсорбере 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_g ниже теоретического значения на величину недовыпаривания $\Delta\xi_g$; 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 абсорбере принимаются соответственно: $\Delta p_k = 0,029$ 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 $\Delta\xi_g = 2\%$, 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:

$$q_r + q_0 = q_a + q_k$$

или

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

где q_r — 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. Пекарев, Н. Н. Бухарин и др. — СПб.: СПбГУНПТ, 2006.

malenkov.as.ya.ru@yandex.ru

CONTENT

	SAVING ENERGY RESOURCES		
Grishan A. A.	Assessment of some parameters of target energy efficiency municipal programs in the Primorye Territory	43	
PROJECTS AND RESEARCH			
Kovalenko Yu. P., Petushkov M. Yu., Pal'chikov A. S., Chernyshev G. V.	Daily schedule of power supply to consolidated urban consumer	48	
Solov'ev D. B., Petrov E. E.	Measuring negative-sequence current transducer for relay protection systems with high content of ultraharmonics in a protected circuit	51	
Bystrov A. V., Khevsuriani I. M.	Choice of the screen grounding system in calculation of 6 – 500 kV cable cross size	14	
Syntul'skii S. S.	On the assessing of intelligent networks	19	
Rotov P. V., Orlov M. E., Sharapov V. I., Sivukhin A. A.	Improving the efficiency of district heating systems through the use of heat pump systems	24	
Shelginskii A. Ya., Malenkov A. S.	RES based cogeneration systems in production of mineral fertilizers	27	
OPERATION, INSTALLATION AND ADJUSTMENT			
Mikhailenko V. S.	Innovative approach to modernization of the process control systems of thermal power units	32	
38			
ELECTRICAL SAFETY			
Kharechko Yu. V.		The analysis of the concept "electrical safety"	51
ENVIRONMENTAL SAFETY			
Burenin V. V., Sova A. N., Kirillov N. P., Marin-ko A. N., Sutugin A. N.		Novel hydraulic filters, installations and equipment for waste water treatment at the enterprises of thermal power engineering	54
VTI INFORMATION			
Technology of hardening and recovery of working blades of the final stages of the steam turbines of thermal and nuclear power plants without dismantling		61	
Gamazin Stanislav Ivanovich		3rd p. of a cover	

Главный редактор С. А. ЦЫРУК

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Б. Н. Абрамович, Ю. В. Балабан-Ирменин, М. Я. Басалыгин, Г. Л. Багиев, И. В. Белоусенко,
В. В. Вахнина, В. А. Востросаблина, А. В. Волков, И. Д. Грачев, Н. Ф. Джагаров (Болгария),
В. С. Копырин, Б. И. Кудрин (зам. гл. редактора по электроэнергетике), С. А. Михайлов,
Л. А. Новелла (зам. гл. редактора), Г. Б. Онищенко, В. Н. Остриров,
Я. Пихоцки (Польша), С. К. Попов (зам. гл. редактора по теплоэнергетике),
И. А. Тертерян (ответственный секретарь), Л. Е. Федоров, Э. Харцевльд (Германия)

Научный редактор В. В. Ивакин

Литературный редактор А. Д. Белкова

Редактор-организатор Е. Н. Касьянова

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

Перепечатка, копирование материалов, опубликованных в журнале "Промышленная энергетика",
допускаются только с разрешения редакции

Адрес редакции: 115280, Москва, 3-й Автозаводский проезд, д. 4, корпус 1.
Тел/факс: (495) 234-74-49, тел.: 234-74-18, 234-74-20.
[Http://www.promen.energy-journals.ru](http://www.promen.energy-journals.ru) E-mail: prom_energy@rambler.ru

Сдано в набор 12.05.2014. Подписано в печать 2.07.2014. Формат 60 × 84 1/8. Печ. л. 7,0.
Тираж 2500 экз. Цена — свободная. Заказ ПЭ07/14

НТФ "Энергопрогресс", 109044, Москва, Воронцовский пер., д. 2

Оригинал-макет выполнен в издательстве "ФОЛИУМ"
127411, Москва, Дмитровское ш., 157, тел.: (499) 258-08-28. E-mail: info@folium.ru

Типография издательского дома "ФОЛИУМ"