

А. А. Жердев, А. С. Колесников

**АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ПРИМЕНЕНИЯ ХЛАДОНОСИТЕЛЕЙ
С ФАЗОВЫМ ПЕРЕХОДОМ В КАЧЕСТВЕ
ВТОРИЧНЫХ ХЛАДОНОСИТЕЛЕЙ**

Приведено сравнение систем холодоснабжения с контуром вторичного хладоносителя на основе однофазного и двухфазного хладоносителей в общем случае. Проанализированы энергозатраты на обеспечение процесса охлаждения в каждом из вариантов.

E-mail: kolesnikov@front.ru; zherdev@power.bmstu.ru

Ключевые слова: вторичный хладоноситель, бинарный лед, энергозатраты.

В последние годы в связи с приоритетом энергосберегающих и экологически безопасных технологий в холодильной отрасли все больше внимания уделяется хладоносителям с фазовым переходом, известным под названиями “бинарный лед”, “айс-сларри”, “ледяная шуга” и т.п. Такие хладоносители представляют собой суспензию микроскопических (50...450 мкм) частиц льда в жидкости и действительно имеют ряд привлекательных свойств: благодаря аккумулируемой теплоте фазового перехода способность бинарного льда к переносу теплоты значительно выше, чем у жидких хладоносителей. Кроме того, бинарный лед обладает высокими теплообменными характеристиками, экологически безопасен и безвреден для пищевой продукции (при производстве из морской воды и растворов солей).

Теоретически хладоносители с фазовым переходом способны заменить жидкости во всех областях холодильной техники, однако на сегодняшний день наибольшее распространение получили лишь приложения, связанные с определенными особенностями бинарного льда. Так, свежельовленные рыба и морепродукты, охлажденные произведенным тут же из морской воды бинарным льдом, благодаря его способности полностью обволакивать и интенсивно охлаждать продукцию, значительно дольше сохраняют свои потребительские качества. Эффективна ледяная шуга для послеубойного охлаждения тушек птицы иммерсионным способом, для производства фарша, охлаждения иных мясных продуктов, фруктов и овощей. Использование в качестве аккумуляторов холода емкостей с бинарным льдом позволяет экономить на стоимости металлоемких льдоаккумуляторов, уменьшить габаритные размеры и массу льдохранилищ, энергозатраты на перекачку хладоносителя, избежать тепловых потерь при намерзании льда на трубках. На основе подобных льдохранилищ созданы энергоэффективные системы кондиционирования крупных зданий в США и Японии [1].

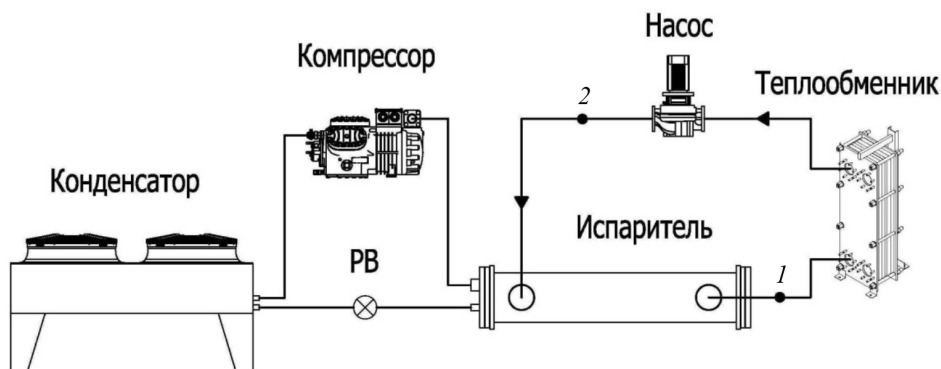


Рис. 1. Схема модели системы холодоснабжения с контуром жидкого хладоносителя

Интересен бинарный лед для гипотермии внутренних органов при хирургических операциях и оказании экстренной помощи, для производства искусственного снега в спортивных сооружениях и т.д. Однако использование хладоносителя с фазовым переходом взамен жидкого непосредственно в контурах систем коммерческого и промышленного холодоснабжения широкого распространения не получило. Это связано как с менее явной очевидностью преимуществ подобного решения, так и со слабой степенью исследования вопроса в целом. Авторами предлагается анализ энергетической эффективности применения бинарного льда по сравнению с жидкостью в системе холодоснабжения с контуром хладоносителя.

Описание модели. Для проведения анализа используется модель (рис. 1), содержащая контур холодильной машины, включая компрессор, конденсатор, расширительный вентиль и испаритель, и контур вторичного хладоносителя, в который входят насос хладоносителя и теплообменник потребителя.

В качестве теплообменника потребителя принят теплообменник пластинчатого типа, в качестве испарителя — теплообменник кожухотрубного типа. Хладагент — фреон R404a, температура кипения равна минус 8°C , конденсации -45°C . Хладоноситель — 20 %-ный водный раствор этиленгликоля. Температура хладоносителя на входе в теплообменник (точка 1, см. рис. 1) равна минус 3°C , разность температур хладоносителя $\Delta t_1 = 5\text{ K}$. Длина трубопроводов подачи и возврата хладоносителя составляет 20 м каждый.

Для оценки энергетической эффективности системы введем общий холодильный коэффициент, определяемый как количество теплоты, отводимое от потребителя через теплообменник, отнесенное к суммарным энергозатратам на обеспечение процесса охлаждения:

$$\varepsilon = \frac{Q}{N_{\text{к}} + N_{\text{н}}}, \quad (1)$$

где Q — нагрузка, отводимая от потребителя, кВт; N_k, N_n — потребляемая мощность холодильного компрессора и насоса перекачки хладоносителя соответственно, кВт.

Массовый расход хладоносителя определяем из уравнения теплового баланса теплообменника

$$G = \frac{Q}{C_p \Delta t}, \quad (2)$$

где C_p — теплоемкость хладоносителя при средней температуре нагрева жидкости, кДж/(кг·К); Δt — разность температур хладоносителя, К.

Потребляемая мощность насоса

$$N_n = \frac{\Delta P \cdot G}{\rho_2 \eta_n}, \quad (3)$$

где ΔP — суммарное гидросопротивление контура хладоносителя, кПа; ρ_2 — плотность хладоносителя на выходе из насоса (точка 2, см. рис. 1); η_n — КПД насоса, принятый равным 75 %.

Суммарное гидросопротивление контура складывается из потерь давления в трубопроводах подачи и возврата хладоносителя $\Delta P_1, \Delta P_2$, сопротивлений теплообменника ($\Delta P_{то}$) и испарителя ($\Delta P_{и}$):

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_{то} + \Delta P_{и}. \quad (4)$$

Потери давления в трубопроводах по уравнению Дарси–Вейсбаха

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{\rho_1 v^2}{2} \frac{L_1}{D_1}, \quad (5)$$

где λ_1 — коэффициент сопротивления прямого участка трубопровода; v_1 — скорость потока хладоносителя в трубопроводе, м/с (во избежание дополнительных потерь давления для всех режимов принято $v = 1$ м/с); L_1 и D_1 — длина и диаметр трубопровода, м.

Диаметр трубопровода

$$D_1 = \sqrt{\frac{4G}{\rho_1 \pi v}}. \quad (6)$$

Коэффициент сопротивления определяется в зависимости от значения критерия Рейнольдса по соотношениям:

$$\lambda_1 = \frac{64}{\text{Re}_1} \quad (7)$$

— для ламинарного режима течения;

$$\lambda_1 = \frac{0,3164}{\text{Re}_1^{0,25}} \quad (8)$$

— для турбулентного режима течения.

Потери давления в трубопроводе возврата хладоносителя ΔP_2 определяются аналогичным образом. Для расчета гидравлического сопротивления теплообменников необходимо знать их конструктивные особенности, поэтому величины $\Delta P_{то}$ и $\Delta P_{и}$ определялись по технической документации производителя теплообменников для условий модели (пластинчатые теплообменники и кожухотрубные испарители Alfa-Laval).

Мощность, потребляемая компрессором,

$$N_k = \frac{G_\phi l_s}{\eta_k} = \frac{G_x (i_{к.сж} - i_{н.сж})}{\eta_k}, \quad (9)$$

где G_ϕ – массовый расход фреона в холодильной машине, кг/с; l_s – удельная изоэнтропная работа сжатия в компрессоре, равная разности удельных энтальпий хладагента в начале $i_{н.сж}$ и конце $i_{к.сж}$ процесса сжатия, кДж/кг; η_k – КПД компрессора, принятый равным 85 %.

Массовый расход фреона

$$G_\phi = \frac{Q_x}{q_x} = \frac{Q_x}{i_{к.кип} - i_{н.кип}}, \quad (10)$$

где Q_x – холодопроизводительность холодильной машины; $q_x = i_{к.кип} - i_{н.кип}$ – разность энтальпий в начале и конце процесса кипения хладагента, кДж/кг. Необходимые значения энтальпий хладагента определяются путем построения цикла в диаграмме давление-энтальпия для фреона R404a.

Допустим, что работа, совершаемая насосом, без потерь передается хладоносителю в виде кинетической и тепловой энергий, тогда холодопроизводительность

$$Q_x = Q + N_n. \quad (11)$$

В случае использования хладоносителя с фазовым переходом в рассматриваемой схеме испаритель заменяется кристаллизатором бинарного льда скребкового типа (рис. 2). Кристаллизаторы скребкового типа являются наиболее распространенными и технологически развитыми на сегодняшний день в диапазоне значений холодопроизводительности до 500 кВт.

В целях сохранения температурного уровня потребителя неизменным в качестве раствора для производства бинарного льда применен 10 %-ный водный раствор этиленгликоля с температурой замерзания и, соответственно, температурой бинарного льда в точке 1 (см. рис. 2) минус 3,5 °С. Ледяная шуга ведет себя как ньютоновская жидкость и перекачивается по трубопроводам без затруднений при массовой концентрации частиц льда c , не превышающей 25...30 %. Примем концентрацию льда на выходе из кристаллизатора $c_1 = 0,25$. Рассмотрим

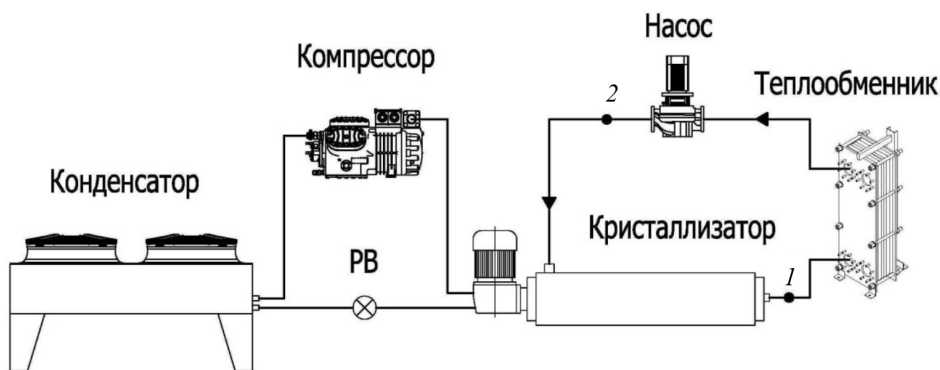


Рис. 2. Схема модели системы холодоснабжения с контуром хладоносителя с фазовым переходом

два случая: в первом — частицы льда полностью плавятся к моменту выхода из теплообменника потребителя ($c_2 = 0$), нагрева жидкости не происходит ($\Delta t' = 0$). Во втором случае после плавления происходит нагрев жидкости в теплообменнике до температуры 2°C , т.е. разность температур хладоносителя составляет $\Delta t'' = 5,5\text{ K}$. В кристаллизаторах скребкового типа температура кипения на $9 \dots 12\text{ K}$ ниже температуры льда [2]. Примем температуру кипения равной минус 13°C .

Расход хладоносителя определим по зависимостям. В первом случае

$$G' = \frac{Q}{r\Delta c}, \quad (12)$$

где r — удельная теплота плавления кристаллического льда, kJ/kg ; Δc — изменение массовой концентрации частиц льда. Во втором случае

$$G'' = \frac{Q}{r\Delta c + C_p\Delta t''}. \quad (13)$$

Вычислим свойства бинарного льда для определения гидравлических потерь. Плотность [3]

$$\rho_{\text{бин.л}} = \frac{1}{\frac{c_1}{\rho_{\text{л}}} + \frac{1 - c_1}{\rho_{\text{ж}}}}, \quad (14)$$

где $\rho_{\text{л}}$ — плотность кристаллического льда, kg/m^3 ; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкой фазы в ледяной шуге, kg/m^3 .

Объемная концентрация частиц льда [3]

$$c_V = \frac{c_1}{c_1 + (1 - c_1) \frac{\rho_{\text{л}}}{\rho_{\text{ж}}}}. \quad (15)$$

Динамическая вязкость [3]

$$\mu_{\text{б.л}} = \mu_{\text{ж}} (1 + 2,5c_V + 10,05c_V^2 + 0,00273e^{16,6c_V}), \quad (16)$$

где $\mu_{\text{ж}}$ — динамическая вязкость жидкой фазы в ледяной шуге, $\text{Pa}\cdot\text{s}$.

Кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$,

$$\nu_{\text{б.л}} = \frac{\mu_{\text{б.л}}}{\rho_{\text{б.л}}}. \quad (17)$$

Для определения потерь давления в участке трубы с бинарным льдом воспользуемся методикой Регхема [4], заключающейся в определении промежуточного параметра Рейнольдса с помощью зависимости

$$\text{Re}_1 = \text{Re} \frac{1}{1 + \frac{9,75c_V}{v}} \quad (18)$$

и в последующем использовании значения Re_1 для вычисления коэффициента сопротивления и гидротерь по формулам (8) и (5).

Расчет потерь давления в теплообменниках проведем по методике, предложенной и подтвержденной авторами работы [5]. Суть методики заключается в экстраполяции характеристик теплообменников на условия применения их с бинарным льдом. Теплообменник представляется виртуальным участком трубы с эквивалентным гидросопротивлением. Соотношение уравнений (5) для случаев заполнения этого участка жидким хладоносителем и бинарным льдом дает зависимость для потерь давления

$$\Delta P_{\text{бин.л.то}} = \Delta P_{\text{то}} \left(\frac{\mu_{\text{б.л}}}{\mu_{\text{ж}}} \right)^{0,25} \left(\frac{\rho_{\text{б.л}}}{\rho_{\text{ж}}} \right) \left(\frac{G'}{G} \right)^{1,75}. \quad (19)$$

Гидравлические потери в кристаллизаторе в связи с отсутствием опубликованных данных по этому вопросу примем равными потерям в испарителе и определим по формуле (19). Мощностью, потребляемой приводом вала кристаллизатора, пренебрежем ввиду ее малого значения.

Результаты. Анализ модели проведен при изменении нагрузки потребителя в диапазоне от 1 до 400 кВт. Выявлено значительное уменьшение расхода хладоносителя при использовании бинарного льда и, как следствие, примерно двукратное уменьшение диаметров трубопроводов (рис. 3)

Последующий нагрев жидкого хладоносителя на 5,5 К оказывает сравнительно малое влияние на эффект уменьшения диаметров.

Значительное уменьшение расхода резко снижает гидравлические потери в контуре, большую часть которых создают теплообменные аппараты, и уменьшает мощность, затрачиваемую на перекачку хладоносителя (рис. 4).

Понижение температуры кипения в случае использования кристаллизатора приводит к росту на $\sim 10 \dots 12\%$ мощности, потребляемой компрессором (рис. 5).

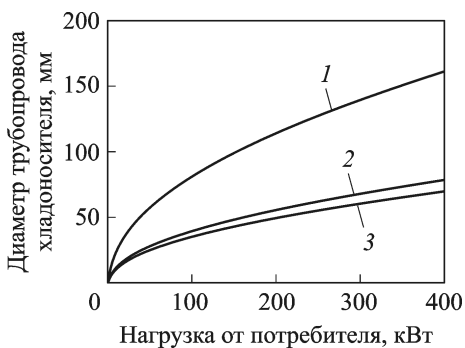


Рис. 3. Зависимость диаметра трубопровода хладоносителя от нагрузки потребителя:

1 – жидкий хладоноситель; 2 – бинарный лед; 3 – бинарный лед с перегревом жидкости

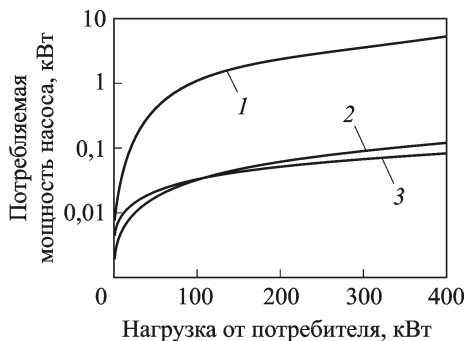


Рис. 4. Зависимость потребляемой мощности насоса от нагрузки потребителя (1, 2, 3 – см. рис. 3)

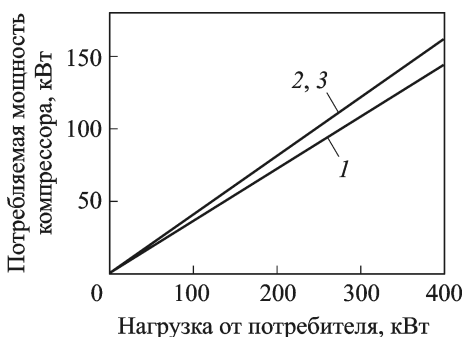


Рис. 5. Зависимость потребляемой мощности компрессора от нагрузки потребителя (1, 2, 3 – см. рис. 3)



Рис. 6. Диаграмма распределения потребляемой мощности системы для случаев с различными хладоносителями

Затраты энергии на перекачку хладоносителя составляют примерно 4% мощности, потребляемой компрессором (рис. 6). Таким образом, снижение энергии, расходуемой на контур хладоносителя, оказывает меньшее влияние на суммарное потребление, чем рост затрат энергии на питание компрессора. Общий холодильный коэффициент при

использовании бинарного льда для рассматриваемой модели оказался меньше, чем в случае с жидким хладоносителем (рис. 7).

Таким образом, при использовании хладоносителей с фазовым переходом в диапазоне значений производительности до 400 кВт серьезное уменьшение энергозатрат на перекачку хладоносителя сопровождается ростом потребляемой компрессором энергии, связанным со снижением температуры кипения.

Выводы. С энергетической точки зрения рекомендовать переход на двухфазный хладоноситель можно для систем, в которых на перекачивание хладоносителя затрачивается 10 % и более потребляемой системой энергии (например, в складах с рассольными воздухоохладителями или при охлаждении технологических аппаратов эта величина достигает 15...20 %). Также с позиции экономии эксплуатационных затрат энергии эффективно как можно более частое использование емкостей льдоаккумуляторов для сглаживания пиковых нагрузок и накоплении хладоносителя в ночные часы по льготному тарифу на электроэнергию, особенно с учетом того, что накопители применяются в большинстве систем с ледяной шугой для упрощения контроля и автоматизации.

С экономической точки зрения очевидна возможность экономии капитальных затрат на трубопроводах, насосах, арматуре и теплообменниках. Опубликованные результаты [6] свидетельствуют об увеличении коэффициента теплопередачи на 20 % для пластинчатых теплообменников и на 50 % для трубчато-ребристых теплообменников при использовании бинарного льда, что означает уменьшение поверхности теплообмена и стоимости теплообменника. Однако сами генераторы бинарного льда в настоящее время стоят дороже водоохлаждающих холодильных машин. С позиции капитальных затрат решение о применении хладоносителя с фазовым переходом необходимо принимать для каждой задачи отдельно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. I s e H., T a n i n o M., K o z a w a Y. Ice storage system in Kyoto station building // Information Booklet for the Technical Tour of the Fourth Workshop of IIR Ice Slurry Working Party. – 2001. – No. 13. – P. 11–6.

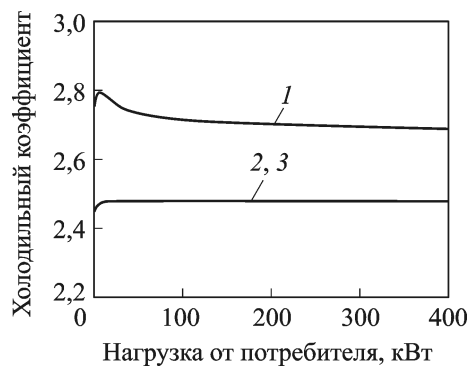


Рис. 7. Зависимость холодильного коэффициента от нагрузки потребителя (1, 2, 3 — см. рис. 3)

2. United States Patent 6,305,189 Oct. 23, 2001. Method and installation for continuous crystallization of liquids by freezing.
3. Bel O., Lallemand A. Study of a two-phase secondary refrigerant. 1. Intrinsic thermophysical properties of an ice slurry // Int. Journal of Refrigeration, IIR/IIF, Paris. – 1999. – No. 22. – P. 164–174.
4. Reghem P. PhD thesis. University of Pau, 2002.
5. El Abbassi I., Castaing-Lasvignottes J., Bédécarrats J. P., Dumas J. P. and Mimet A. Energetic performances of a refrigerating loop using ice slurry // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30. – P. 962–969.
6. Paul J. District cooling with binary ice. Design and execution of district cooling systems with a liquid, pumpable ice slurry (“binary ice”), Technical University of Denmark.

Статья поступила в редакцию 27.06.2012