

А. А. Жердев, А. С. Колесников,
Ю. Д. Фролов

ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ПЛАВАЮЩИМ ДАВЛЕНИЕМ КОНДЕНСАЦИИ

Рассмотрен цикл парокомпрессионной холодильной машины с плавающим давлением конденсации, дана оценка эффективности его применения. Приведен обзор работ по этому направлению. Предложены альтернативный путь развития технологии и схема экспериментального стенда.

E-mail: kolesnikov@front.ru

Ключевые слова: парокомпрессионный холодильный цикл, энергосбережение, расширительное устройство.

Существует возможность уменьшить энергозатраты в системах, выполненных на основе парокомпрессионного холодильного цикла, используя неравномерность температуры окружающей среды с течением времени. Это решение может быть наиболее актуально для систем холодоснабжения, работающих круглогодично в регионах с заметным годовым перепадом средних температур (в том числе в России).

В применяемых системах компрессоры работают с постоянной степенью сжатия, рассчитанной на поддержание давления конденсации хладагента при постоянной расчетной температуре окружающего воздуха. За расчетную для региона (согласно СанНиП 23-01-99 “Строительная климатология”) принимается установленная температура T_p , превышение которой в году наблюдается лишь в течение регламентированного времени. Реальная температура окружающей среды меняется в течение года, месяца и даже суток. Если усреднить значения температур воздуха за сутки ($T_{ср}$), то в течение года можно наблюдать приблизительно следующую картину (рис. 1).

В современных системах с понижением температуры окружающей среды ниже расчетного значения принимаются меры для поддержания установленного значения давления и температуры в конденсаторе. Поддержание постоянного давления конденсации вызвано тем, что производительность терморегулирующего вентиля (ТРВ) зависит от перепада давлений на нем. Слишком низкое давление конденсации приводит к недостаточному перепаду давления на расширительном устройстве, в результате чего испаритель плохо снабжается хладагентом. Вместе с тем ясно, что при более низкой температуре конденсации работа холодильной машины эффективнее, т.е. существующие холодильные установки с ТРВ работают по неоптимальному с точки

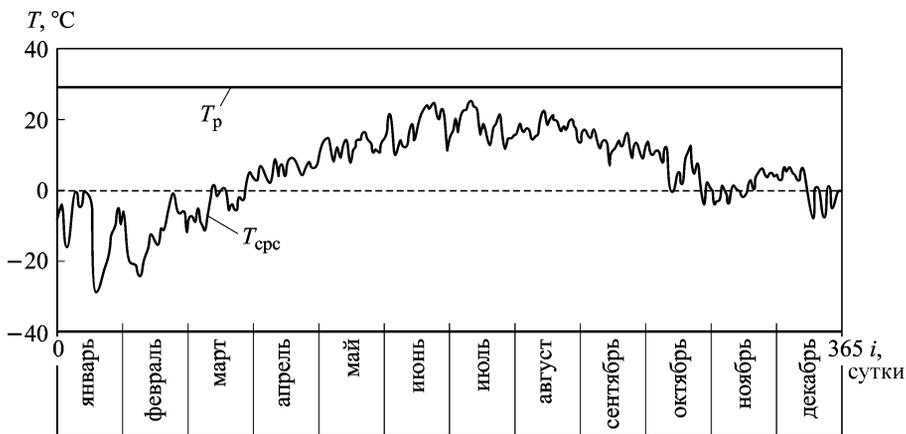


Рис. 1. Пример распределения среднесуточной температуры $T_{\text{срс}}$ в году (T_p — расчетная температура конденсации для региона)

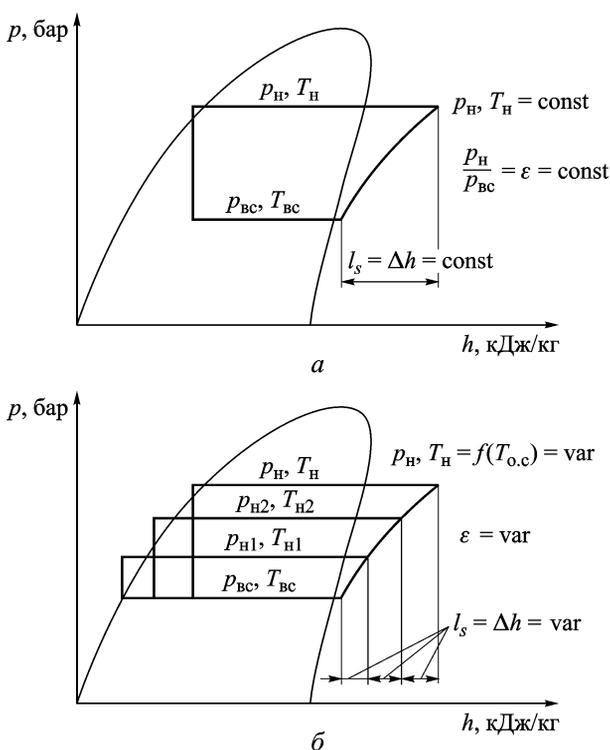


Рис. 2. Цикл парокомпрессионной холодильной машины в диаграмме давление–энтальпия при постоянном (а) и переменном (б) давлениях конденсации:

$p_{\text{вс}}, T_{\text{вс}}$ — давление и температура всасывания; $p_{\text{н}}, T_{\text{н}}$ — давление и температура нагнетания; ε — степень сжатия; l_s — работа сжатия компрессора

зрения термодинамики алгоритму: возможностью экономии энергии жертвуют ради стабильности работы машины (рис. 2).

Если реализовать систему, в которой параметры конденсации всегда будут соответствовать текущему состоянию окружающей среды

при условии обеспечения работоспособности всех элементов холодильной системы, можно рассчитывать на экономию энергии за счет уменьшения работы сжатия при понижении температуры окружающего воздуха.

Рассмотрим холодильную машину с поршневым компрессором.

Мощность теоретического компрессора [1]

$$N = G p_{\text{вс}} v_{\text{вс}} \frac{n}{n-1} \left(\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (1)$$

где $p_{\text{вс}}$ — давление всасывания, Па; $p_{\text{н}}$ — давление нагнетания, Па; $v_{\text{вс}}$ — удельный объем на всасывании, м³/кг; n — показатель политропы сжатия; G — массовый расход хладагента, кг/с.

Энергия, затрачиваемая при круглогодичной эксплуатации (без учета регулирования производительности),

$$L_{\text{год}} = N t,$$

$$t = 365 t_{\text{сут}},$$

где $t_{\text{сут}}$ — время работы компрессора в течение суток.

Итак, при постоянно поддерживаемом расчетном давлении энергия

$$L_{\text{год1}} = t G p_{\text{вс}} v_{\text{вс}} \frac{n}{n-1} \left(\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (2)$$

Теперь рассмотрим $p_{\text{н}}$ как дискретную функцию средней температуры воздуха каждых суток в году:

$$p_i = f(T_i), \quad i = 1 \dots 365.$$

Мощность компрессора в i -е сутки

$$N_i = G_i p_{\text{вс}} v_{\text{вс}} \frac{n}{n-1} \left(\left(\frac{p_i(T_i)}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (3)$$

Массовый расход хладагента определяется соотношением [1]

$$G_i = \frac{Q_0}{q_{0i}}, \quad (4)$$

где Q_0 — холодопроизводительность установки, кВт; q_{0i} — удельная массовая производительность в i -е сутки, кДж/кг.

При снижении давления конденсации массовая производительность q_{0i} растет, так как увеличивается доля жидкого хладагента после дросселирования. Для поддержания постоянной холодопроизводительности Q_0 необходимо уменьшить массовый расход хладагента, что даст дополнительную возможность экономии энергии. Таким образом, G_i — переменная величина.

Годовые затраты энергии при работе с переменным давлением нагнетания определяются по формуле

$$L_{\text{год}2} = t_{\text{сут}} p_{\text{вс}} v_{\text{вс}} \frac{n}{n-1} \sum_{i=1}^{365} G_i \left(\left(\frac{p_i(T_i)}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (5)$$

Теоретический эффект от применения режима с переменным давлением нагнетания (для выбранного региона) определяется как

$$\Delta = \frac{L_{\text{год}1} - L_{\text{год}2}}{L_{\text{год}1}} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{365} G_i \left(\left(\frac{p_i(T_i)}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{365 G \left(\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}. \quad (6)$$

Величина Δ показывает, насколько уменьшается затрачиваемая работа по сравнению с классическим вариантом, и позволяет, имея данные о климате в районе, о требуемой температуре охлаждения и выбранном хладагенте, легко определить теоретическую экономию энергии.

Используя в зависимости (6) статистические данные о среднесуточной температуре окружающей среды за 2006 г., показатель политропы фреона R22 и температуру кипения, равную -18°C , выявили, что теоретическая экономия потребляемой энергии для Москвы может достигать 35... 40% в год;

Реализация предложенного цикла возможна при использовании следующей схемы, предложенной рядом авторов [2–4].

В контуре между конденсатором и расширительным устройством установлен насос, повышающий давление жидкости. Производительность конденсатора не регулируется и процесс конденсации (2–3, рис. 3) всегда происходит при температуре, соответствующей температуре окружающей среды. Напор, необходимый для устойчивой работы расширительного вентиля, обеспечивается насосом (3–4, см. рис. 3). Затраты энергии на сжатие жидкости при этом несравнимо меньше затрат на сжатие газа в компрессоре.

В отечественной специальной литературе отсутствует активная разработка указанного направления. Лишь в работах [5, 6] описываются преимущества использования герметичных насосов жидкого хладагента “в качестве второй ступени сжатия, создающей давление подачи, необходимое для обеспечения достаточной пропускной способности ТРВ” [5] на холодильных установках судов рыболовного флота. Средняя температура морской воды колеблется в зависимости от региона и достигает 25... 27 $^{\circ}\text{C}$ в теплые месяцы для вод каспийского и азовско-черноморского бассейнов. Эти значения температуры

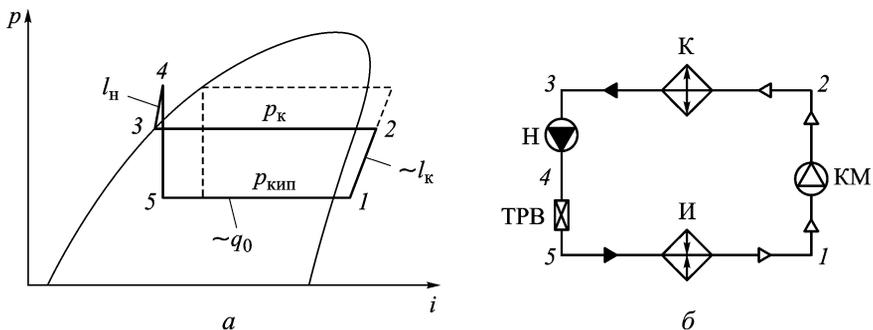


Рис. 3. Диаграмма давление–энтальпия (а) и схема (б) холодильной машины с плавающим давлением конденсации:

КМ — компрессор; К — конденсатор; И — испаритель; Н — насос хладагента; ТРВ — терморегулирующий вентиль

принимаются за расчетные при проектировании конденсаторов, в то время как реальная температура воды за бортом в основных районах промысла не превышает 20 °С. В конце 1980-х годов была проведена модернизация холодильных установок УПС “Профессор Воеводин” и БМРТ “Генерал Остряков” с использованием фреоновых насосов [6].

В США, начиная с 1960 г., по рассматриваемой теме были получены несколько патентов [2–4], но данные о практическом применении не были обнаружены вплоть до момента, когда Р. Хайд получил поддержку государства со своими патентами 1992 г. и 1994 г. [8, 9] (рис. 4).

Таким образом, в конце 1980 х–начале 1990-х гг. парокомпрессионные холодильные системы с плавающим давлением конденсации, получившие в западной литературе название систем LPA (Liquid Pressure Amplification) или LRP (Liquid Refrigeration Pumping) [10], были опробованы и начали применяться (рис. 5).

Опыт эксплуатации в климатических условиях США показывает, что применение их позволяет сэкономить от 10 до 30 % энергии и срок окупаемости большинства установок составляет от одного до трех лет [10]. Однако повсеместного применения технология не получила. Возможно, это связано как с небольшими (по сравнению, например, с Россией) сезонными колебаниями температур воздуха, так и с необходимостью установки дополнительной машины — насоса хладагента.

Альтернативный путь развития технологии предлагается авторами настоящей статьи. Рассмотрим работу расширительного вентилля при недостаточном перепаде давления на нем. Существует основная причина, по которой требуется определенный перепад давления — это необходимо, чтобы физически “протолкнуть” нужное количество хладагента через отверстие клапана.

Расход хладагента через расширительный вентиль в докритическом режиме отражает зависимость [11]

$$G = \mu S \sqrt{2\Delta P \rho_{ж}}, \quad (7)$$

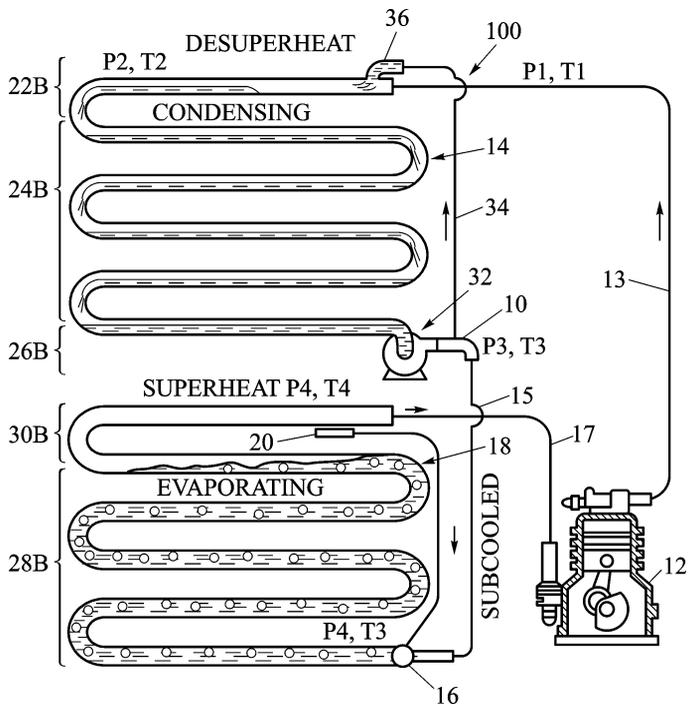


Рис. 4. Схема Хайда. Иллюстрация (фрагмент) к патенту США No. 5150580:
 12 — компрессор; 14 — конденсатор; 16 — ТРВ; 18 — испаритель; 20 — термочувствительный баллон; 32 — фреоновый насос



Рис. 5. Пример установки фреонового насоса LPA системы

где G — массовый расход хладагента через вентиль, кг/с; μ — коэффициент истечения; S — площадь проходного сечения отверстия клапана, м²; $\Delta P = P_{\text{конд}} - P_{\text{кип}}$ — перепад давления на вентиле, Па; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости перед дросселированием, кг/м³.

Даже при условии максимального открытия клапана небольшой перепад давления не может обеспечить необходимое количество хладагента в испарителе. Для решения проблемы необходима возможность

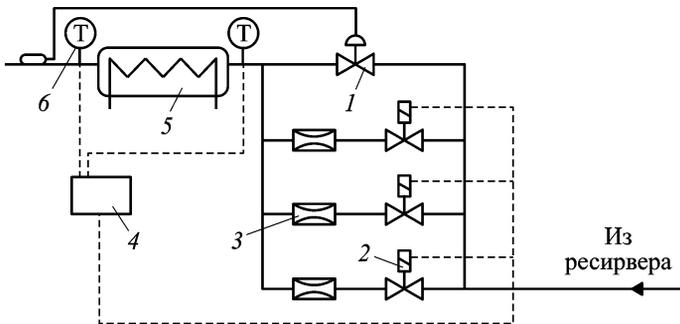


Рис. 6. Схема расширительного блока:

1 — ТРВ; 2 — соленоидный клапан; 3 — местное сопротивление; 4 — контроллер; 5 — испаритель; 6 — датчик температуры

значительного увеличения проходного сечения вентиля (в 4–5 раз для работы во всем диапазоне давлений конденсации). Этого можно добиться, используя схему, приведенную из рис. 6.

Алгоритм работы может быть, например, таким: в номинальном рабочем режиме соленоидные клапаны 2 закрыты. С понижением давления конденсации происходит плавное снижение расхода жидкого хладагента через ТРВ и, как следствие, рост перегрева. Контроллер 4 фиксирует разность температур на испарителе с помощью термодатчиков 6. Когда эта разность достигнет уровня, соответствующего перегреву, превышающему рабочие значения ТРВ, происходит открытие одного из соленоидных клапанов. Скачкообразное увеличение расхода хладагента за счет потока через местное сопротивление (в качестве него могут выступать капиллярная трубка, дюза, дроссельная шайба и т.д.) сопровождается уменьшением перегрева, и реагирующий на него ТРВ вновь вступает в процесс регулирования производительности, снижая расход хладагента до установленного уровня. При дальнейшем снижении давления конденсации алгоритм повторяется с открытием второго соленоида и т.д. При повышении давления осуществляется обратный процесс со ступенчатым отсечением параллельных линий.

Для проверки эффективности предложенной технологии спроектирован экспериментальный стенд (рис. 7).

Стенд состоит из двух контуров: исследуемого и имитационного. Имитационный контур служит для обеспечения переменной температуры конденсации на исследуемом контуре.

Для связи контуров используется контур промежуточного хладоносителя с трехходовым вентилем и насосом. Раствор этиленгликоля, охлаждаясь в испарителе И1, поступает на охлаждение конденсатора К2. Подмешивание доли обратного потока на вход в испаритель с помощью трехходового вентиля позволяет добиться необходимой отрицательной температуры хладоносителя на входе в конденсатор К2. Тем самым имитируется низкая температура окружающей среды в зимний период.

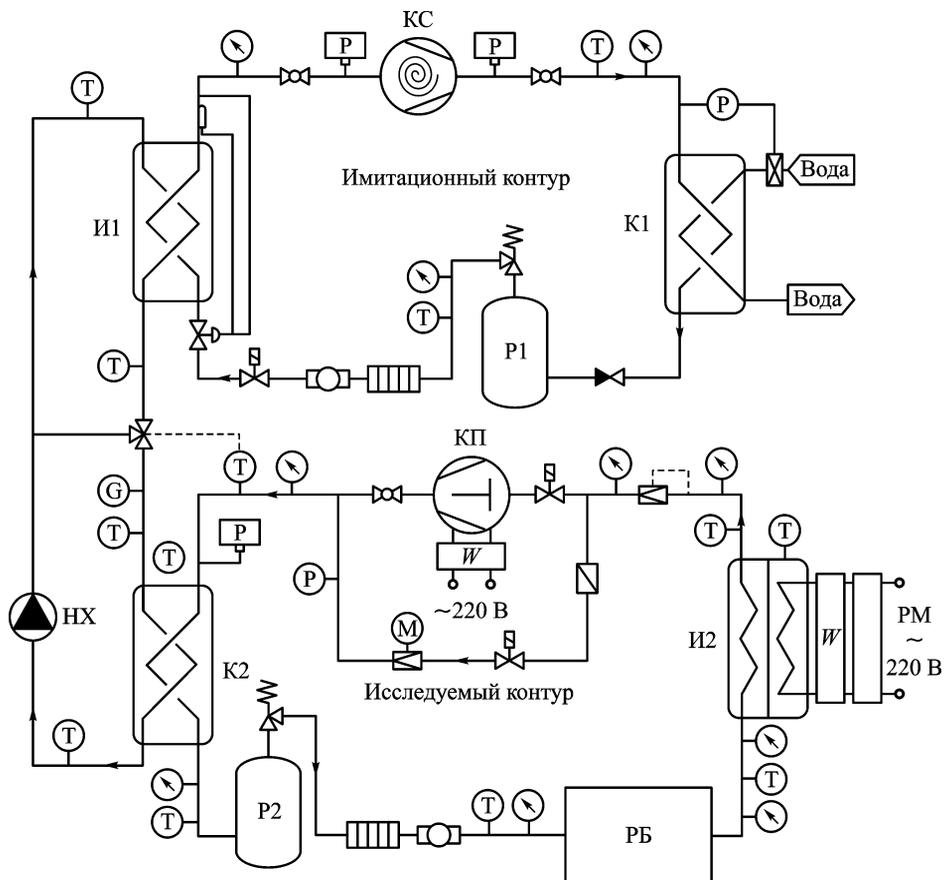


Рис. 7. Принципиальная схема экспериментального стенда:

КС — спиральный компрессор; КП — поршневой компрессор; K1 — водяной конденсатор имитационного контура; K2 — рассольный конденсатор исследуемого контура; И1 — испаритель имитационного контура; И2 — испаритель-калориметр; НХ — насос хладоносителя; РБ — расширительный блок; P1, P2 — ресиверы; W — прибор для измерения мощности; PM — регулятор мощности

Целью эксперимента является измерение холодопроизводительности установки и потребляемой мощности исследуемого компрессора при работе с расширительным блоком на различных режимах конденсации. Для измерения мощности выбран косвенный метод: для привода применен электродвигатель с известной характеристикой, позволяющей по мощности, измеренной на клеммах электродвигателя, определить эффективную мощность на валу. Мощность измеряется ваттметром.

Для измерения холодопроизводительности выбраны два независимых метода [12].

Первый метод предусматривает использование сухого калориметра, состоящего из трубок, по которым движется хладагент, или из сосудов в виде труб соответствующих длины и диаметра, которые позволяют испарять хладагент, отсасываемый компрессором. Наружная поверхность трубок нагревается электрическим нагревателем.

Калориметр теплоизолирован. Удельную потерю теплоты в окружающую среду q_h определяют по формуле

$$q_h = \frac{Q_h}{t_n - t_{o.c}}, \quad (8)$$

где Q_h — потери теплоты в окружающую среду; t_n — температура наружной поверхности калориметра; $t_{o.c}$ — температура окружающей среды.

После достижения установившегося режима измеряют следующие параметры: давление и температуру пара хладагента на выходе из испарителя; давление и температуру жидкого холодильного агента перед расширительным блоком; температуру среды, окружающей калориметр; потребляемую мощность нагревателя калориметра Q ; среднюю температуру поверхности калориметра.

Массовый расход хладагента m_a при испытании вычисляют по следующей формуле:

$$m_a = \frac{Q_h + q_h (t_{o.c} - t_n)}{h_{g2} - h_{f2}},$$

где $h_{g2} - h_{f2}$ — разность значений удельной энтальпии хладагента.

Холодопроизводительность Q_0 , соответствующую предписанным условиям испытания, вычисляют по формуле

$$Q_0 = m_a (h_{g1} - h_{f1}) \frac{v_{g1}}{v_{вс.у}}, \quad (9)$$

где v_{g1} — удельный объем пара хладагента на входе в компрессор; $v_{вс.у}$ — удельный объем пара хладагента на всасывании, соответствующий заданным условиям испытаний.

Второй метод предусматривает использование конденсатора в качестве калориметра.

Пар хладагента после сжатия в компрессоре поступает в конденсатор, оснащенный всеми необходимыми приборами для измерения температуры, давления и расхода охлаждающей воды, а также для измерения параметров хладагента на входе и выходе из конденсатора. Конденсатор целесообразно теплоизолировать. Удельную потерю теплоты в окружающую среду q_h определяют по формуле (8).

Режим по давлению и температуре всасывания в компрессор устанавливается регулированием работы испарителя, а по давлению нагнетания — путем измерения температуры и расхода охлаждающей среды, подаваемой на конденсатор.

После достижения установившегося режима измеряют следующие параметры:

- давление и температуру хладагента на входе в конденсатор;
- давление и температуру жидкого хладагента на выходе из конденсатора;
- температуру воды на входе (t_1) и выходе (t_2) из конденсатора;

— массовый расход охлаждающей жидкости m_i ; температуру окружающей среды $t_{o,c}$;

— среднюю температуру наружной поверхности конденсатора или поверхности изоляции $t_{п}$.

Массовый расход хладагента m_a вычисляют по формуле

$$m_a = \frac{c(t_2 - t_1)m_i + q_h(t_{п} - t_{o,c})}{h_{g3} - h_{f3}},$$

где c — удельная теплоемкость охлаждающей жидкости, $h_{g3} - h_{f3}$ — изменение удельной энтальпии хладагента в конденсаторе.

Холодопроизводительность компрессора Q_0 , соответствующую заданным условиям испытания, находят по формуле (9).

Применение холодильных установок с плавающим давлением конденсации может быть эффективным для холодоснабжения: супермаркетов и складов, серверных систем кондиционирования; технологических процессов пищевой, химической, металлургической промышленности; ледовых спортивных сооружений; судов рыболовного флота; потребителей, не функционирующих круглогодично, но находящихся в зонах со значительным суточным перепадом температуры (особенно в сочетании с аккумуляторами холода).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные машины / Н.Н. Кошкин, И.А. Сақун, Е.М. Бамбушек и др.; Под общ. ред. И.А. Сақуна. — Л.: Машиностроение, 1985. — 510 с.
2. U S Patent No. 2949750, 1960.
3. U S Patent No. 3952533, 1976.
4. U S Patent No. 4599873, 1986.
5. Плотников В. А. О проектировании энергосберегающих судовых холодильных установок // Судостроение. — 1992. — № 7. — С. 19–21.
6. Плотников В. А. Модернизация судовой холодильной установки // Холодильная техника. — 1990. — № 4. — С. 28–30.
7. U S Patent No. 4096706, 1978.
8. U S Patent No. 5150580, 1992.
9. U S Patent No. 5291744, 1994.
10. F e d e r a l Technology Alerts, 1995, 1.
11. Курьлев Е. С., Герасимов Н. А. Примеры, расчеты и лабораторные работы по холодильным установкам. — М.: Машиностроение, 1978.
12. Нурдин А. С., Ужанский В. С. Измерения в холодильной технике: Справочное руководство. — М.: Агропромиздат, 1986. — 368 с.

Статья поступила в редакцию 1.07.2010