

УДК 621.564; 621.577

Д.Х. ХАРЛАМПИДИ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМАШ НАНУ, Харьков;
Э.Г. БРАТУТА, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.В. ШЕРСТЮК, аспирант НТУ «ХПИ»;
Е.Г. КРУПОВА, магистр НТУ «ХПИ»

ЭКОЛОГО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПЕРЕВОДА ДЕЙСТВУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ НА СОВРЕМЕННЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ

Рассматриваются основные варианты перспективных решений использования альтернативных хладагентов в существующих холодильных машинах и тепловых насосах, которые обеспечивают необходимую энергетическую эффективность и экологическую безопасность.

Розглядаються основні варіанти перспективних рішень щодо використання альтернативних холодоагентів у існуючих холодильних машинах та теплових насосах, що забезпечують потрібну енергетичну ефективність та екологічну безпечність.

This paper is presents main options for future decisions to use alternative refrigerant that provide the required energy efficiency and environmental safety of chillers and heat pumps.

Утончение озонового слоя земной атмосферы и глобальное потепление зависит не только от выбросов в атмосферу углекислого газа, но и от выбросов хлорсодержащих хладагентов. Необходимость ограничения, а в перспективе – и полное прекращение производства и использования озоноразрушающих хладагентов легла в основу подписания многими странами мира Монреальского, а в последствии и Киотского протоколов.

Украина, как и большинство стран мира приняла на себя обязательства проводить энергосберегающую политику, направленную на снижение выбросов CO₂ в атмосферу, а также устранение из обращения ряда озонопасных хладагентов. Для реализации этого направления в Украине принят ряд законодательных актов.

Введение ограничений на применение некоторых хладагентов, позволяет исключить из широкого употребления целую группу рабочих веществ, являющихся термодинамически неэффективными и обладающих плохими характеристиками, с точки зрения процессов теплопередачи при конденсации и кипении. Появилась, так называемая, проблема ретрофита запрещенных хладагентов альтернативными рабочими веществами, которые не уступают по своим термодинамическим характеристикам, заменяемым хладагентам. Ретрофит применяется для оборудования, которое находится в эксплуатации и еще не израсходовало свой ресурс.

Выбор нового альтернативного хладагента, представляет собой сложную задачу, поскольку это всегда некое компромиссное решение между достаточно противоречивыми требованиями. Необходимо учитывать аспекты глобального и локального, прямого и опосредованного влияния хладагента на окружающую среду. Кроме того, хладагент должен иметь хорошие термодинамические и эксплуатационные показатели, а также низкий уровень токсичности. В последнее время факторы экологии и безопасности эксплуатации являются преобладающими над остальными требованиями к хладагентам. Между тем, требование обеспечения высокой энергетической эффективности холодильного оборудования остается одним из главных, поскольку снижая энергетические затраты на привод холодильной машины

(ХМ) или теплонасосной установки (ТНУ) уменьшается косвенное воздействие хладагента на окружающую среду, поскольку снижается масса CO_2 , выделяющегося при производстве 1 кВт·ч электроэнергии. Проведенный в работе [1] количественный анализ экологических характеристик ХМ показал, что экологические последствия в большей степени зависят от термодинамически обоснованного выбора энергетически эффективного хладагента, чем непосредственно от показателей прямой опасности хладагента.

Таким образом, для оценки альтернатив при переводе существующего холодильного оборудования на современные хладагенты необходим комплексный подход, предусматривающий анализ показателей термодинамической эффективности ХМ и ТНУ, анализ экологических маркеров хладагентов, определение экономической целесообразности процедуры замены хладагента в действующих установках. Учитывая тот факт, что значительная часть действующего в Украине холодильного оборудования использующее экологически небезопасные хладагенты не исчерпало свой ресурс, и поэтому еще долгое время будет находиться в эксплуатации, тема данной работы представляется достаточно актуальной.

Для эколого-энергетической оценки хладагента в соответствующей системе, многими авторами используется так называемый общий коэффициент эквивалентного потепления $TEWI$ [2]:

$$TEWI = GWP \cdot M + \alpha \cdot B, \quad (1)$$

где GWP – потенциал глобального потепления по отношению к CO_2 ($GWP_{\text{CO}_2} = 1$); M – масса выпущенного в атмосферу хладагента (эмиссия), кг; α – масса выделяющегося при производстве 1 кВт·ч электроэнергии диоксида углерода, кг $\text{CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$; B – количество энергии, потребленное ТНУ за время ее эксплуатации, кВт·ч.

Величина α в (1) непосредственно зависит от региона и того, как в этом регионе производится электроэнергия. Для гидроэлектростанции $\alpha = 0$. При производстве электрической энергии за счет сжигания нефти и угля α составляет около 0,8 кг $\text{CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

Следует отметить, что при оценке показателя $TEWI$ часто слагаемое $GWP \cdot M$, учитывающее прямую эмиссию хладагента, может быть существенно ниже, второго слагаемого в формуле (1). Непосредственный вклад в $TEWI$ вносит величина коэффициента преобразования μ ТНУ. Так, при использовании хладагента, требующего на 3 % больше электроэнергии на привод оборудования ТНУ или ХМ, показатель $TEWI$ будет почти в 3 раза выше, чем при непосредственной эмиссии хладагента в атмосферу.

Целесообразность использования показателя $TEWI$ сейчас многими подвергается критике. Возражение вызывает тот факт, что при оценке перспективности замены хладагента исходят только из значения энергетической эффективности непосредственно самой ХМ. Между тем, правильнее учитывать затраты энергии на единицу произведенной охлажденной или замороженной продукции в течение определенного времени ее эксплуатации.

Единственным в настоящее время обоснованным и проработанным методом анализа эффективности хладагентов, является метод, предложенный А.В. Быковым, основанный на вычислении термодинамических комплексов [3]. Однако область его применения ограничивается проектным анализом ХМ. Для прогнозирования

эффективности действующих ХМ и ТНУ при замене рабочего вещества, необходимо создание термодинамической модели заданного контура циркуляции хладагента.

Целью настоящей работы является разработка методики выбора сервисных хладагентов для замены в действующих холодильных и теплонасосных системах, расчетное исследование энергетической эффективности в широком диапазоне режимных параметров и видов рабочих тел, определение предельно достижимых температурных границ термодинамического цикла при замене хладагента.

В качестве альтернативы запрещенным к производству хладагентам Монреальским протоколом рассматриваются следующие типы химических соединений веществ: гидрохлорфторуглероды (HCFC) с низкой озоноразрушающей способностью (на уровне 0,05), в состав которых входит водород. Их можно использовать до 2040 г. и только в тех областях, где отсутствуют экологически более приемлемые альтернативные рабочие вещества; гидрофторуглероды (HFC); природные хладагенты, такие как аммиак, диоксид углерода, вода, углеводороды.

Большинство разработанных переходных и перспективных синтетических хладагентов представляют собой бинарные и тройные смеси известных фреонов. Они основаны, преимущественно, на хладагентах R125, R134a, R32, R143a, R218. Почти все хладагенты не разрушающие слой озона, по крайней мере, слегка воспламенимы, либо токсичны, либо оказывают общее отепляющее воздействие на климат. В связи с этим, для удовлетворения экологических требований, неизбежен некий компромисс между такими показателями, как показатель разрушения озона *ODP*; потенциал глобального потепления *GWP*; воспламеняемость; токсичность.

В настоящее время существует два стратегических подхода к замене хладагентов. Согласно первому подходу, в сложившейся ситуации следует разрабатывать новые синтетические соединения, которые по прогнозам будут менее опасны для экологии, по сравнению с заменяемыми. Согласно второму, – следует ориентироваться на использование в холодильных машинах и ТНУ природных хладагентов, влияние которых на экологию давно известно и вполне предсказуемо.

Перспективность применения нового рабочего вещества с точки зрения улучшения энергетических характеристик ТНУ, определяется достижимым уровнем коэффициента преобразования μ в заданных температурных границах цикла.

В результате обобщения экспериментальных данных О.Ш. Везиришвили [4] впервые получил полуэмпирическое уравнение для действительного коэффициента преобразования ТНУ в диапазоне изменения температур испарения $T_{и}$ от -5 до 15 °С и конденсации $T_{к}$ от 50 до 95 °С в виде

$$\mu = 2,48 \left[\frac{r_k}{c'_p (T_k - T_{и})} \right]^{0,42}, \quad (2)$$

где r_k – теплота парообразования при давлении конденсации; c'_p – теплоемкость жидкости; $r_k/[c'_p (T_k - T_{и})]$ – критерий Клаузиуса.

Данная формула наглядно иллюстрирует влияние свойств рабочего вещества на основной показатель работы ТНУ в достаточно явном виде. Из формулы следует, что при прочих равных условиях предпочтительными являются вещества с высокой теплотой парообразования и низкой теплоемкостью.

От формы пограничных кривых зависит значение теплоты парообразования r хладагента, которое как видно из уравнения (2), должно быть как можно большим для

достижения высокой энергетической эффективности. Между тем, высокое значение r для хладагента еще не гарантирует высоких значений коэффициента преобразования. При выборе хладагента важно оценивать отношение теплоемкости в жидкой фазе к теплоте парообразования. Преимущества имеют хладагенты, для которых это отношение небольшое.

Высокая плотность насыщенного пара ρ'' и высокая удельная объемная теплопроизводительность q_v , обуславливают малую требуемую объемную подачу и размеры компрессора.

И.И. Левин [5], сопоставляя значения $(P_k - P_0)$ и q_v , получил важную закономерность. В условиях заданных температурных границ термодинамического цикла отношение этих величин для различных рабочих веществ постоянно.

$$\frac{q_v}{(P_k - P_0)} = \text{const}, \quad (3)$$

где P_k и P_0 – давления конденсации и испарения хладагента, кПа; q_v – удельная объемная теплопроизводительность, кДж/м³.

На основании данной зависимости и, пренебрегая влиянием коэффициента подачи компрессора λ , можно считать, что в одинаковых температурных границах цикла размеры компрессора пропорциональны q_v . Таким образом, разделив значение объемной теплопроизводительности для одного хладагента q_v на ее же значение для другого q_v^* можно определить относительные размеры компрессора для альтернативного хладагента.

В табл. 1 показано сопоставление термодинамических характеристик хладагентов и их влияние на относительные размеры компрессора ТНУ. Поскольку наивысшим значением q_v обладает хладагент R744 (углекислота), то за единицу принят относительный размер углекислотного компрессора. Расчеты проведены при $T_{и} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{к} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; величине перегрева $\Delta T_{пер} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Для R744 рассчитывался сверхкритический цикл при температуре на выходе из газоохладителя $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 1
Термодинамические характеристики хладагентов в цикле

Хладагент	P_0 , МПа	P_k , МПа	$P_k - P_0$, МПа	q_v , кДж/м ³	Относительные размеры компрессоров (R744 = 1)
R744	3,949	10,000	6,051	18643,19	1,00
R22	0,574	1,5514	1,004	4591,83	4,04
R134a	0,343	1,0306	0,687	2967,84	6,28
R407C	0,530	1,5388	1,008	4326,92	4,30
R404A	0,695	1,8390	1,144	4780,87	3,89

В табл. 2 приведены результаты расчета цикла ТНУ для некоторых хладагентов, которые выступают в качестве заменителей R22. Температурные границы цикла: $T_{и} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{к} = 47 \text{ }^\circ\text{C}$; перегрев $\Delta T_{пер} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; переохлаждение $\Delta T_{по} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$. Теоретическая объемная подача компрессора $V_T = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Определены следующие характеристики ТНУ: Q_0 – холодопроизводительность, Q_k – теплопроизводительность, $N_{км}$ – мощность привода компрессора, $G_{хл}$ – массовый

расход хладагента, η_i – изоэнтропный КПД компрессора, λ – коэффициент подачи компрессора, π – степень сжатия в цикле, T_2 – температура пара хладагента в конце сжатия, μ – коэффициент преобразования.

Для расчета теплофизических свойств хладагентов использовалась сертифицированная база данных REFPROP 8.0. Расчет циклов ТНУ проводился по методике [6].

Таблица 2

Режимные параметры ТНУ для различных хладагентов

Величина	R22	R134a	R404A	R407C	R410A	R290
Q_0 , кВт	7,267	4,512	6,959	6,595	10,32	6,108
Q_k , кВт	9,428	5,869	9,391	8,66	13,72	7,978
$N_{км}$, кВт	2,341	1,459	2,578	2,234	3,628	2,011
$G_{хл}$, кг/с	0,047	0,032	0,068	0,042	0,068	0,023
η_i	0,766	0,741	0,770	0,749	0,769	0,780
λ	0,66	0,62	0,726	0,712	0,731	0,67
T_2 , °C	92,2	70,6	67,4	77,4	81,1	64,1
π	3,746	4,301	3,649	4,125	3,677	3,433
μ	4,123	4,116	3,731	3,971	3,872	3,061

Анализ приведенных выше результатов показал, что ни одно из синтезированных веществ не обладает полным комплексом свойств присущих R22.

В условиях изотермического подвода и отвода теплоты в цикле при $T_{и} = 0$ °C и $T_{к} = 47$ °C, значение μ для R407C на 32 % меньше, а Q_k на 9 % ниже, чем для R22. Более высокую (на 30 %) теплопроизводительность по сравнению с R22 имеет R410A, однако для него характерно повышенное, в среднем на 40%, давление. Поэтому простая замена R22 на R410A в действующих установках на наш взгляд является нецелесообразной.

Ниже на рис. 1 и 2 представлен анализ характеристик ХМ в относительных величинах. Приведенные зависимости достаточно наглядно показывают отклонение параметров цикла для альтернативного хладагента в сравнении с R22. Сопоставление производилось для конкретного холодильного контура. Теоретическая объемная подача компрессора в расчетном режиме с R22 составляла 22 м³/ч. Задавались давления конденсации и испарения, которые соответствовали режиму работы ХМ с R22. Кроме того, были заданы температуры хладонносителя на входе в испаритель (8 °C) и теплоносителя на входе в конденсатор (15 °C), мощность привода компрессора, температуры на всасывании и нагнетании, температуры переохлаждения и перегрева при работе с R22. С использованием методики расчета статических характеристик ХМ и ТНУ [7] были определены параметры гидравлического контура установки с альтернативным хладагентом для указанного режима эксплуатации.

На рис. 1 показано относительное изменение холодильного коэффициента $\varepsilon/\varepsilon^{R22}$ и холодопроизводительности ХМ Q_0/Q_0^{R22} , а также температурных напоров в испарителе $\Delta T_{и}/\Delta T_{и}^{R22}$ и в конденсаторе $\Delta T_{к}/\Delta T_{к}^{R22}$ при замене хладагента R22 на альтернативные рабочие вещества R134a, R290, R404A, R407C, R507A.

На рис. 2 приведено отношение температур конденсации $T_{к}/T_{к}^{R22}$ и испарения $T_{и}/T_{и}^{R22}$, а также температур переохлаждения $T_{по}/T_{по}^{R22}$ и перегрева $T_{пер}/T_{пер}^{R22}$ в цикле.

Как можно видеть из рисунков для рассмотренного холодильного контура, наиболее близким по режимным характеристикам к R22 является хладагент R290.

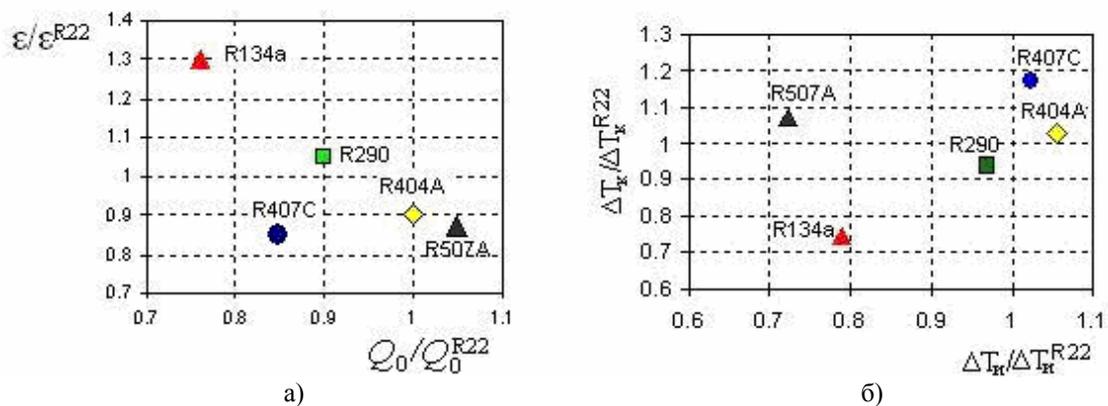


Рис. 1. Сопоставление характеристик ХМ на альтернативных хладагентах по отношению к R22:
 а – $\varepsilon/\varepsilon^{R22} = f(Q_0/Q_0^{R22})$; б – $\Delta T_k/\Delta T_k^{R22} = f(\Delta T_n/\Delta T_n^{R22})$

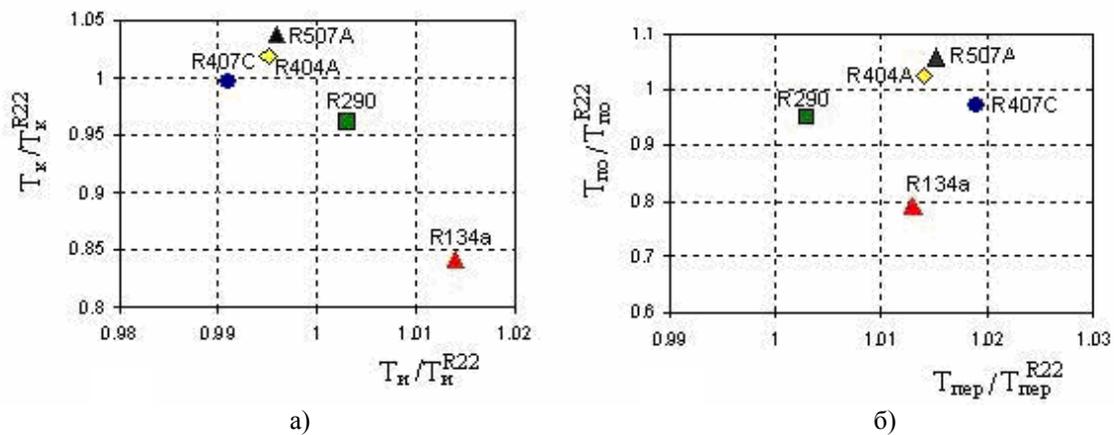


Рис. 2. Относительное изменение температур испарения, конденсации, перегрева и переохлаждения в контуре ХМ для альтернативных хладагентов по сравнению с R22:
 а – $T_k/T_k^{R22} = f(T_n/T_n^{R22})$; б – $T_{по}/T_{по}^{R22} = f(T_{пер}/T_{пер}^{R22})$

Предложенная методика позволяет проводить оценку показателей энергетической эффективности, определять предельно достижимые границы термодинамического цикла действующих ХМ и ТНУ при замене хладагента.

Список литературы: 1. Дубро, І.В. Багатокритеріальне моделювання та оцінка альтернатив при переведенні холодильного обладнання на сучасні холодильні агенти [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.14 / І.В. Дубро; ОДАХ. – Одеса, 2005. – 20 с. 2. Железний, В.П. Перспективи і проблеми применения углеводородов в качестве хладагентов [Текст] / В.П. Железний, О.Я. Хлиева, Н.П. Быковец // Холодильная техника. – 2002. – № 8. – С. 5-9. 3. Быков, А.В. Холодильные машины и тепловые насосы [Текст] / А.В. Быков, И.М. Калнинь, А.С. Крузе. – М.: Агропромиздат. – 1988. – 287 с. 4. Везиришвили, О.Ш. Энергетические характеристики парокомпрессионных теплонасосных установок [Текст] / О.Ш. Везиришвили // Изв. вузов. Энергетика. – 1989. – № 3. – С. 92-95. 5. Розенфельд, Л.М. Холодильные машины и аппараты [Текст] / Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев. – М.: Госторгиздат, 1955. – 584 с. 6. Морозюк, Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т.В. Морозюк. – Одесса: Неогоциант. – 2006. – 721 с. 7. Харлампида, Д.Х. Особенности расчета реверсивных кондиционеров – тепловых насосов [Текст] / Д.Х. Харлампида // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ. – 2002. – Вип. 17. – С. 167-175.

© Харлампида Д.Х., Братута Э.Г., Шерстюк А.В., Крупова Е.Г., 2012
 Поступила в редколлегию 27.02.12