

Канд. техн. наук, проф., акад. МАХ
В.П.ЖЕЛЕЗНЫЙ,
О.Я.ХЛИЕВА, Н.П.БЫКОВЕЦ
 Одесская государственная
 академия холода

Перспективы и проблемы применения углеводородов в качестве хладагентов*

It is shown that scientifically based conclusion about the prospects for use of hydrocarbons in refrigeration equipment can be made only within the frame of modern methods of ecological, thermal and economical analysis. The main principle of ecological, thermal and economical analysis consists in taking account of the emissions of greenhouse gases during production and operation of refrigeration equipment, i.e. for the whole life cycle of the machine.

Отсутствие научно обоснованных методов эколого-энергетического анализа и системы индикаторов для менеджмента в области охраны окружающей среды в значительной мере сдерживает технологический прогресс в холодильном машиностроении.

Учитывая ограниченные возможности термодинамических методов анализа эколого-энергетической эффективности применения пожароопасных хладагентов, авторы ряда работ [5, 6] предлагают проводить экономическую оценку перспектив использования углеводородов. Так, в работе [7] подчеркивается, что дальнейшее расширение области применения углеводородов в качестве хладагентов в значительной мере будет зависеть от экономической целесообразности перехода на пожароопасные рабочие вещества. В соответствии с [7] использование углеводородов экономически оправдано только в бытовых холодильниках и малых тепловых насосах.

В экономических методах анализа учитывают, как правило, только увеличение стоимости оборудования для обеспечения мер безопасности, но не проводят оценку экологических факторов применения углеводородов.

В других работах авторы [8, 9, 11] для анализа экологической целесообразности применения пожароопасных веществ предлагают рассчитывать полный эквивалент глобального потепления TEWI. Но при этом, как правило, не учитывают дополнительных энергозатрат на обеспечение мер пожаробезопасности.

Попытку расширить возможности экономических методов анализа

можно найти в работе сопредседателя UNEP Кьюперса [10]. Предлагается при оценке перспектив применения пожароопасных хладагентов определять TEWI за весь жизненный цикл оборудования (life-cycle cost/TEWI analysis), что, по-видимому, послужит толчком к развитию современных методов анализа эколого-энергетической эффективности холодильного оборудования.

В настоящей работе авторы предлагают при оценке перспектив применения пожароопасных хладагентов использовать методику эколого-термоэкономического анализа [1, 3], которая является практической реализацией концепции (life-cycle cost/TEWI analysis). Основопологающий принцип эколого-термоэкономического анализа — полномасштабный учет эмиссии парниковых газов при производстве и эксплуатации холодильной техники, т. е. за полный жизненный цикл машины. Применительно к анализу холодильного оборудования полный эквивалент глобального потепления можно рассчитать по формуле

$$TEWI_N = GWP_R L_R N + GWP_R m_R \times \\ \times (1 - \alpha) + GWP_{в.а} M_{в.а} + \beta E N + \sum_{i=1}^n \beta E_i,$$

где GWP_R и $GWP_{в.а}$ — потенциалы глобального потепления соответственно хладагента и вспенивающего агента, кг CO_2 /кг;

L_R — утечка хладагента, кг/год;

N — время эксплуатации оборудования, год;

m_R — масса хладагента в установке, кг;

α — доля хладагента, утилизиро-

ванного после окончания эксплуатации;

$M_{в.а}$ — масса вспенивающего агента, кг;

β — эмиссия CO_2 при производстве 1 кВт·ч электроэнергии, кг CO_2 /(кВт·ч);

E — годовые затраты электроэнергии на эксплуатацию оборудования, кВт·ч/год; E_i — дополнительные энергетические затраты на создание оборудования и обеспечение мер безопасной эксплуатации, кВт·ч.

При выполнении эколого-термоэкономического анализа рассчитывают удельные эколого-энергетические коэффициенты. Применять такие коэффициенты при выполнении эколого-энергетического анализа очень удобно, поскольку они не зависят от производительности системы (в отличие от $TEWI_N$). Эти коэффициенты чувствительны к изменению различных факторов, влияющих на $TEWI_N$, причем учитывают необратимые потери энергии при получении холода в холодильной установке.

Метод эколого-термоэкономического анализа позволяет принять во внимание такие факторы, как энергетическая эффективность применения того или иного хладагента, энергоемкость установки, пожароопасность и потенциал глобального потепления хладагента, качество эксплуатации холодильного оборудования. Полученные результаты отражают антропогенное влияние холодильной техники на природу.

Понятно, что при таком подходе результаты анализа будут зависеть

* Продолжение. Начало см. «Холодильная техника» № 7/2002.

не только от применяемого хладагента, но и от типа рассматриваемого оборудования. При значительном возрастании энергоемкости оборудования и повышении уровня потребляемых энергоресурсов вполне возможен результат, при котором ГФУ окажутся лучшей альтернативой [2, 10] при замене ХФУ и ГХФУ хладагентов.

Как показывают исследования, холодильное оборудование небольшой холодопроизводительности, в котором используют ГФУ (при непосредственном кипении хладагента и минимальных его утечках), может оказаться более предпочтительным по сравнению с оборудованием на углеводородах [2]. Причем эти выводы в полной мере согласуются с результатами экономического анализа, выполненного в рамках современных ГОСТов серии ISO 14, регулирующих выполнение анализа жизненного цикла продукции и услуг (ISO 14040.1997. Environmental Management – Life Cycle Assessment – Principles and Framework; ISO 14041.1998. Environmental Management – Life Cycle Assessment – Goal and Scope Definitions and Inventory Analysis; ISO/DIS 14042.1998. Environmental Management – Life Cycle Assessment – Life Cycle Impact Assessment).

Продемонстрируем справедливость данного заключения на примере рассмотрения перспектив замены хладагента R22 на R290 и R600a в холодильной машине 2MBB3-2-2 производства ОАО «РЕФМА» в рамках экономического расчета за полный жизненный цикл оборудования и эколого-термоэкономического анализа [1, 3]. Поскольку исследование носит характер сравнительного анализа, расчеты проводили для среднетемпературного спецификационного режима: $t_0 = -15$ °С, $t_k = 30$ °С. Температура хладагента на входе в компрессор была принята равной 5 °С, перед дросселем 25 °С, температура окружающей среды 25 °С. Для расчета TEWI_N и эколого-термоэкономических показателей были приняты следующие исходные данные:

время работы установки 10 лет, себестоимость оборудования около 1900 долл. США; стоимость электроэнергии примерно 0,04 долл. США; количество заправляемого хладагента 4 кг; $GWP_{R22} = 1900$; уровень утечек хладагента для данного типа оборудования 10 %/год; утилизация хладагента после окончания срока службы оборудования не предусматривается.

На первом этапе исследования не учитывали необходимые изменения в конструкции оборудования при переходе на пожароопасные хладагенты. В холодильной машине 2MBB3-2-2 компрессор 1П10-2-02 сальниковый с регулируемой частотой вращения вала (от 6,33 до 24 1/с). Поэтому при выполнении расчетов частоту вращения вала компрессора и объемный расход хладагента при его работе на различных хлада-

гентах подбирали из условий обеспечения одинаковой производительности холодильной машины ($Q_0 = 2,3$ кВт). В рамках перечисленных условий можно считать стоимость машины неизменной. Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Как видно из табл. 1, определена целесообразность использования углеводородов, сравнивая величину затрат на создание и эксплуатацию оборудования, достаточно трудно в связи с незначительным отличием этой величины для разных хладагентов. Напротив, сравнение величины TEWI_N и эколого-термоэкономических коэффициентов свидетельствует о явных преимуществах применения углеводородов. Такое отличие в полученных результатах связано прежде всего с тем, что экономические методы не могут учиты-

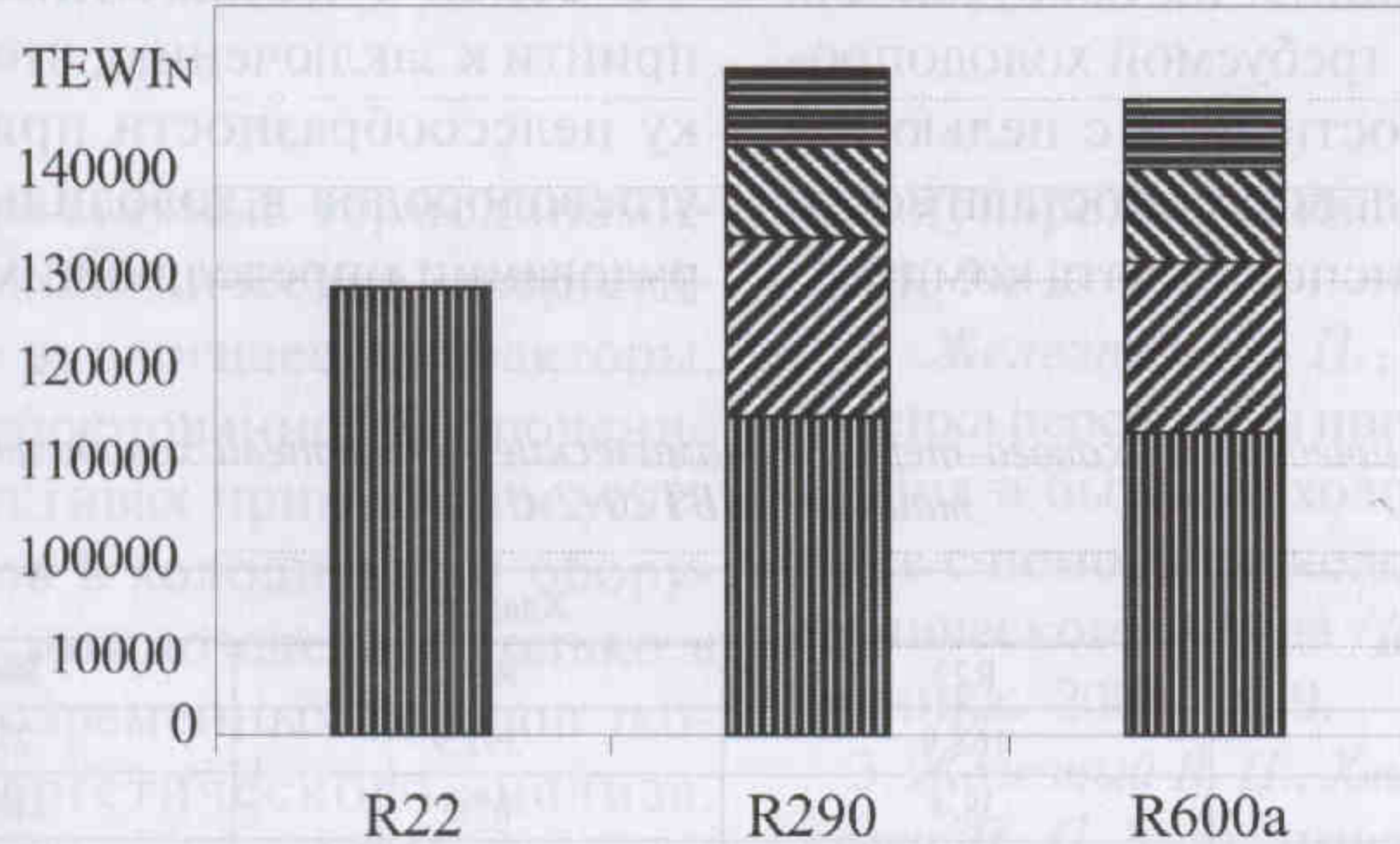
Таблица
Экономические и эколого-термоэкономические показатели холодильной машины 2MBB3-2-2

Показатель	Хладагент		
	R22	R290	R600a
q_0 , кДж/кг	168,9	291,9	276,1
l_a , кДж/кг	38,4	67,5	61,6
ϵ_T	4,398	4,324	4,482
$N_э$, кВт	1,13	1,14	1,12
ϵ_d	2,14	2,12	2,17
$N_{п.}$, кВт	1,30	1,31	1,28
$\Sigma П$, кВт	0,984	0,986	0,972
$\eta_{экс}$	0,129	0,135	0,129
ЗЖЦ, долл. США	5160	5194	5125
TEWI _N , кг CO ₂	129142	114918	113211
TEWI _p , кг CO ₂	79642	80458	78751
$\Delta TEWI_{э.п.}$, кг CO ₂	15200	160	160
$\Delta TEWI_{э.к.}$, кг CO ₂	34300	34300	34300
$\Delta TEWI_{p.внут.}$, кг CO ₂	43746	41401	40767
$\Delta TEWI_{p.внеш.}$, кг CO ₂	16595	19087	18859
$\Delta TEWI_{всп.}$, кг CO ₂	10388	10494	10272
TEWI _q , кг CO ₂	8912	9475	8853
tewi	14,491	12,129	12,788
δ	0,617	0,700	0,696
γ	0,112	0,118	0,112
ϕ	0,069	0,082	0,078

Примечание. q_0 – удельная холодопроизводительность, кДж/кг; l_a – удельная адиабатная работа сжатия, кДж/кг; ϵ_T – теоретический холодильный коэффициент; $N_э$ – электрическая мощность, потребляемая холодильной машиной, кВт; ϵ_d – действительный холодильный коэффициент; $N_{п.}$ – полная мощность, потребляемая холодильной установкой (с учетом вспомогательного оборудования), кВт; $\Sigma П$ – сумма эксергетических потерь в холодильной машине, кВт; $\eta_{экс}$ – эксергетический КПД; ЗЖЦ – затраты за полный жизненный цикл, долл. США; TEWI_N – полный эквивалент глобального потепления, кг CO₂; TEWI_p – эмиссия CO₂ от рационально использованной энергии на производство холода, кг CO₂; TEWI_q – эмиссия CO₂ от части энергии, преобразованной в холод, кг CO₂; $\Delta TEWI_{p.внеш.}$ и $\Delta TEWI_{p.внут.}$ – косвенный вклад в TEWI_N от внешней и внутренней необратимости процессов в холодильном оборудовании соответственно, кг CO₂; $\Delta TEWI_{э.п.}$ – прямой вклад в TEWI_N от эмиссии хладагента, кг CO₂; $\Delta TEWI_{э.к.}$ – косвенный вклад в TEWI_N от затрат энергии на получение конструкционных материалов, изготовление оборудования, обеспечение мер пожаробезопасности, кг CO₂; $\Delta TEWI_{всп.}$ – вклад в TEWI_N от эксплуатации вспомогательного оборудования (насосы, вентиляторы), кг CO₂; tewi – коэффициент приведенной эмиссии парниковых газов; γ – коэффициент соответственно прямого и косвенного экологического действия холодильной установки; ϕ – коэффициент эколого-термодинамического совершенства.

Таблица 2
Экономические и эколого-термоэкономические показатели холодильной машины 2MBV3-2-2 с учетом мер, связанных с использованием пожароопасных хладагентов

Показатель	Хладагент		
	R22	R290	R600a
q_0 , кДж/кг	168,9	286,1	269,5
l_0 , кДж/кг	38,4	76,6	69,4
ϵ_1	4,398	3,735	3,883
N_0 , кВт	1,13	1,26	1,23
ϵ_2	2,14	1,88	1,92
$N_{пр}$, кВт	1,30	1,77	1,72
$\Sigma П$, кВт	0,983	1,113	1,082
$\eta_{экс}$	0,129	0,120	0,118
ЭЖЦ, долл. США	5160	6914	6777
$TEWI_N$, кг CO_2	129080	153316	149963
$TEWI_{р}$, кг CO_2	79580	108566	105213
$\Delta TEWI_{э.п.}$, кг CO_2	15200	160	160
$\Delta TEWI_{э.к.}$, кг CO_2	34300	44590	44590
$\Delta TEWI_{р.внут.}$, кг CO_2	43726	45534	44352
$\Delta TEWI_{р.внеш.}$, кг CO_2	16574	22718	21967
$\Delta TEWI_{всп.}$, кг CO_2	10380	31019	30061
$TEWI_{ср}$, кг CO_2	8901	9294	8833
$tewi$	14,502	16,496	16,978
δ	0,617	0,708	0,702
γ	0,112	0,086	0,084
φ	0,069	0,061	0,059



Значения $TEWI_N$ холодильной машины 2MBV3-2-2 при работе на различных хладагентах: — $TEWI_N$ без учета вклада, связанного с реализацией мер, обеспечивающих пожаробезопасность, кг CO_2 ; — вклад в $TEWI_N$ от энергопотребления насоса промежуточного хладоносителя, кг CO_2 ; — вклад в $TEWI_N$, обусловленный увеличением энергоемкости оборудования, кг CO_2 ; — вклад в $TEWI_N$, обусловленный понижением эффективности оборудования в связи с увеличением разности температур между температурами хладоносителя и кипения хладагента, кг CO_2

вать таких экологических факторов, как эмиссия парниковых газов. Вместе с тем обоснование целесообразности применения углеводородов по результатам проведенного анализа представляется не вполне корректным, поскольку не были учтены все энергетические затраты на создание и эксплуатацию оборудования за его полный жизненный цикл. К сожалению, такая методи-

ческая ошибка совершается достаточно часто.

Поэтому на втором этапе исследования для учета мер, обеспечивающих пожаробезопасность при работе оборудования на углеводородах, проанализировали работу системы с промежуточным хладоносителем. При этом учитывали повышение стоимости оборудования на 30 %, снижение температуры кипения

хладагента в испарителе на 5 °С, а также увеличение расхода электроэнергии машиной, связанное с работой насоса хладоносителя. По оценкам специалистов (с учетом энергозатрат на привод насоса хладоносителя), понижение температуры кипения на 1 °С приводит к увеличению потребляемой мощности в среднем на 5–7 % [4]. Результаты расчета, выполненные с учетом этих факторов, приведены в табл. 2.

Как видно из табл. 2, при более полном учете экономических, энергетических и экологических факторов углеводороды, используемые как хладагенты в холодильной машине 2MBV3-2-2, уже не могут рассматриваться в качестве альтернативы R22. Такой результат связан с большим вкладом в величину ЭЖЦ и $TEWI$ энергетических и экономических затрат на обеспечение пожаробезопасности. Результаты расчетов показывают, что увеличение $TEWI_N$ для оборудования на пожароопасных хладагентах на 12,6 % обусловлено возрастанием энергопотребления холодильной системой, вызванным работой насоса для промежуточного хладоносителя. Приблизительно 6,8 % от значения $TEWI_N$ приходится на увеличение энергоемкости оборудования. И приблизительно 5,5 % обусловлено повышением энергопотребления компрессором в связи с необходимостью снижения температуры в испарителе. Наглядно вклад различных факторов, связанных с обеспечением мер пожаробезопасности, в величину $TEWI_N$ демонстрирует рисунок.

Наибольший вклад в увеличение $TEWI_N$ вносит энергопотребление насосом промежуточного хладоносителя (см. рисунок). Причем мощность, потребляемая насосом, будет зависеть от многих факторов, таких, как конструкция теплообменников, расход хладоносителя, гидравлические сопротивления и т. п. Поэтому имеются реальные возможности снижения уровня энергетических затрат на работу насоса хладоносителя.

К полученным результатам расчета по-прежнему необходимо относиться осторожно. Как уже было сказано выше, результаты подобных анализов всегда будут определяться типом рассматриваемого оборудования. Так, для оборудования крупной производительности, характеризующегося большим количеством заправляемого в него хладагента и очень значительными (до 30–35 %/год) его утечками, альтернативой может стать система с промежуточным хладонносителем, которая использует в качестве рабочего вещества углеводороды. Это можно объяснить, во-первых, существенным уменьшением прямого вклада в величину $TEWI_N$ при переходе на углеводороды в качестве хладагента; во-вторых, относительно незначительным влиянием на $TEWI_N$ повышения энергоемкости оборудования, связанного с обеспечением мер пожаробезопасности; в-третьих, высокой эффективностью применения углеводородов в холодильном оборудовании.

Оценивая перспективы применения углеводородов, в первую очередь отмечают их высокую по сравнению, например, с R22 термодинамическую эффективность. Вместе с тем из результатов расчета, приведенных в табл. 1 видно, что уровни потребляемой мощности для холодильной машины 2MBV3-2-2 при использовании хладагентов R22 и R600a близки. Потребляемая мощность оборудования на R290 даже ниже, чем на R22. Следовательно, переводить холодильную машину 2MBV3-2-2 на углеводороды при выбранном для данной машины температурном режиме нецелесообразно. Этот вывод нельзя распространять на другие режимы работы оборудования. Кроме того, применение регенеративного теплообменника в машинах, использующих углеводороды, также может повлиять на заключение о целесообразности применения последних.

Многие предприятия холодильного машиностроения (в частности, ОАО «РЕФМА») выпускают оборудование для охлаждения промежу-

точного хладонносителя, работающего на ГХФУ или ГФУ. Перевод этого оборудования на углеводороды представляется практически полезным, поскольку затраты на обеспечение пожаробезопасности будут минимальными.

Для подтверждения этого вывода рассмотрим целесообразность применения углеводородов в холодильной машине MBT20-2-0, которая предназначена для охлаждения воды, используемой в качестве промежуточного хладонносителя. В настоящее время данная машина работает на R22. Расчеты проводили при тех же исходных условиях, что и для машины 2MBV3-2-2, за исключением следующих показателей: себестоимость оборудования ~3700 долл. США, количество заправляемого хладагента 25 кг.

В холодильной машине установлен полугерметичный (бессальниковый) компрессор 5ПБ14 с постоянной частотой вращения вала. При переводе машины на изобутан для обеспечения требуемой холодопроизводительности Q_0 и с целью соблюдения условий сопоставимости необходимо использовать компрес-

сор с большим объемным расходом например 5ПБ50. В рамках указанных изменений стоимость машины MBT20-2-0 изменится незначительно. Результаты выполненных расчетов приведены в табл. 3.

Заключение о целесообразности применения углеводородов в оборудовании различной холодопроизводительности с использованием экстенсивных величин $TEWI_N$ и ЗЖЦ не может быть корректным. В данном случае значительно большую информацию несут предложенные в работе [1, 3] эколого-термоэкономические коэффициенты, сравнение которых показывает, что перевод холодильной машины MBT20-2-0 на пропан можно считать практически полезным. Машина на изобутане, несмотря на достаточно высокий теоретический холодильный коэффициент, все же уступает по эколого-термоэкономическим характеристикам оборудованию на R22.

В связи с изложенным можно прийти к заключению, что на оценку целесообразности применения углеводородов в холодильном оборудовании определяющим образом

Экономические и эколого-термоэкономические показатели холодильной машины MBT20-2-0

Показатель	Хладагент		
	R22	R290	R600a
q_0 , кДж/кг	168,9	291,9	276,1
l_a , кДж/кг	38,4	67,5	61,6
ϵ_T	4,398	4,324	4,482
Q_0 , кВт	16,10	14,33	14,02
N_s , кВт	5,34	4,89	5,86
ϵ_d	3,17	3,08	2,52
N_{II} , кВт	7,47	6,85	8,20
СП, кВт	4,321	3,929	4,975
$\eta_{экс}$	0,191	0,197	0,150
ЗЖЦ, долл. США	22346	20787	24150
$TEWI_N$, кг CO_2	619441	487112	569792
$TEWI_p$, кг CO_2	458291	419962	502642
$\Delta TEWI_{э.п.}$, кг CO_2	95000	1000	1000
$\Delta TEWI_{э.к.}$, кг CO_2	66150	66150	66150
$\Delta TEWI_{p.внут.}$, кг CO_2	148814	121958	190129
$\Delta TEWI_{p.внеш.}$, кг CO_2	116157	118962	114945
$\Delta TEWI_{всп.}$, кг CO_2	130940	119989	143612
$TEWI_Q$, кг CO_2	62380	59053	53956
$tewi$	9,930	8,249	10,560
δ	0,740	0,862	0,882
γ	0,136	0,141	0,107
ϕ	0,101	0,121	0,095

Нюрнберг, Германия
16.10 – 18.10.2002



IKK 2002 Nürnberg

23-я международная
специализированная выставка
«Холодильная техника и
кондиционирование»

Правильное решение для будущего.

Организатор

VDKF Wirtschafts- und
Informationsdienste GmbH
Kaiser-Friedrich-Straße 7
D-53113 Bonn
Tel +49(0)2 28. 2 49 89-48
Fax +49(0)2 28. 2 49 89-49
info@vdkf.com
www.vdkf.com

Проведение

NürnbergMesse GmbH
Messezentrum
D-90471 Nürnberg

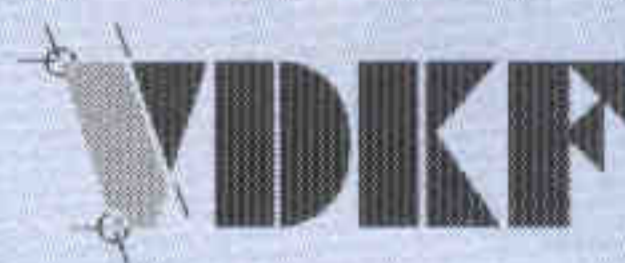
Информация

Представительство немецкой
экономики в РФ
1-й Казачий пер., 7
109017 Москва
Тел.: +7.0 95. 2 34 49 50
Телефакс: +7.0 95. 2 34 49 51
sedowa@diht.msk.ru

IKK 2002 в интернете

www.ikk-tradefair.com
www.ikk-online.com

www.ikk-tradefair.com
www.ikk-online.com



NÜRNBERG MESSE

вливают различные термодинамические, экономические, энергетические и экологические факторы. Научно обоснованное заключение о перспективах применения углеводородов в холодильном оборудовании можно сделать только в рамках современных методов эколого-энергетического анализа. Благодаря тому что ГФУ обладают уникальным сочетанием безопасности, химической инертности и ценных термодинамических свойств, они и впредь будут востребованы для создания холодильных систем с высоким энергетическим КПД. Тем не менее количество оборудования, использующего в качестве хладагентов углеводороды, будет в дальнейшем увеличиваться.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Железный В. П. Принципы эколого-термоэкономического анализа эффективности холодильного оборудования при переходе на новые озонобезопасные хладагенты // Вестник

международной академии холода. 2000. № 1.

2. Железный В. П., Хлиева О. Я. Оценка перспектив применения изобутана в бытовой холодильной технике с помощью эколого-термоэкономического метода // Холодильная техника. 2001. № 9.

3. Железный В. П., Хлиева О. Я., Быковец Н. П. Учет эмиссии парниковых газов при формировании индикаторов для эколого-энергетического аудита холодильной промышленности // Экотехнологии и ресурсосбережение. 2001. № 4.

4. Калнишкан А. А. Аммиачная холодильная машина с пластинчатым испарителем "Альфа Лаваль Поток" // Холодильная техника. 1999. № 10.

5. Douglas J. D., Braun J. E., Groll E. A., Tree D. R. A Cost-Based Method for Comparing Alternative Refrigerants Applied to R22 Systems // Int. J. Refrig. 1999. № 22.

6. Douglas J. D., Groll E. A., Braun J. E., Tree D. R. Evaluation of Propane as an Alternative to HCFC-22 in Residential Application // Proc. of 6th International Refrigeration Conference

at Purdue University. - Purdue, USA. - July 23-26, 1996.

7. Granryd E. Hydrocarbons as refrigerants - an overview // Int J. Refrig. 2001. Vol. 24.

8. Keller F. J., Sullivan L., Liang H. Assessment of Propane in North American Residential Air Conditioning // Proc. of 6th International Refrigeration Conference at Purdue University. - Purdue, USA. July 23-26, 1996.

9. Kruse H. Current Status of Natural Working Fluids in Refrigeration, A/C, and Heat Pump Systems // Proc. International Conf. «Applications for Natural Refrigerants». Aarhus, Denmark. 1996.

10. Kuijpers L. The Impact of the Montreal and Kyoto Protocol on New Developments in Refrigeration and A/C // Proc. IIR conference «Emerging Trends in Refrigeration & Air-conditioning. - New Delhi, India. - March 18-20, 1998.

11. Toshio Hirata, Kenichi Fujiwara Improvement of Mobile Air Conditioning System From Point of Global Warming Problems // Proc. IIR/IIF Conf. - Oslo, Norway. 1998.