

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ КАСКАДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН С ПРИМЕНЕНИЕМ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА

А. С. Хрёкин, И. В. Баранов, А. А. Никитин

Университет ИТМО,
Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

В данной публикации выполнен анализ и доказана целесообразность совершенствования энергетических показателей низкотемпературных холодильных машин, работающих на R744 с применением каскадных схем с хладагентами R134a, R1234yf и R717, основываясь на ранее полученных данных при анализе двухступенчатых схем. В настоящее время, при существующих экологических запретах и возрастающем интересе к созданию низкотемпературных холодильных машин, работающих с применением диоксида углерода в двухступенчатой и каскадной схемах, представленное исследование дополняет научную литературу по обоснованию применения каждой из них.

Ключевые слова: каскадная холодильная машина, потенциал глобального потепления, верхний каскад, транскритический цикл, традиционные хладагенты, озоноразрушающая способность, диоксид углерода, холодопроизводительность, природный хладагент, холодильная установка.

Введение

Принятые Российской Федерацией обязательства Монреальского протокола [1, 2] не допускают использование хладагентов с высоким значением парникового эффекта. В исследовании, опубликованном в статье [3], рассмотрены вопросы применения R744 (CO₂) как перспективного природного хладагента [4–10] для объектов потребления холода в диапазоне температурных уровней от –40 °С до 10 °С как перспективного направления и реальной возможности выполнения существующих международных экологических ограничений применения рабочих веществ холодильных машин. Выполнен анализ эффективности применения R744 в низкотемпературных системах с полугерметичными компрессорами по теплотехническим, энергетическим, эксплуатационным показателям с учетом типа объекта холодоснабжения, температурных уровней потребления холода и внешних условий отвода теплоты в окружающую среду в сравнении с используемыми в настоящее время хладагентами. Из последних лучшие показатели достигаются при применении R507a (азеотропной нетоксичной и пожаробезопасной смеси).

По результатам сравнения и термодинамического анализа циклов и составляющих процессов холодильных машин выполнены количественные оценки и обоснованы:

— преимущества использования R744 в циклах нижней ступени низкотемпературных холодильных машин;

— отличия качественных и количественных показателей транскритических циклов в верхней ступени либо одноступенчатых среднетемпературных от традиционных субкритических для основных применяемых хладагентов;

— при технических преимуществах R744, как дешевого природного экологически и пожаробе-

зопасного хладагента значительно более высокого давления, установлены низкие энергетические и теплотехнические показатели эффективности его применения при транскритических режимах в сравнении с R404a и R507a [3] для одноцелевых холодильных систем (только для получения холода);

— в настоящее время для рассмотренных условий потребления холода, требующих применения низкотемпературных двухступенчатых или каскадных циклов, R744 является единственным природным хладагентом группы безопасности A1, отвечающим установленным экологическим запретам;

— показана целесообразность совершенствования работающих на R744 низкотемпературных холодильных систем их каскадным исполнением.

Постановка задачи

Для верхнего каскада предпочтительны экологически безопасные нетоксичные хладагенты с низким показателем глобального потепления (GWP), группы опасности A1, однокомпонентные, азеотропные или зеотропные с незначительным температурным глайдом.

Указанным требованиям из разрешенных в настоящее время и приемлемых к применению в рассматриваемых условиях отвечают хладагенты R134a, R404a, R450a, R507a, R1234yf [11–18]. Из них все хладагенты, кроме дорогостоящего R1234yf (различие на порядок), в полной мере не отвечают запрету Регламента Европейского союза № 517/2014 на использование хладагентов группы ГФУ.

В первой части выполненного исследования [3] показано, что R404a в сравнении с R507a не имеет существенных преимуществ. Из остальных R1234yf является реальной альтернативой заменой R134a в цикле верхнего каскада, а R450a предлагается как переходный, основным преимуществом которого является в 2,2 раза меньшее значение GWP, но превы-

Таблица 2. Сравнение циклов по величине холодильного коэффициента
Table 2. Comparison of refrigeration efficiency

		$\varepsilon^* = Q_m/N_{эл}$		Отношение $\varepsilon/\varepsilon^*$				
		R744		R134a		R507a		R1234yf
$t_m, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_k, \text{ }^\circ\text{C}$		$\Delta T_{ku} = 3\text{K}$	$\Delta T_{ku} = 7\text{K}$	$\Delta T_{ku} = 3\text{K}$	$\Delta T_{ku} = 7\text{K}$	$\Delta T_{ku} = 3\text{K}$	$\Delta T_{ku} = 7\text{K}$
0	25	4,68	1,09	0,94	1,07	0,93	1,06	0,91
	30	3,21	1,36	1,18	1,30	1,13	1,30	1,14
	35	2,45	1,53	1,35	1,42	1,25	1,46	1,28
	40	1,9	1,71	1,52	1,54	1,36	1,61	1,42
	45	1,41	2,01	1,79	1,74	1,54	1,86	1,65
	50	0,9	2,74	2,44	2,27	2,00	2,50	2,21
-5	25	3,73	1,14	0,99	1,12	0,98	1,10	0,96
	30	2,62	1,40	1,23	1,34	1,18	1,34	1,18
	35	2,04	1,57	1,38	1,45	1,28	1,49	1,30
	40	1,6	1,74	1,54	1,56	1,38	1,63	1,44
	45	1,28	1,91	1,70	1,64	1,45	1,76	1,55
	50	0,91	2,35	2,09	1,92	1,70	2,12	1,88
-10	25	3,02	1,18	1,02	1,17	1,02	1,14	0,99
	30	2,15	1,45	1,27	1,39	1,22	1,38	1,21
	35	1,71	1,60	1,40	1,48	1,31	1,51	1,32
	40	1,36	1,76	1,55	1,57	1,40	1,64	1,44
	45	1,09	1,93	1,71	1,66	1,48	1,77	1,56
	50	0,78	2,37	2,09	1,94	1,72	2,13	1,87

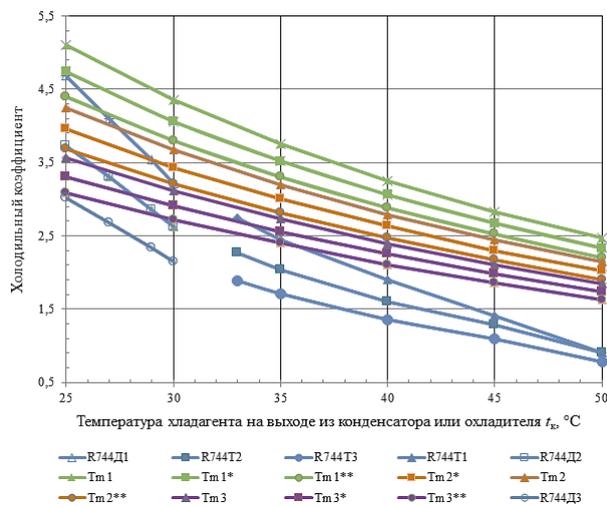


Рис. 1. Зависимость $\varepsilon = f(t_k)$ для циклов верхней ступени при работе на R744 и R134a в каскадной схеме с компрессорами первого типоразмера
Fig. 1. Dependence of $\varepsilon = f(t_k)$ for upper stage cycles when operating on R744 and R134a in cascade design with first type of compressors size

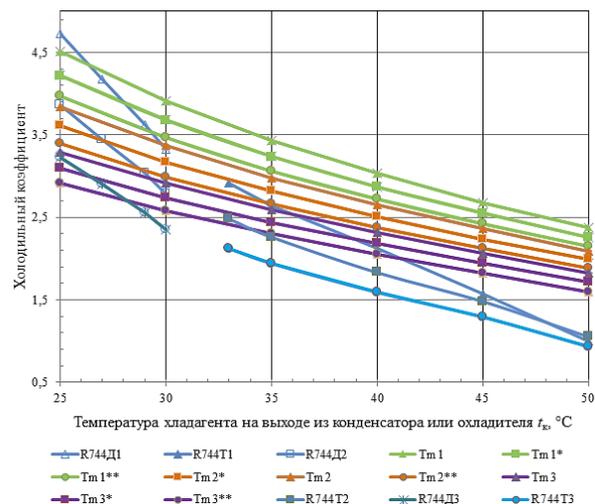


Рис. 2. Зависимость $\varepsilon = f(t_k)$ для циклов верхней ступени при работе на R744 и R134a в каскадной схеме с компрессорами второго типоразмера
Fig. 2. Dependence of $\varepsilon = f(t_k)$ for upper stage cycles when operating on R744 and R134a in cascade design with second type of compressors size

применение R134a обеспечивает более высокие значения холодильного коэффициента (при изменении t_k от 25 °С до 50 °С на 3–10 % в сравнении с R1234yf и на 1–18 % с R507a). Преимуществом последнего, хладагента более высокого давления, является сокращение удельных массогабаритных показателей компрессоров, недостатком его последующего применения — отсутствие реальной альтернативы замены в существующем оборудовании хладагентом, удовлетворяющим условиям запрета. Замена R134a на R1234yf не сопряжена с указанной проблемой, но приводит к уменьшению холодопроизводительности от 2 до 10 % в рассмотренных диапазонах изменения

t_m, t_k и ΔT_{ku} . Сравнение энергетических показателей при такой замене приводится в табл. 2.

На рис. 1–2 представлено сравнение циклов верхней ступени для R744 и каскадного для R134a по величине холодильного коэффициента ε в диапазоне температур $t_m = -10-0\text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 25-50\text{ }^\circ\text{C}$ и $\Delta T_{ku} = 3-7\text{ }^\circ\text{C}$ (принятые тождественными для всех рассмотрений) и двух типоразмеров компрессоров, приведенных в табл. 1. Ряды данных докритического и транскритического режимов работы R744 представлены отдельно.

На указанных и последующих рисунках принято обозначение рядов для R134a:

Таблица 3. Информация о выбранных типах аммиачных компрессоров фирмы Bitzer
Table 3. The types of Bitzer ammonia compressors selected

Хладагент	R717	Поршневые		Винтовой
		1-й типоразмер	2-й типоразмер	
Тип компрессора		W2TA- К	W6HA- К	OSKA5341- К
Q_m , кВт		11,24	57,50	52,7
V_h , м ³ /час		19,68	110,50	84,0

Таблица 4. Сравнение циклов аммиачных компрессоров по величине холодильного коэффициента
Table 4. Comparison of ammonia compressors refrigeration efficiency

		$\varepsilon^* = Q_m/N_{эл}$	Отношение $\varepsilon/\varepsilon^*$		$\varepsilon^* = Q_m/N_{эл}$	Отношение $\varepsilon/\varepsilon^*$			
		R744	R717 1-й типоразм.		R744	R717 2-й типоразм.		R717 Винтовой	
t_m , °C	t_k , °C		$\Delta T_{ку} = 3K$	$\Delta T_{ку} = 7K$		$\Delta T_{ку} = 3K$	$\Delta T_{ку} = 7K$	$\Delta T_{ку} = 3K$	$\Delta T_{ку} = 7K$
0	25	4,68	1,10	0,93	4,73	1,17	0,98	1,00	0,90
	30	3,21	1,39	1,18	3,32	1,41	1,20	1,25	1,12
	35	2,45	1,57	1,35	2,64	1,53	1,31	1,38	1,24
	40	1,90	1,76	1,53	2,12	1,68	1,46	1,51	1,36
	45	1,41	2,07	—	1,57	2,04	—	1,80	1,61
	50	0,90	—	—	1,00	—	—	2,47	2,20
-5	25	3,73	1,11	0,94	3,87	1,15	0,96	1,08	0,96
	30	2,62	1,39	1,19	2,78	1,37	1,17	1,31	1,17
	35	2,04	1,56	1,35	2,26	1,48	1,27	1,41	1,26
	40	1,60	1,75	—	1,83	1,62	—	1,53	1,36
	45	1,28	—	—	1,48	—	—	1,65	1,46
	50	0,91	—	—	1,05	—	—	2,04	1,79
-10	25	3,02	1,12	0,95	3,23	1,11	0,93	1,12	0,99
	30	2,15	1,39	1,19	2,35	1,33	1,12	1,34	1,19
	35	1,71	1,55	—	1,94	1,42	—	1,42	1,25
	40	1,36	—	—	1,59	—	—	1,51	1,33
	45	1,09	—	—	1,29	—	—	1,62	1,42
	50	0,78	—	—	0,93	—	—	—	—

— при температурах конденсации R744: $t_{m1} = 0^\circ\text{C}$, $t_{m2} = -5^\circ\text{C}$ и $t_{m3} = -10^\circ\text{C}$;

— разностей температур конденсации R744 и кипения R134a при переменных t_m индексами: * — $\Delta T_{ку} = 5\text{ K}$, ** — $\Delta T_{ку} = 7\text{ K}$, без индекса — $\Delta T_{ку} = 3\text{ K}$.

Аналогичная система обозначений принята на всех последующих рисунках.

Выводы по результатам сравнения циклов верхних ступени и каскада с полутерметичными компрессорами:

1. При работе на R134a и R744 энергетически менее эффективен цикл с применением R744. Ухудшение холодильного коэффициента составляет для докритических режимов: 8–28% для первого типоразмера, для второго типоразмера до 19%; для транскритических режимов: 37–63% для первого типоразмера, 25–56% для второго типоразмера.

2. Отсутствуют технические ограничения в применении эффективного хладагента R134a группы опасности A1 в рассмотренных, типичных для холодильной техники, диапазонах переменных параметров работы цикла верхнего каскада.

3. При значительном мировом уровне производства и применения холодильной техники, работающей на R134a, полное выполнение экологических ограничений его использования сопряжено с существенными затратами. Представляется целесообразным

применять R134a для верхнего каскада до его запрета и перейти с сохранением оборудования на альтернативный хладагент R1234yf, учитывая его стоимость и дефицит.

4. Каскадный цикл с R134a наиболее эффективен для условий, когда транскритический режим работы двухступенчатой холодильной машины на R744 преобладает.

Областью применения хладагента R717 являются, как правило, промышленные холодильные системы, в которых обеспечивается выполнение требований и ограничений, связанных с токсичностью и пожароопасностью аммиака. Особенности его химических свойств влияют на технические решения оборудования. В частности, выпускаемые аммиачные компрессоры по типу являются открытыми. Для сравнения выбраны компрессоры, приведенные в табл. 1 для R744 и табл. 3 для R717.

Тепловой поток Q_m (табл. 3) указан при температурных условиях циклов: $t_m = -10^\circ\text{C}$, $t_k = 35^\circ\text{C}$, $\Delta T_{ку} = 0\text{ K}$, перегрев пара на входе в компрессор 1 K.

Сравнение выполнено в том же диапазоне варьируемых параметров, из фиксируемых параметров цикла изменен перегрев пара на всасывании в компрессор, принятый для R717 — 1 K.

В табл. 4 представлены результаты сравнения циклов по величине холодильного коэффициента

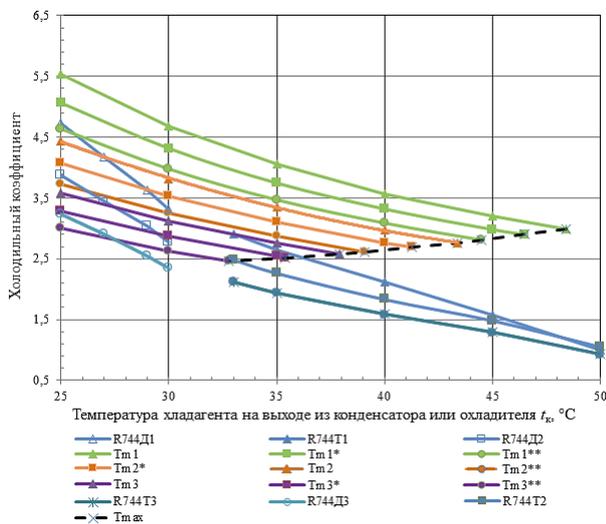


Рис. 3. Зависимость $\varepsilon = f(t_k)$ для циклов верхней ступени при работе на R744 и R717 в каскадной схеме с поршневым компрессором
Fig. 3. Dependence of $\varepsilon = f(t_k)$ for upper stage cycles when operating on R744 and R717 in cascade design with reciprocating compressor

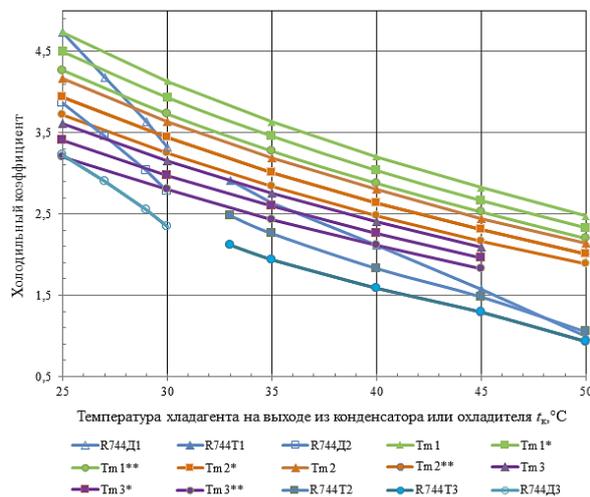


Рис. 4. Зависимость $\varepsilon = f(t_k)$ для циклов верхней ступени при работе на R744 и R717 в каскадной схеме с винтовым компрессором
Fig. 4. Dependence of $\varepsilon = f(t_k)$ for upper stage cycles when operating on R744 and R717 in cascade design with screw compressor

$\varepsilon = Q_m/N_{эл}$ в диапазонах варьируемых параметров с поршневыми компрессорами первого и второго типоразмера, а также винтовым компрессором. В качестве наглядной оценки показатели для каскадных схем приведены в относительных величинах $\varepsilon/\varepsilon^*$ — отношения холодильных коэффициентов циклов верхних ступеней каскадной схемы на хладагенте R717 и двухступенчатой, работающей на R744 при тождественных значениях величин t_m , t_k и переменных $\Delta T_{ки}$. Последние выбраны в рациональных пределах для конденсаторов-испарителей.

Отметим затруднения проведенной сравнительной оценки показателей для данных условий:

- нарушена идентичность сравнения по используемому типу оборудования (полугерметичные и открытые компрессоры);

- фирма Bitzer поставляет открытые компрессоры без двигателей и приводит для них объективные данные по потребляемой мощности на валу, а для полугерметичных — электрической;

- в расчетах приняты КПД двигателей типа АИР по рекомендуемой номинальной мощности.

На рис. 3–4 представлено сравнение циклов верхней ступени для R744 и каскадного для R717 по величине холодильного коэффициента ε в указанном ранее диапазоне температур t_m , t_k и $\Delta T_{ки}$ для компрессоров второго типоразмера, приведенных в табл. 3.

Ряды данных докритического и транскритического режимов работы R744 представлены отдельно.

Из табл. 4 и рис. 3, аналогично полученным результатам для R134a, видны энергетические преимущества каскадного цикла с поршневыми компрессорами в верхней ступени, работающими на хладагенте R717. Из весьма существенных недостатков применения аммиачных поршневых компрессоров для рассматриваемых условий следует отметить ограничения его применения по предельно допустимой температуре конденсации в рассматриваемом диапазоне изменения переменных. Предельные значения соответствуют линии тренда T_{max} (рис. 3).

Учитывая экологические преимущества R717 и реальных потребителей, предлагается сократить указанные ограничения применением винтовых аммиачных компрессоров. Подтверждают целесообразность такого решения результаты, приведенные в табл. 4 и на рис. 4. Имеется возможность дополнительного улучшения показателей цикла — применением экономайзерной схемы.

Сравнение по удельному тепловому потоку, передаваемому в окружающую среду верхней ступенью при работе на R744 или каскадом при работе на хладагентах R134a и R717, приведено на рис. 5–8.

Представленные результаты сравнения показывают существенное сокращение тепловых потоков в окружающую среду при каскадном исполнении холодильных машин и использованием хладагентов: в нижнем каскаде — R744, в верхнем — R717, R134a или R1234yf при $t_k \geq t_{кр}$ для R717, т.е. при транскритических режимах работы верхней ступени машины с хладагентом R744.

В этих условиях при рассматриваемом диапазоне t_m и $\Delta T_{ки}$ и каскадном цикле, уменьшение Q_k/Q_m составляет: с применением R134a — 5–25%, R717 — 10–32%. Последние относятся только к циклу с винтовым компрессором. Предельные значения соответствуют линии тренда T_{max} (рис. 7).

Отличием R744 от традиционных холодильных агентов является высокий показатель адиабаты пара, что приводит к его значительно большему нагреву при одинаковых температурах кипения и конденсации. При применении R744 в нижнем каскаде это оказывает негативное влияние на термодинамические и эксплуатационные показатели, уменьшение которого может быть обеспечено внешним охлаждением нагнетаемого компрессором нижней ступени пара до его подачи в конденсатор-испаритель.

Анализ эффективности такого решения выполнен с использованием характеристик полугерметичного компрессора модели 4VSL-15K-40P (Bitzer), холодопроизводительностью 54,8 кВт при темпера-

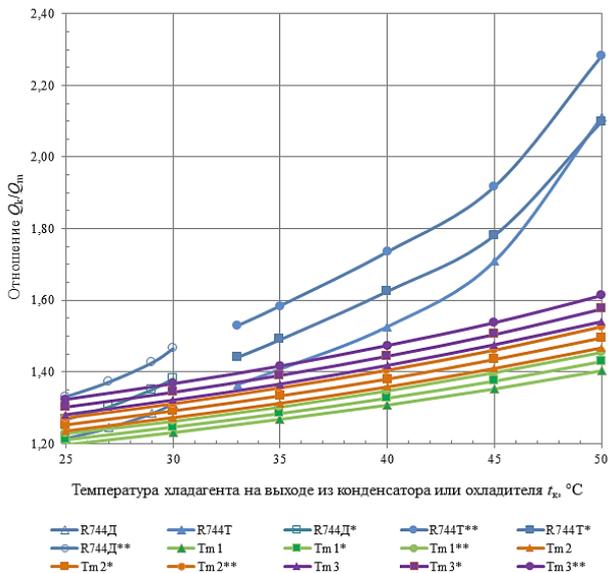


Рис. 5. Зависимость $Q_k/Q_m = f(t_k)$ для циклов верхней ступени компрессоров первого типоразмера при работе на R744 и R134a в каскадной схеме
 Fig. 5. Dependence of $Q_k/Q_m = f(t_k)$ for upper stage cycles with first type of compressors size when operating on R744 and R134a in cascade design

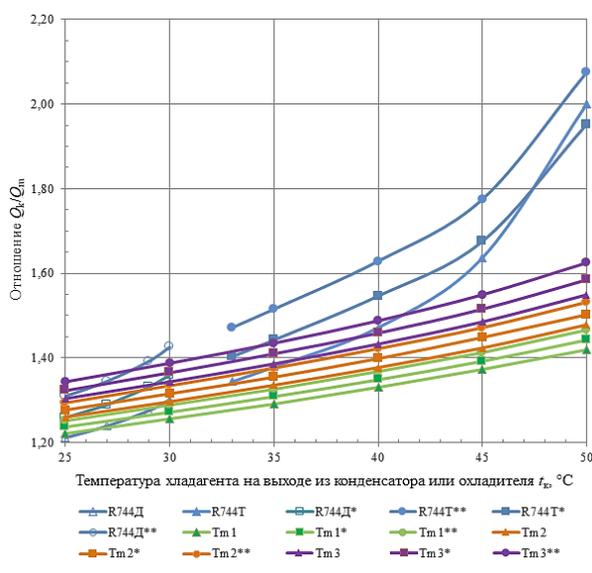


Рис. 6. Зависимость $Q_k/Q_m = f(t_k)$ для циклов верхней ступени компрессоров второго типоразмера при работе на R744 и R134a в каскадной схеме
 Fig. 6. Dependence of $Q_k/Q_m = f(t_k)$ for upper stage cycles with second type of compressors size when operating on R744 and R134a in cascade design

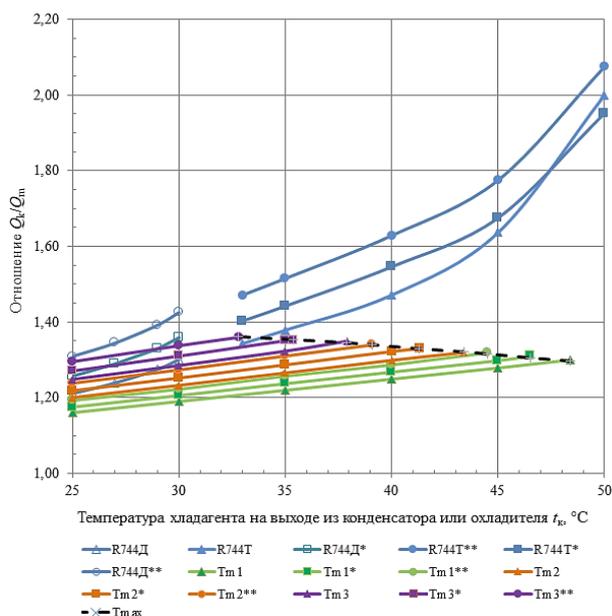


Рис. 7. Зависимость $Q_k/Q_m = f(t_k)$ для циклов верхней ступени компрессоров второго типоразмера при работе на R744 и R717 в каскадной схеме
 Fig. 7. Dependence of $Q_k/Q_m = f(t_k)$ for upper stage cycles with second type of compressors size when operating on R744 and R717 in cascade design

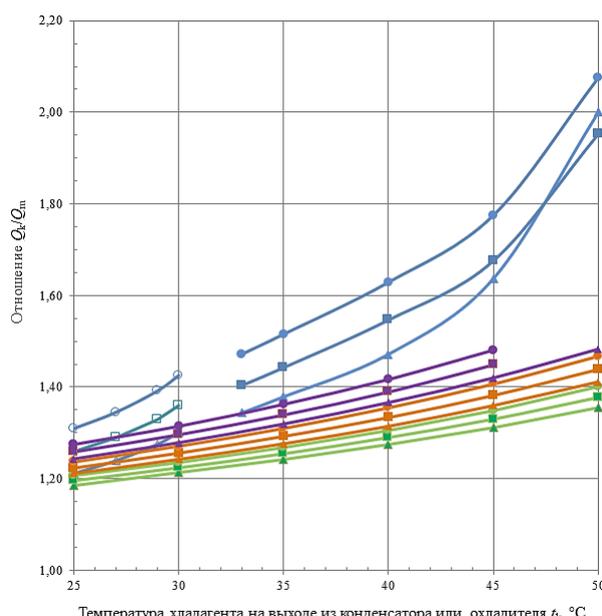


Рис. 8. Зависимость $Q_k/Q_m = f(t_k)$ для циклов верхней ступени компрессора второго типоразмера при работе на R744 и аммиачного винтового компрессора в каскадной схеме
 Fig. 8. Dependence of $Q_k/Q_m = f(t_k)$ for upper stage cycles with second type of compressors size when operating on R744 and ammonia screw compressor in cascade design

турах кипения $t_o = -35^\circ\text{C}$, конденсации $t_m = -10^\circ\text{C}$ и стандартном перегреве пара на входе в компрессор. Его характеристики по температурам нагнетания и отсутствию переохлаждения жидкости приведены в табл. 5.

Приняты условия внешнего охлаждения: температура пара на входе в конденсатор-испаритель равна температуре конденсации хладагента верхне-

го каскада t_k . Показателем эффективности влияния внешнего охлаждения на сокращение холодопроизводительности и энергозатрат принята доля теплового потока внешнего охлаждения от отводимого из нижнего каскада.

В табл. 6 приведены результаты анализа влияния основных параметров работы на полученный эффект. Принимаемый уровень внешнего охлаждения

Таблица 5. Характеристики полугерметичного компрессора 4VSL-15K-40P (Bitzer)
Table 5. Characteristics of Bitzer semi-hermetic compressor 4VSL-15K-40P

Уровни температур $t_o, ^\circ\text{C}$	Температура пара на выходе из компрессора $t_{\text{нар}}, ^\circ\text{C}$		
	$t_m = -10 ^\circ\text{C}$	$t_m = -5 ^\circ\text{C}$	$t_m = 0 ^\circ\text{C}$
-50	91,2	109,0	—
-45	71,6	87,1	103,7
-40	56,1	70,1	85,0
-35	43,6	56,5	70,1
-30	33,2	45,2	57,8

Таблица 6. Результаты анализа холодопроизводительности и энергозатрат в верхнем каскаде
Table 6. Results from the analysis of refrigerating capacity and energy consumption in the upper cascade

Уровни температур		Уменьшение холодопроизводительности и энергозатрат в верхнем каскаде, %					
$t_m, ^\circ\text{C}$	$t_o, ^\circ\text{C}$	$t_k = 25 ^\circ\text{C}$	$t_k = 30 ^\circ\text{C}$	$t_k = 35 ^\circ\text{C}$	$t_k = 40 ^\circ\text{C}$	$t_k = 45 ^\circ\text{C}$	$t_k = 50 ^\circ\text{C}$
-10	-50	18,7	17,2	15,7	14,3	12,8	11,4
	-45	14,0	12,4	10,9	9,4	7,9	6,4
	-40	9,9	8,3	6,7	5,1	3,5	1,9
	-35	6,3	4,5	2,9	1,2	—	—
	-30	2,9	1,1	—	—	—	—
-5	-50	24,0	22,4	20,9	19,4	17,9	16,5
	-45	19,1	17,4	15,8	14,2	12,7	11,1
	-40	14,8	13,0	11,4	9,7	8,0	6,4
	-35	11,0	9,1	7,4	5,6	3,9	2,2
	-30	7,4	5,5	3,7	1,9	—	—
0	-50	—	—	—	—	—	—
	-45	24,7	22,9	21,2	19,5	17,9	16,3
	-40	20,2	18,4	16,6	14,8	13,1	11,4
	-35	16,3	14,3	12,4	10,6	8,8	7,0
	-30	12,6	10,5	8,5	6,6	4,7	2,9

определяется конкретными условиями, минимальный должен обеспечить выполнение ограничений по термонапряженности конденсатора-испарителя. Последнее существенно для пластинчатых аппаратов, выпускаемых для работы на R744.

Заключение

Применение каскадных схем в низкотемпературных холодильных машинах, с использованием хладагентов R744 в нижнем каскаде и работающих при субкритических режимах хладагентов в верхнем каскаде, является перспективным направлением по увеличению энергетической эффективности данных машин и сокращению тепловых выбросов в атмосферу.

Выполненный сравнительный анализ энергетических показателей циклов верхней ступени при работе на R744 и верхнего каскада при работе на R134a, R1334yf, R507a и R717 показал преимущества каскадного варианта, особенно для условий, когда транскритический режим работы на R744 преобладает.

Говоря о хладагентах группы опасности A1 для верхнего каскада, наиболее высокие показатели достигаются применением R134a, не имеющего технических ограничений в диапазоне рассматриваемых условий. До его полного запрета он целесообразен к применению с возможностью последующей замены на R1234yf и сохранении оборудования.

Природный хладагент R717, несмотря на группу его опасности B2L, в настоящее время рассматривается как перспективный для промышленных холодильных систем по экологическим и экономическим показателям, а также эффективности холодильного оборудования. Анализ показателей при работе в рассматриваемых условиях верхнего каскада с поршневыми компрессорами подтвердил энергетическую эффективность его применения. Вместе с тем рассмотренные ограничения режимов работы являются существенным недостатком такого решения, и предлагается сократить его путем использования винтовых компрессоров, что подтверждается представленными результатами.

При применении R744 в нижнем каскаде целесообразно внешнее охлаждение пара, нагнетаемого компрессором, до его подачи в конденсатор-испаритель. Приведены результаты анализа эффективности внешнего охлаждения на сокращение холодопроизводительности и энергозатрат верхнего каскада.

Список источников

1. Adoption of the Paris agreement // United Nations Conference of the Parties. Twenty-first session, Paris, 30 November to 11 December 2015. 32 p.
2. Protocole de Kyoto à la convention-cadre des nations unies sur les changements climatiques. Nations Unies, 1998. P. 6–13.

3. Хрёкин А. С., Баранов И. В. Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1 (78). С. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21.

4. Плешанов С. Ю., Катраев М. Ю. Опыт реализации транскритической холодильной установки на диоксиде углерода в магазине сети «Ашан» в г. Пушкино. Сравнение энергетической эффективности субкритических и транскритических схем коммерческих холодильных установок // Холодильная техника. 2020. № 1. С. 10–13.

5. Плешанов С. Ю., Катраев М. Ю. Повышение эффективности холодильной системы в условиях современного магазина. Опыт реализации транскритической установки на диоксиде углерода в магазине сети «Метро» в г. Солнцево // Холодильная техника. 2019. № 2. С. 11–14.

6. Manzolini G., Binotti M., Bonalumi D. [et al.]. CO₂ mixtures as innovative working fluid in power cycles applied to solar plants. Techno-economic assessment // Solar Energy. 2019. Vol. 181. P. 530–544. DOI: 10.1016/j.solener.2019.01.015.

7. Wu Y., Wang X., Yang Y. [et al.]. A combined cooling and power system of supercritical/transcritical CO₂ cycle with liquefied natural gas as cool source // Hsi-An Chiao Tung Ta Hsueh/J Xi'an Jiaotong Univ. 2015. Vol. 49. DOI: 10.7652/xjtub201509011.

8. Zhang Q., Ogren R. M., Kong S. C. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of a novel waste heat recovery system with a transcritical CO₂ cycle for offshore gas turbine application // Energy Conversion and Management. 2018. Vol. 172. P. 212–227. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.07.019.

9. Song J., Li X. Y., Ren X. D. [et al.]. Thermodynamic and economic investigations of transcritical CO₂-cycle systems with integrated radial-inflow turbine performance predictions // Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 165. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114604.

10. Fazelpour F., Morosuk T. Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines // International Journal of Refrigeration. 2014. Vol. 38. P. 128–129. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.09.016.

11. Molina M. J., Rowland F. S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes; chlorine atoms catalyzed destruction of ozone // Nature. 1974. Vol. 249. P. 810–814.

12. Safe use of HCFC alternatives in refrigeration and air-conditioning. An overview for developing countries. United Nations Environment Programme, 2015. 75 p.

13. Coulomb D. World tendencies and priorities in development of low-temperature engineering // Journal of International Academy of Refrigeration. 2012. No. 4. P. 2–6.

14. Целиков В. Н. О регулировании производства и потребления гидрохлорфторуглеродов в Российской Федерации // Холодильная техника. 2014. № 7. С. 4–11.

15. Coulomb D. The refrigerants future: the phase down of HFCs and its consequences // Journal of International Academy of Refrigeration. 2014. No. 1. P. 2–5.

16. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Энерго- и экологически эффективные рабочие вещества в технологиях генерации холода и теплоты // Холодильная техника. 2016. № 3. С. 18–24.

17. Цветков О. Б. Хладагенты на посткиотском экологическом пространстве // Холодильная техника. 2012. № 1. С. 70–72.

18. Цветков О. Б., Бараненко А. В., Лаптев Ю. А. [и др.]. Синтетические хладагенты, регулируемые Киотским протоколом // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2015. № 4. С. 1–8.

ХРЁКИН Антон Сергеевич, аспирант факультета энергетики и экотехнологий.

SPIN-код: 7410-0431

AuthorID (РИНЦ): 961509

ORCID: 0000-0001-5603-8460

Адрес для переписки: khryokin@gmail.com

БАРАНОВ Игорь Владимирович, доктор технических наук, профессор (Россия), директор мегафакультета биотехнологий низкотемпературных систем.

SPIN-код: 1938-6901

AuthorID (РИНЦ): 227737

ORCID: 0000-0003-0595-368X

AuthorID (SCOPUS): 57209773690

Адрес для переписки: ivbaranov@itmo.ru

НИКИТИН Андрей Алексеевич, кандидат технических наук, доцент факультета энергетики и экотехнологий.

SPIN-код: 8352-1164

AuthorID (РИНЦ): 626563

ORCID: 0000-0002-0084-7282

AuthorID (SCOPUS): 57218256585

Адрес для переписки: andyquest@mail.ru

Для цитирования

Хрёкин А. С., Баранов И. В., Никитин А. А. Анализ эффективности циклов каскадных холодильных машин с применением диоксида углерода // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 55–64. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64.

Статья поступила в редакцию 22.10.2021 г.

© А. С. Хрёкин, И. В. Баранов, А. А. Никитин

THE ANALYSIS OF CASCADE REFRIGERATION MACHINE CYCLES EFFICIENCY USING CARBON DIOXIDE

A. S. Khrekin, I. V. Baranov, A. A. Nikitin

ITMO University,
Russia, Saint Petersburg, Lomonosov St. 9, 191002

The paper analyzes and proves the feasibility of improving the energy performance of low-temperature refrigeration machines operating on R744 using cascade design with R134a, R1234yf and R717 as refrigerants based on data the scientific study of two-stage schemes analysis. At present, it is given the existing environmental prohibitions and the growing interest in the creation of low-temperature refrigeration machines operating on carbon dioxide (R744) in two-stage and cascade schemes, the presented research supplements the scientific literature on justifying the use of each of them.

Keywords: cascade refrigeration system, global warming potential, upper cascade, transcritical cycle, conventional refrigerants, ozone-depleting potential, carbon dioxide, cooling capacity, natural refrigerant, refrigeration unit.

References

1. Adoption of the Paris agreement // United Nations Conference of the Parties. Twenty-first session, Paris, 30 November to 11 December 2015. 32 p. (In Engl.).
2. Protocole de Kyoto à la convention-cadre des nations unies sur les changements climatiques [Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change]. Nations Unies, 1998. P. 6 – 13. (24 p.) (In French).
3. Khrekin A. S., Baranov I. V. Sravnitel'nyy analiz effektivnosti tsiklov kholodil'nykh mashin [Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles] // Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 1. P. 12 – 21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. (In Russ.).
4. Pleshanov S. Yu., Katrayev M. Yu. Opyt realizatsii transkriticheskoy kholodil'noy ustanovki na dioksida ugleroda v magazine seti «Ashan» v g. Pushkino. Sravneniye energeticheskoy effektivnosti subkriticheskikh i transkriticheskikh skhem kommercheskikh kholodil'nykh ustanovok [Experience in the implementation of a transcritical refrigeration unit on carbon dioxide in the «Auchan» store in Pushkino. Comparison of energy efficiency of subcritical and transcritical schemes of commercial refrigeration units] // Kholodil'naya tekhnika. *Kholodil'naya Tekhnika*. 2020. No. 1. P. 10 – 13. (In Russ.).
5. Pleshanov S. Yu., Katrayev M. Yu. Povysheniye effektivnosti kholodil'noy sistemy v usloviyakh sovremennogo magazinostroyeniya. Opyt realizatsii transkriticheskoy ustanovki na dioksida ugleroda v magazine seti «Metro» v g. Solntsevo [Improving the efficiency of the refrigeration system in a modern store building. Experience in the implementation of a transcritical carbon dioxide plant in the «Metro» store in Solntsevo] // Kholodil'naya tekhnika. *Kholodil'naya Tekhnika*. 2019. No. 2. P. 11 – 14. (In Russ.).
6. Manzolini G., Binotti M., Bonalumi D. [et al.]. CO₂ mixtures as innovative working fluid in power cycles applied to solar plants. Techno-economic assessment // *Solar Energy*. 2019. Vol. 181. P. 530 – 544. DOI: 10.1016/j.solener.2019.01.015. (In Engl.).
7. Wu Y., Wang X., Yang Y. [et al.]. A combined cooling and power system of supercritical/transcritical CO₂ cycle with liquefied natural gas as cool source // Hsi-An Chiao Tung Ta Hsueh/J Xi'an Jiaotong Univ. 2015. Vol. 49. DOI: 10.7652/xjtub201509011. (In Engl.).
8. Zhang Q., Ogren R. M., Kong S. C. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of a novel waste heat recovery system with a transcritical CO₂ cycle for offshore gas turbine application // *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 172. P. 212 – 227. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.07.019. (In Engl.).
9. Song J., Li X. Y., Ren X. D. [et al.]. Thermodynamic and economic investigations of transcritical CO₂-cycle systems with integrated radial-inflow turbine performance predictions // *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 165. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114604. (In Engl.).
10. Fazelpour F., Morosuk T. Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines // *International journal of refrigeration*. 2014. Vol. 38. P. 128 – 129. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.09.016. (In Engl.).
11. Molina M. J., Rowland F. S. Stratospheric sink for chlorofluorome- thanes; chlorine atoms catalyzed destruction of ozone // *Nature*. 1974. Vol. 249. P. 810 – 814. (In Engl.).
12. Safe use of HCFC alternatives in refrigeration and air-conditioning. An overview for developing countries. United Nations Environment Programme, 2015. 75 p. (In Engl.).
13. Coulomb D. World tendencies and priorities in development of low-temperature engineering // *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2012. No. 4. P. 2 – 6. (In Engl.).
14. Tselikov V. N. O regulirovaniy proizvodstva i potrebleniya gidrokhlortoruglerodov v Rossiyskoy Federatsii [About regulation of production and consumption of hydrochlorofluorocarbons in the Russian Federation] // Kholodil'naya tekhnika. *Kholodil'naya Tekhnika*. 2014. No. 7. P. 4 – 11. (In Russ.).
15. Coulomb D. The refrigerants future: the phase down of HFCs and its consequences // *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2014. No. 1. P. 2 – 5. (In Engl.).
16. Tsvetkov O. B., Laptev Yu. A. Energo- i ekologicheskii effektivnyye rabochiye veshchestva v tekhnologiyakh generatsii kholoda i teploty [Energy and environmentally efficient working substances in technologies for generating cold and heat] // Kholodil'naya tekhnika. *Kholodil'naya Tekhnika*. 2016. No. 3. P. 18 – 24. (In Russ.).
17. Tsvetkov O. B. Khladagenty na postkiotskom ekologicheskom prostranstve [Refrigerants in the post-Kyoto ecological space] // Kholodil'naya tekhnika. *Kholodil'naya Tekhnika*. 2012. No. 1. P. 70 – 72. (In Russ.).

18. Tsvetkov O. B., Baranenko A. V., Laptev Yu. A. [et al.]. Sinteticheskiye khladagenty, reguliruyemyye kiotskim protokolom [Kyoto Protocol and environmentally acceptable Synthetic halocarbon refrigerants] // Nauchnyy zhurnal NIU ITMO. Seriya «Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovaniye». Scientific Journal NRU ITMO. Series Refrigeration and Air Conditioning. 2015. No. 4. P. 1 – 8. (In Russ.).

KHREKIN Anton Sergeevich, Graduate Student of Energy and Ecotechnology Faculty.

SPIN-code: 7410-0431

AuthorID (RSCI): 961509

ORCID: 0000-0001-5603-8460

Correspondence address: khryokin@gmail.com

BARANOV Igor Vladimirovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Biotechnology and Cryogenic Systems School.

SPIN-code: 1938-6901

AuthorID (RSCI): 227737

ORCID: 0000-0003-0595-368X

AuthorID (SCOPUS): 57209773690

Correspondence address: ivbaranov@itmo.ru

NIKITIN Andrey Alekseyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Energy and Ecotechnology Faculty.

SPIN-code: 8352-1164

AuthorID (RSCI): 626563

ORCID: 0000-0002-0084-7282

AuthorID (SCOPUS): 57218256585

Correspondence address: andyquest@mail.ru

For citations

Khrekin A. S., Baranov I. V., Nikitin A. A. The analysis of cascade refrigeration machine cycles efficiency using carbon dioxide // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 55 – 64. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64.

Received October 22, 2021.

© A. S. Khrekin, I. V. Baranov, A. A. Nikitin