

УДК 621.564; 621.565

Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин

А. С. ХРЁКИН¹, д-р техн. наук И. В. БАРАНОВ²¹khryokin@itmo.ru, ²ivbaranov@itmo.ru

Университет ИТМО

На основе имеющихся данных об использовании холодильных установок на традиционных искусственных хладагентах, даны рекомендации по использованию CO₂ при создании холодильных машин для различных внешних условий, эффективных по теплотехническим, энергетическим и эксплуатационным показателям. Представлен сравнительный анализ показателей циклов холодильных машин, использующих в качестве рабочего вещества различные хладагенты. Сравнение проведено с учетом типа объекта холодоснабжения, температурных уровней потребления холода и внешних условий отвода теплоты в окружающую среду. Обоснованы преимущества использования природного хладагента R744 в циклах нижней ступени холодильных машин с полугерметичными компрессорами.

Ключевые слова: транскритический цикл, озоноразрушающая способность, потенциал глобального потепления, природный хладагент, традиционные хладагенты, диоксид углерода, холодильная установка, холодопроизводительность, эксергетический анализ.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 21.01.2021, принята к печати 25.02.2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21

Язык статьи — русский

Для цитирования:

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

Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles

A. S. KHRUYOKIN¹, D. Sc. I. V. BARANOV²¹khryokin@itmo.ru, ²ivbaranov@itmo.ru

ITMO University

On the basis of available data on the use of refrigeration plants with conventional artificial refrigerants, the article presents recommendations on CO₂ use when designing refrigerant plants to operate under various environmental conditions, effective in terms of their thermal, energetic, and performance characteristics. A comparative analysis of the cycle indicators of refrigerating machines using various refrigerants as the working substance is presented. The comparison is carried out taking into account the type of cold supply facility, the temperature levels of cold consumption and the external conditions of heat removal to the environment. The advantages of using natural refrigerant R744 in the cycles of the lower stage of refrigerating machines with semi-hermetic compressors are justified.

Keywords: transcritical cycle, ozone-depleting potential, global warming potential, natural refrigerant, conventional refrigerants, carbon dioxide, refrigeration plant, cooling capacity, exergetic analysis.

Article info:

Received 21/01/2021, accepted 25/02/2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21

Article in Russian

For citation:

Khryokin A. S., Baranov I. V. Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 1. p. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21

Введение

Обязательства Монреальского протокола, в совокупности с его последующими дополнениями, вводят запрет на использование хладагентов с высоким парни-

ковым эффектом [1, 2]. При этом, широко применяемые в настоящее время, основные холодильные агенты R134a, R404a, R507a, R407a и R410a должны быть заменены на современные рабочие вещества, которые отвечают экологическим требованиям [4]–[8].

Диоксид углерода (R744) является весьма перспективным природным хладагентом. Его озоноразрушающая способность (ODP) имеет нулевое значение, а значение потенциала глобального потепления (GWP) равно 1, что существенно меньше, по сравнению с аналогичным показателем хладагентов, приведенных выше. Он находит эффективное применение в современных промышленных каскадных холодильных системах при сочетании хладагентов: CO₂ — в нижнем и NH₃ — в верхнем каскадах.

Токсичность и взрывоопасность аммиака, а также температурные условия отвода теплоты в окружающую среду не позволяют его применить в ряде случаев, например, в системах коммерческого холода и рефконтейнерах. Возможны либо вынужденная его замена на хладагенты, допустимые к применению в каскадной схеме, либо использование только CO₂ в двухступенчатой схеме при режимах докритического или транскритического циклов, в зависимости от условий отвода теплоты во внешнюю среду (конденсации или однофазного потока).

Известны общие принципиальные преимущества и недостатки холодильных установок для каждого из вариантов схем при работе на рассматриваемых хладагентах. Использование природного агента CO₂ в транскритических режимах является новым направлением в холодильной технике. В настоящее время, несмотря на сравнительно небольшой уровень внедрения, получен весьма позитивный опыт применения холодильных систем, использующих в качестве рабочего вещества R744 [9]–[12]. Ведущими мировыми производителями освоен серийный выпуск необходимого холодильного оборудования и средств автоматизации. Вместе с тем, комплексный количественный анализ показателей эффективности как холодильных машин, работающих на CO₂, так и их элементов, с учетом влияния внешних условий весьма ограничен. Также практически отсутствуют описания и обоснования рациональных технических решений для установок такого типа.

Целью работы является разработка рекомендаций по использованию CO₂ при создании холодильных машин для различных внешних условий, эффективных по различным проектным и эксплуатационным показателям.

Анализ показателей циклов холодильных машин с применением CO₂

Комплексный анализ эффективности циклов холодильных машин, работающих на R744, следует проводить с учетом типа объекта холодоснабжения, температурных уровней потребления холода, внешних условий отвода теплоты в окружающую среду.

В статье рассматриваются вопросы применения CO₂ для объектов переработки, производства, хранения и транспортировки пищевых продуктов [3, 14, 15], для которых по технологическим регламентам характерно потребление холода на следующих температурных уровнях:

1. от 2 до 5 °С — режим предварительного охлаждения перед замораживанием;
2. от 0 до 12 °С — режим холодильного хранения для продуктов, не требующих замораживания;
3. от –18 до –25 °С — режим замораживания продуктов до температур, указанного диапазона, с последу-

ющими хранением и транспортировкой при этих температурах.

Для третьего режима в настоящее время на мировом рынке наметилась тенденция увеличения объемов производства мороженой продукции с более низкими температурами от –50 до –60 °С.

Для стационарных производственных и коммерческих объектов, а также судов рефрижераторного флота, типично потребление холода на нескольких температурных уровнях.

При этом, диапазон изменения внешних условий при отводе от холодильной машины некомпенсированной теплоты (конденсации или однофазного теплообмена при транскритическом цикле) определяется местной климатологией, располагаемыми источниками и принятым способом отвода теплоты: в воду внешних бассейнов или наружный воздух, непосредственно, при испарительном охлаждении, либо через промежуточный теплоноситель с градирнями.

Территория Российской Федерации включает климатические зоны, для которых расчетная температура наружного воздуха летнего режима с обеспеченностью 0,98 не превышает 33 °С. Для перевозок РЖД в рефрижераторных секциях и контейнерах рекомендуемое значение расчетной температуры воздуха составляет 40 °С [13]. Для судов с неограниченным районом плавания расчетная температура заборной морской воды равна 30 °С, воздуха –34 °С. Расчетная температура в системах испарительного охлаждения или с градирнями не превосходит приведенного выше максимального значения. Нижний предел диапазона, как правило, ограничивается условиями обеспечения работы компрессоров и средств автоматизации.

Для последующего анализа приняты варьируемые параметры хладагента следующих диапазонов температур:

- кипения для низкотемпературного уровня $t_o = -20 \div -50$ °С;
- кипения для среднетемпературного уровня $t_m = -10$ °С, -5 °С;
- конденсации или однофазного охлаждения $t_k = 25 \div 50$ °С.

В настоящее время выпуск для холодильной техники компрессоров, работающих на R744, ограничен полугерметичными поршневыми компрессорами. При использовании в качестве хладагента только R744 возможны варианты исполнения холодильных систем для уровней t_o и t_m : индивидуальных или независимых, либо общих центральных для всех потребителей холода. Для приведенного диапазона t_o и t_k необходимы двухступенчатые циклы. В любом исполнении имеют место, близкие к критическим, либо транскритические режимы, влияние которых на эффективность холодильных систем различных исполнений нуждается в объективной оценке. Анализ выполнен для холодильных циклов в сравнении R744 с однокомпонентными хладагентами или смесевыми азеотропными, либо с малым температурным глайдом.

Для компрессоров нижней ступени выполнено сравнение R744 с хладагентами R404a и R507a двух типоразмеров по производительности (для оценки влияния масштабного фактора). В основу проводимого анализа приняты близость номинальной холодопроизводительности

Таблица 1

Информация о выбранных типах полугерметичных компрессоров фирмы Bitzer

Table 1

The types of Bitzer semihermetic compressors selected

Низкая ступень	1 типоразмер компрессоров			2 типоразмер компрессоров		
Хладагент	R744	R404a	R507a	R744	R404a	R507a
Марка компрессора	2HSL-3K-40S	4EES-6Y-40S	4EES-6Y-40S	4VSL-15K-40P	6FE-44Y-40P	6FE-44Y-40P
Q_o , кВт	7,96	7,5	7,86	54,8	50,3	52,7
V_{h2} , м ³ /час	4,34	22,72	22,72	28,9	151,6	151,6
Масса компрессора M , кг	50	95	95	153	244	244
Высокая ступень	1 типоразмер компрессоров			2 типоразмер компрессоров		
Хладагент	R744	R744	R507a	R744	R744	R507a
Марка компрессора	2MTE-4K-40S	4PTEU-6LK-40S	2CES-3Y-40S	4KTE-10K-40P	6DTE-40K-40P	6HE-28Y-40P
Q_m , кВт	6,43	8,2	9,75	18,85	63,7	65,4
V_{h2} , м ³ /ч	3,3	4,5	16,24	9,6	30,3	110,5
Масса компрессора M , кг	94	114	76	120	233	233

и тождественность режимов при переменных условиях работы.

Исходная информация о выбранных типах полугерметичных компрессоров компании Bitzer приведена в табл. 1. Холодопроизводительность Q_o указана при следующих условиях цикла: температура кипения $t_o = -35$ °C температура насыщенной жидкости $t_m = -10$ °C, перегрев пара на входе в компрессор составляет 10 K.

В табл. 2 приведено сравнение холодильных коэффициентов $\epsilon = Q_o/N_{эл}$ цикла нижней ступени с использованием компрессоров, указанных в табл. 1, в расширенном диапазоне t_m для анализа вариантов систем с потреблением холода на одном низкотемпературном уровне.

В рассмотренных условиях отсутствуют значительные различия холодильного коэффициента цикла при

применении R744 и R507A. В режимах работы нижней ступени с потребителями холода на двух температурных уровнях, энергетические показатели при использовании R744 выше, например, для условий коммерческого холода при $t_m = -10$ °C и $t_o \geq -40$ °C (см. табл. 2). Приведенные в таблице данные отражают общую тенденцию: относительное повышение холодильного коэффициента при работе на R744 (в сравнении с R507A) с увеличением t_o и понижением с увеличением t_m .

Для сравнения хладагентов в условиях нижней ступени при фиксированных температурах t_o и t_m показателем взаимосвязи циклов нижних и верхних ступеней, либо каскадов, принято отношение Q_m/Q_o . Величина Q_m (кВт) соответствует тепловому потоку, отводимому из нижней ступени. При пренебрежении теплоотводом от компрессора в окружающую среду и отсутствии внешних охладителей нагнетаемого им пара эта величина коррелируется с холодильным коэффициентом ($Q_m/Q_o = 1 + 1/\epsilon$).

Табл. 3 содержит сравнение по данному показателю и относительной холодопроизводительности при переменных t_o и t_m , которая представлена в виде отношения $Q_o/Q_{об}$, как более целесообразная для сравнения и существенная для регулирования систем с $t_m \approx \text{const}$. Величина $Q_{об}$ определена как базовая холодопроизводительность при $t_o = -35$ °C для каждой температуры t_m . Из таблицы и дальнейшего рассмотрения исключена информация о R404A, так как он не имеет преимуществ по сравнению с хладагентами R744 и R507A.

Из данных табл. 3 следует, что приведенные показатели для рассмотренных хладагентов практически тождественны.

Табл. 4 содержит данные по температурам нагнетания компрессоров при переменных t_o и t_m . При работе на R744 в сравнении с R507A при идентичных t_o и t_m , температура нагнетания практически в два раза выше во всем рассмотренном диапазоне варьируемых параметров. Это является единственным существенным недостатком применения R744 в нижних ступенях низкотемпературных систем, приводящим к увеличению нагрева компрессоров, термодинамических потерь при промежуточном охлаждении пара в двухступенчатых, либо

Таблица 2

Сравнение холодильных коэффициентов

Table 2

Comparison of refrigeration efficiency

Уровни температур		1 типоразмер компрессоров			2 типоразмер компрессоров		
		ϵ^*	Отношение ϵ/ϵ^*		ϵ^*	Отношение ϵ/ϵ^*	
t_m , °C	t_o , °C	R744	R507A	R404A	R744	R507A	R404A
-10	-50	2,31			2,5		
	-45	2,91	1,02	0,97	3,18	1,01	0,96
	-40	3,69	0,98	0,93	4,03	0,96	0,91
	-35	4,73	0,95	0,90	5,17	0,91	0,86
	-30	6,22	0,91	0,87	6,79	0,84	0,81
	-25	8,57	0,85	0,82	9,27	0,76	0,73
-5	-45	2,41	1,08	1,03	2,63	1,08	1,02
	-40	3,02	1,05	1,00	3,30	1,02	0,98
	-35	3,8	1,02	0,97	4,16	0,97	0,93
	-30	4,85	0,97	0,94	5,32	0,91	0,87
	-25	6,38	0,92	0,90	6,97	0,85	0,81
0	-45	1,99	1,16	1,10	2,18	1,15	1,09
	-40	2,48	1,12	1,07	2,72	1,09	1,04
	-35	3,08	1,09	1,04	3,38	1,04	0,99
	-30	3,86	1,05	1,01	4,24	0,98	0,94
	-25	4,91	1,01	0,97	5,39	0,93	0,89

Таблица 3

Сравнение теплового потока, отводимого из нижней ступени и относительной холодопроизводительности при переменных t_o и t_m

Table 3

Comparison of heat flow removed from the lower stage and relative refrigerating capacity at t_o and t_m

Уровни температур		1 типоразмер компрессоров				2 типоразмер компрессоров			
		R744		R507A		R744		R507A	
$t_m, ^\circ\text{C}$	$t_o, ^\circ\text{C}$	Q_m/Q_o	Q_d/Q_{o6}	Q_m/Q_o	Q_d/Q_{o6}	Q_m/Q_o	Q_d/Q_{o6}	Q_m/Q_o	Q_d/Q_{o6}
-10	-50	1,44	0,44			1,4	0,46		
	-45	1,34	0,59	1,34	0,58	1,31	0,61	1,31	0,58
	-40	1,27	0,78	1,28	0,77	1,25	0,79	1,26	0,77
	-35	1,21	1,00	1,22	1,00	1,19	1,00	1,21	1,00
	-30	1,16	1,26	1,18	1,28	1,15	1,24	1,18	1,28
	-25	1,12	1,55	1,14	1,62	1,11	1,52	1,14	1,61
-5	-45	1,41	0,58	1,38	0,58	1,38	0,60	1,33	0,58
	-40	1,33	0,77	1,32	0,77	1,30	0,79	1,28	0,77
	-35	1,26	1,00	1,25	1,00	1,24	1,00	1,24	1,00
	-30	1,21	1,26	1,21	1,27	1,19	1,25	1,20	1,28
	-25	1,16	1,57	1,17	1,61	1,14	1,53	1,16	1,62
0	-45	1,50	0,57	1,43	0,57	1,46	0,59	1,40	0,57
	-40	1,40	0,77	1,36	0,76	1,37	0,78	1,34	0,76
	-35	1,32	1,00	1,30	1,00	1,30	1,00	1,28	1,00
	-30	1,26	1,27	1,25	1,29	1,24	1,26	1,24	1,29
	-25	1,20	1,59	1,20	1,63	1,19	1,55	1,20	1,63

в конденсаторах-испарителях каскадных циклов, сокращению допустимых режимов применения при частотном регулировании производительности. В табл. 2÷4 приведены данные для 100% нагрузки. По данным Bitzer при частотном 50% регулировании рассмотренных компрессоров, их допустимые условия применения изменятся до: $t_o \geq -45 ^\circ\text{C}$ при $t_m = -10 ^\circ\text{C}$, $t_o \geq -40 ^\circ\text{C}$ при $t_m = -5 ^\circ\text{C}$ и $t_o \geq -35 ^\circ\text{C}$ при $t_m = 0 ^\circ\text{C}$.

Вывод — в рассмотренных условиях хладагенты R744 и R507A идентичны по основным приведенным показателям работы в циклах нижних ступеней холодильных машин с полугерметичными компрессорами.

Очевидны технические преимущества R744, как хладагента значительно более высокого давления при выполнении связанных с этим ограничений.

Принципиальное различие циклов R744 и R507A для условий верхней ступени связано с работой первого из них в области критических состояний. Применение циклов паровых холодильных машин при достаточном удалении в рабочих условиях от критической области традиционно для холодильной техники и имеет объективное обоснование.

1. Для наиболее распространенного одноцелевого применения (только для холодоснабжения) отвод теплоты от холодильной машины в окружающую среду осуществляется при нагреве носителя (воды или воздуха) на 5÷10 К. В этих условиях циклы с конденсацией хладагента обеспечивают сокращение энергозатрат.

2. Термодинамически закономерно ухудшение эффективности паровых циклов при приближении условий конденсации к критическим из-за уменьшения удельной теплоты парообразования и возрастания термодинамических потерь, как внутренних, при дросселировании жидкого хладагента, так и внешних, от увеличения не-

обратимых потерь при теплообмене с окружающей средой и большем перегреве нагнетаемого пара.

Аналогично предыдущему, сравнение выполнено для двух типоразмеров компрессоров (см. табл. 1) по приведенным ранее общим показателям с последующим термодинамическим анализом процессов при переменных температурах:

Таблица 4

Данные по температурам нагнетания компрессоров при переменных t_o и t_m

Table 4

Compressor delivery temperatures at t_o and t_m

Уровни температур		1 типоразмер компрессора		2 типоразмер компрессора	
		Температура нагнетания компрессора, $^\circ\text{C}$			
$t_m, ^\circ\text{C}$	$t_o, ^\circ\text{C}$	R744	R507A	R744	R507A
-10	-50	100,2		91,2	
	-45	79,1	34,5	71,6	29,8
	-40	62,2	28,3	56,1	25,3
	-35	48,3	23,3	43,6	21,7
	-30	36,6	19,1	33,2	18,7
	-25	26,4	15,6	24,2	16,4
-5	-45	95,7	40,5	87,1	35,7
	-40	77,1	34	70,1	30,9
	-35	62,1	29,2	56,5	27,3
	-30	49,5	25,4	45,2	24,3
	-25	38,7	21,8	35,6	21,9
0	-45	114,1	46,70	103,7	41,8
	-40	93,2	40,1	85	36,6
	-35	76,6	35	70,1	32,8
	-30	63	30,9	57,8	29,8
	-25	51,4	27,4	47,5	27,4

— равновесной давлению пара на входе в компрессор $t_m = -10 \pm 0$ °С,
 — на выходе хладагента из конденсатора или теплообменника для транскритического режима $t_k = 25 \pm 50$ °С (далее по тексту определенной как конечная).

В табл. 1 величина Q_m указана при температурах $t_m = -10$ °С, $t_k = 35$ °С и перегреве пара на входе в компрессор на 10 К.

Условия сравнения данного раздела: для одноцелевых систем (только для холодоснабжения потребителей) при тождественных t_m и t_k .

На рис. 1 представлено сравнение по величине холодильного коэффициента ϵ при постоянной температуре $t_m = -10$ °С для одного типоразмера компрессоров. Ряды данных докритического и транскритического режимов работы R744A представлены раздельно из-за принципиальных различий трендов и имеют обозначения для моделей компрессоров: R744Д1, R744Т1–2МТЕ-4К; R744Д2, R744Т2-4РТЕU-6LК.

Вывод — в сравнении с традиционным для R507A, применяемый для R744A цикл верхней ступени, при рассмотренных условиях энергетически менее эффективен. Ухудшение холодильного коэффициента составляет

24÷37% для докритических и 36÷54% для транскритических режимов.

При более высоких t_m общая тенденция сохраняется (см. рис. 2). Для R744 данные приведены только при использовании компрессора 4РТЕU-6LК.

Комментарий: для R744 приводимые на рис. 1 и 2 данные при режимах $t_k = 45$ °С и $t_k = 50$ °С не оптимизированы по максимальному давлению нагнетания, последний является предельно-допустимым.

Сравнение по удельному тепловому потоку, передаваемому в окружающую среду, приведено на рис. 3. При работе на R744, в сравнении с R507A, величина Q_k/Q_m выше на 6÷13% для докритических и 15÷44% для транскритических режимов.

Качественный показатель передаваемого теплового потока Q_k оценивался по абсолютной эквивалентной термодинамической температуре хладагента в процессе $T_{КЭВБ}$, К:

$$T_{K_{M2}} = \frac{\Delta h_k}{\Delta s_k},$$

где Δh_k и Δs_k — изменение удельных энтальпий и энтропий хладагента в конденсаторе или однофазном теплоо-

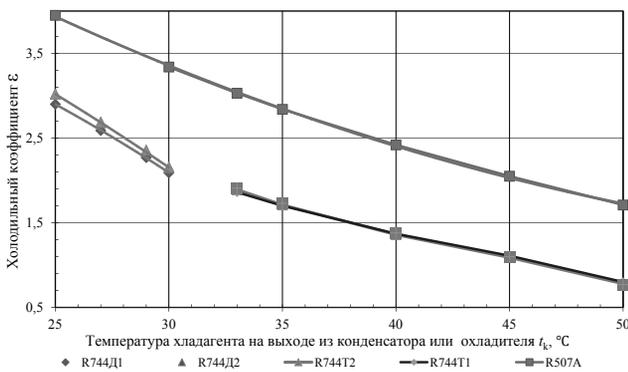


Рис. 1. Зависимость $\epsilon = f(t_k)$ для циклов верхней ступени при $t_m = -10$ °С
 Fig. 1. Dependence of $\epsilon = f(t_k)$ for upper stage cycles at $t_m = -10$ °С

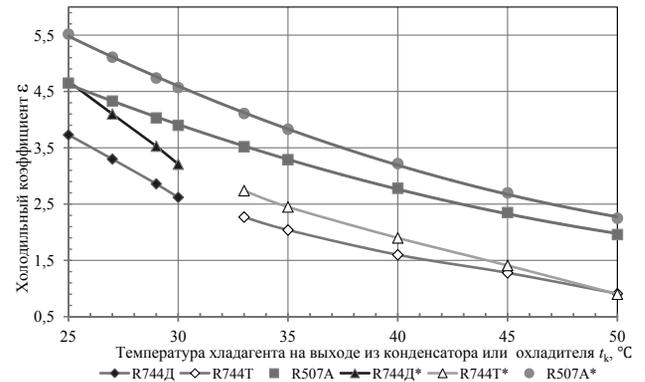


Рис. 2. Зависимость $\epsilon = f(t_k)$ для циклов верхней ступени при $t_m = -5$ и 0 °С. Индекс * в обозначении ряда соответствует данным при $t_m = 0$ °С
 Fig. 2. Dependence of $\epsilon = f(t_k)$ for upper stage cycles at $t_m = -5$ и 0 °С. Index * stands for the data at $t_m = 0$ °С

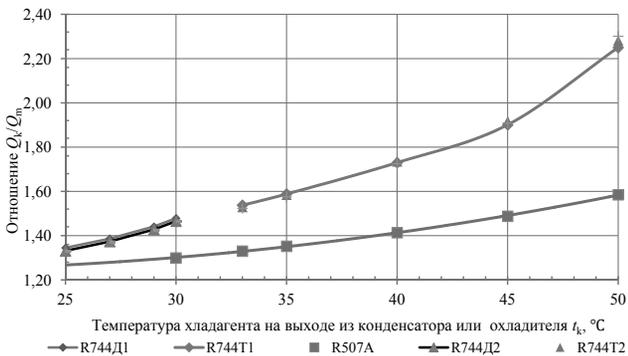


Рис. 3. Зависимость $Q_k/Q_m = f(t_k)$ для циклов верхней ступени при $t_m = -10$ °С
 Fig. 3. Dependence of $Q_k/Q_m = f(t_k)$ for upper stage cycles at $t_m = -10$ °С

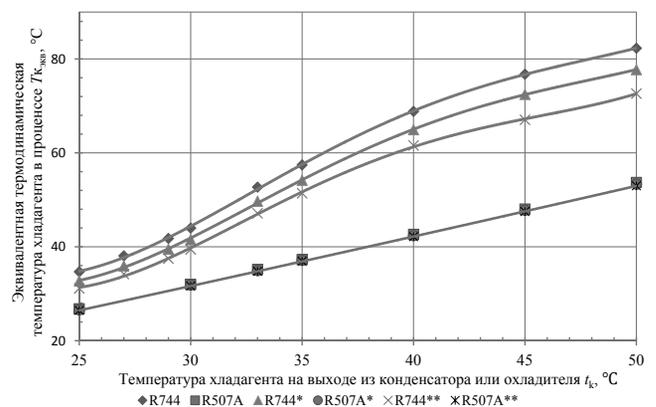


Рис. 4. Зависимость $T_{КЭВБ} = f(t_k)$ для циклов верхней ступени при $t_m = -10 \pm 0$ °С. Индексы в обозначении рядов данных соответствуют: * — при $t_m = -5$ °С; ** — при $t_m = 0$ °С
 Fig. 4. Dependence of $T_{КЭВБ} = f(t_k)$ for upper stage cycles at $t_m = -10 \pm 0$ °С. Indices stand for the data: * — at $t_m = -5$ °С; ** — at $t_m = 0$ °С

бменнике для транскритического режима. Результаты приведены на рис. 4.

Эквивалентная термодинамическая температура хладагента в процессах теплопередачи является средним потенциалом теплового потока, определяющим его энергетическую ценность. Увеличение удельного теплового потока Q_k/Q_m и его потенциала приводит к уменьшению эффективности ступени в одноцелевых холодильных системах с отводом Q_k в окружающую среду. Вопрос утилизации Q_k будет рассмотрен. На рис. 5 представлено сравнение по относительному изменению холодопроизводительности верхней ступени $Q_m/Q_{m.баз}$, существенно для выбора и работы средств автоматического регулирования. При этом за базовый принят режим с минимальной температурой $t_k=25^\circ\text{C}$ для всех t_m и перегревом пара на входе в компрессор на 10 К.

По рассматриваемому показателю для верхней ступени отсутствуют преимущества применения R744 в сравнении с R507A.

На рис. 5 видны две зоны значительного уменьшения холодопроизводительности при работе на R744: первая — во всем диапазоне докритических режимов работы ступени, вторая — при высоких значениях t_k , вплоть до предельно допустимых. Индексы в обозначениях аналогичны приведенным на рис. 4.

Наличие первой из них обусловлено термодинамической причиной — показателями циклов паровой холодильной машины в области, близкой к критической. Особенностью условий работы во второй зоне является поддержание постоянного максимального давления хладагента на выходе из компрессора при изменении температуры t_k . Определенный по программе Bitzer, переход от режимов с оптимизацией этого давления к постоянному для диапазона $t_m=-10\div 0^\circ\text{C}$ установлен условием: $t_k \geq 42\div 43^\circ\text{C}$.

В завершении отметим, что для рассматриваемых низкотемпературных условий при запретах Регламента Европейского Союза № 517/2014 по применению хладагентов с GWP>150, не найдено альтернативного R507A (азеотропной нетоксичной и пожаробезопасной смеси) хладагента, обеспечивающего приемлемые показатели при достаточном удалении от критической области и том же уровне безопасности (группе A1). В этой связи

априорно принимается, что R744 является основным хладагентом нижней ступени рассматриваемых низкотемпературных систем, а выполненное сравнение и последующий анализ направлены на обоснование их совершенствования.

Результаты сравнения R744 с R507A в цикле верхней ступени показали следующее.

1. Основное общеизвестное и значительное техническое преимущество применения R744 связано с уменьшением относительной объемной производительности компрессоров. Например, по данным табл. 1, отношение V_h/Q_m меньше в 3 раза для первого типоразмера и 3,6 для второго при близкой относительной массе компрессора M/Q_m .

2. По рассмотренным выше показателям R744 не имеет преимуществ для одноцелевых систем, основным из которых является низкая энергетическая эффективность.

3. Применение R744 с показателем GWP=1 не гарантирует отсутствие отрицательного влияния на климат работающего оборудования. Низкая энергетическая эффективность оказывает прямое и постоянное влияние.

4. Для количественной оценки внутренних процессов необходим термодинамический анализ нетрадиционного решения, связанного с работой верхней ступени в близкритических либо транскритических режимах.

При расчетах был использован эксергетический метод термодинамического анализа с расчетами по общеизвестным уравнениям.

Изменение эксергии хладагента в элементах оборудования ΔEx_a , кВт:

$$\Delta Ex_a = M_a (\Delta h - T_{oc} \Delta s), \quad (1)$$

где M_a — массовый расход хладагента, кВт, кг/с; $\Delta h, \Delta s$ — изменение удельных энтальпии и энтропии, кДж/кг, кДж/(кг·К); T_{oc} — температура окружающей среды, К.

Термодинамические потери в i -ом элементе и их доля в общих эксергетических потерях:

$$\Delta D_{E_{si}} = \Delta Ex_{подв.i} - \Delta Ex_{отв.i}; \quad (2)$$

$$\Omega_{E_{si}} = \frac{\Delta Ex_{отв.i}}{\sum \Delta Ex_{отв.i}},$$

где $\Delta Ex_{подв.i}, \Delta Ex_{отв.i}$ — подводимый и отводимый потоки эксергии в i -ом элементе, кВт.

Эксергетический КПД процесса в i -ом элементе:

$$\eta_i = \frac{\Delta Ex_{отв.i}}{\Delta Ex_{подв.i}}. \quad (3)$$

Общий эксергетический КПД ступени:

$$\eta_{общ} = \frac{\Delta Ex_{пол}}{\Delta Ex_{затр}}, \quad (4)$$

где $\Delta Ex_{пол}, \Delta Ex_{затр}$ — полезно использованная и затраченная эксергия, кВт.

В расчетах температура окружающей среды принималась равной t_k .

На рис. 6 приведено сравнение циклов по общему эксергетическому КПД.

В рассмотренных условиях эксергетический КПД традиционного цикла с работой на R507A в 1,5÷2 раза выше, чем транскритического с применением R744.

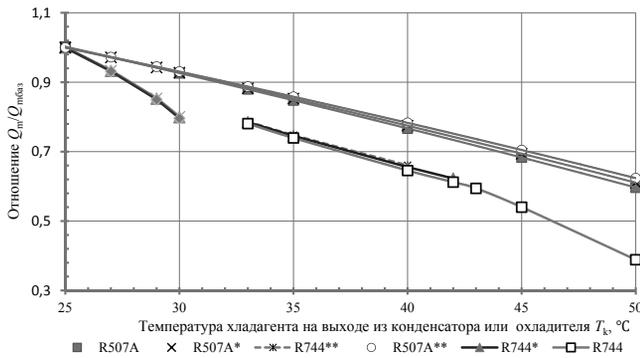


Рис. 5. Зависимость $Q_m/Q_{mбаз}=f(t_k)$ для циклов верхней ступени при $t_m=-10\div 0^\circ\text{C}$

Fig. 5. Dependence of $Q_m/Q_{mбаз}=f(t_k)$ for upper stage cycles at $t_m=-10\div 0^\circ\text{C}$

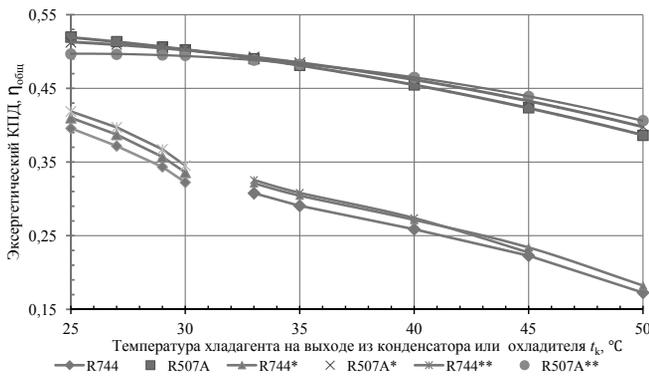


Рис. 6. Зависимость эксергетического $\eta_{\text{общ}} = f(t_k)$ при $t_m = -10 \pm 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Fig. 6. Dependence of exergetic $\eta_{\text{gen}} = f(t_k)$ at $t_m = -10 \pm 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

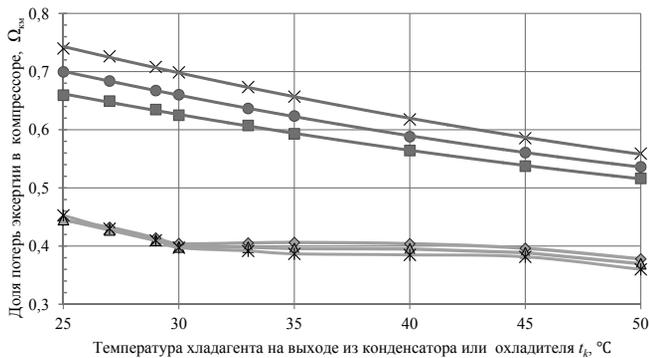


Рис. 8. Зависимость доли потерь эксергии в компрессоре $\Omega_{\text{км}} = f(t_k)$ при $t_m = -10 \pm 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Fig. 8. Dependence of the share of exergy losses in compressor $\Omega_{\text{comp}} = f(t_k)$ at $t_m = -10 \pm 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Результаты анализа показателей процессов в компрессорах верхней ступени по эксергетическому КПД приведены на рис. 7.

Из графика, показанного на рис. 7 следует, что в рассмотренном диапазоне переменных параметров энергетическая эффективность процессов компрессоров при работе на R744 выше. Это не противоречит заключению по рис. 6. В сравнении с R507A:

- степень повышения давления в компрессоре ($P_{\text{наг}}/P_{\text{всас}}$) при работе на R744 ниже на 12÷23%, значения соответствуют предельным при $t_k = \text{var}$ и $t_m = \text{idem}$,

- при условиях всасывания в компрессор средние показатели адиабаты составляют: $k=1,75$ для R744 и $k=1,2$ для R507A. Как отмечалось, для первого значительно повышается температура нагнетания — термодинамический потенциал потока хладагента и его энергетическая ценность.

Наблюдается также различие направлений влияния варьируемых переменных на эксергетический КПД компрессоров для сравниваемых хладагентов. Из приведенных на рис. 8 результатов следует, что при работе на R507A доля потерь в компрессоре монотонно уменьшается с повышением t_k для каждой температуры t_m в общем пределе от 52% до 74%. При работе на R744 доли аналогичных потерь изменяются в пределах от 36% до 45% с различными закономерностями. На уменьшение относительных потерь в компрессоре влияют два про-

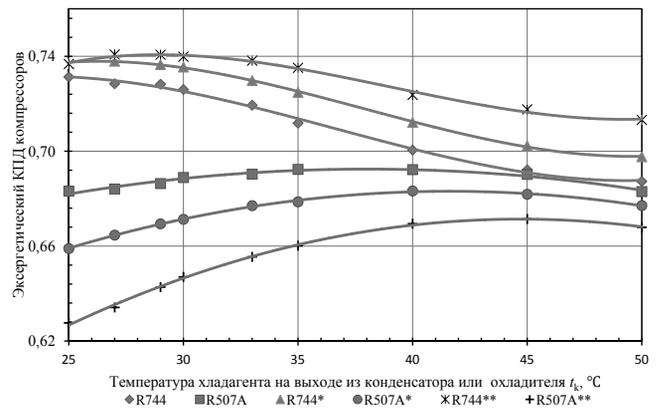


Рис. 7. Зависимость эксергетического КПД $\eta_{\text{км}} = f(t_k)$ при $t_m = -10 \pm 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Fig. 7. Dependence of exergy performance coefficient $\eta_{\text{comp}} = f(t_k)$ at $t_m = -10 \pm 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

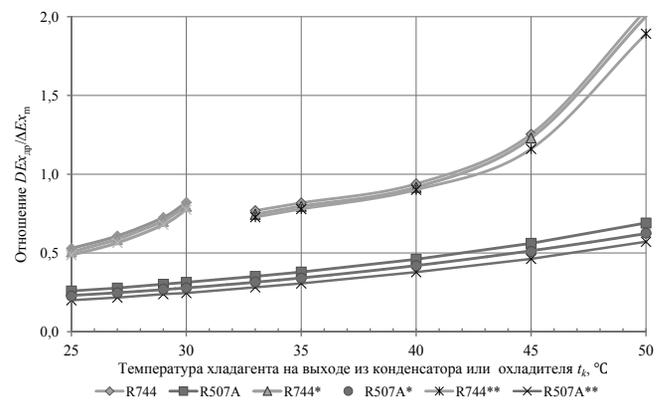


Рис. 9. Зависимость дроссельных потерь хладагента $DEx_{\text{др}}/\Delta Ex_m = f(t_k)$ при $t_m = -10 \pm 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Fig. 9. Dependence of refrigerant throttling losses $DEx_{\text{др}}/\Delta Ex_m = f(t_k)$ at $t_m = -10 \pm 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

тивоположных фактора: его высокие энергетические показатели и несовершенство других процессов или принятых решений, влияющих на общие потери ступени. По информации, приведенной на рис. 7–12, сделан вывод о большем для R744 влиянии последнего.

Различие влияний температур t_k и t_m на эксергетические показатели компрессора связано с работой R744 на двух неидентичных режимах.

Ранее рассмотрена причина ухудшения эффективности цикла верхней ступени при работе в режимах, близких к критической области, — значительное увеличение дроссельных потерь при резком уменьшении удельной теплоты парообразования.

Для полностью необратимого процесса дросселирования КПД равен нулю и необходима другая его количественная оценка. Доля эксергетических потерь является характеристикой взаимосвязанных процессов каждого из циклов и не однозначна при их сравнении. Последнее пояснено на примере доли потерь в компрессоре.

Показателем энергетического сравнения дроссельных процессов рассматриваемых циклов ступени принято отношение эксергетической потери при дросселировании и полезно использованной $DEx_{\text{др}}/\Delta Ex_{\text{пол}}$. Послед-

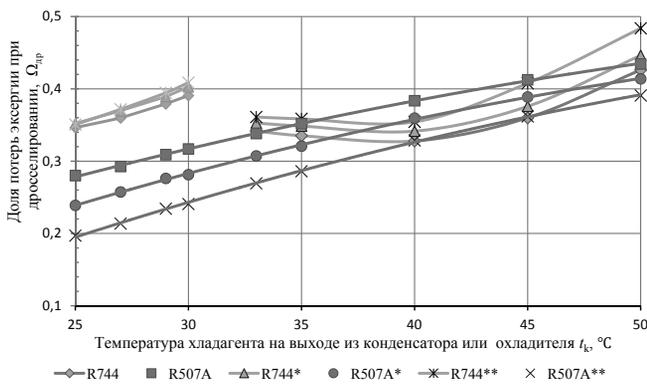


Рис. 10. Зависимость доли потерь при дросселировании $\Omega_{др} = f(t_k)$ при $t_m = -10 \div 0 \text{ }^\circ\text{C}$

Fig. 10. Dependence of the share of throttling losses $\Omega_{thr} = f(t_k)$ at $t_m = -10 \div 0 \text{ }^\circ\text{C}$

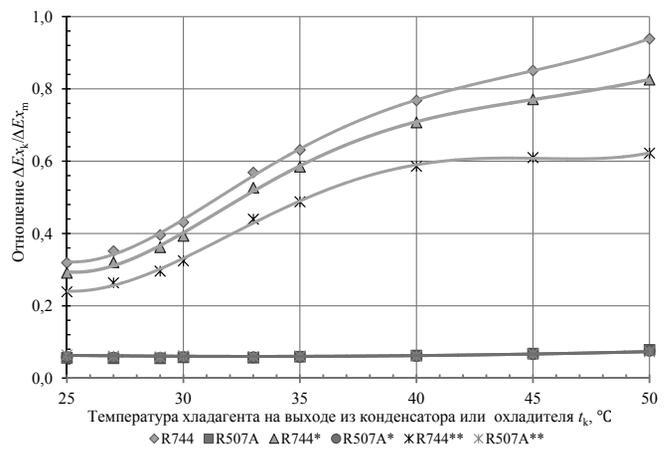


Рис. 11. Зависимость отношения $\Delta Ex_k / \Delta Ex_m = f(t_k)$ при $t_m = -10 \div 0 \text{ }^\circ\text{C}$

Fig. 11. Dependence of ratio $\Delta Ex_k / \Delta Ex_m = f(t_k)$ at $t_m = -10 \div 0 \text{ }^\circ\text{C}$

няя равна эксергетической производительности верхней ступени ΔEx_m . Из приведенных на рис. 9 результатов следует, что, в сравнении с R507A, удельные потери при дросселировании на единицу эксергетической производительности для R744 больше: для докритических режимов в 2÷3,2 раза и для транскритических в 2,2÷3,3 раза. Проследивается взаимосвязь изменений потерь в компрессоре и дроссельных в режимах докритическом и транскритическом при температурах $t_k \geq 45 \text{ }^\circ\text{C}$ и ее отсутствие в основном диапазоне транскритического режима работы — сравнительное постоянство доли потерь эксергии в компрессоре (см. рис. 8).

Приведенные на рис. 10 результаты анализа влияния температур t_k и t_m на потери при дросселировании также имеют отличия в рабочей зоне транскритического режима. Представляется, что причиной является внешнее воздействие, связанное с оптимизацией давления нагнетания, необходимого только для транскритических режимов. Как отмечалось, предлагаемые по программе Bitzer Software 6.16 оптимальные давления, зависящие от температуры t_k , ограничены для рассматриваемых режимов условием $t_{кр} \leq t_k \leq 42 \div 43 \text{ }^\circ\text{C}$, влияние температуры t_m мало.

Термодинамически корректный анализ эффективности циклов верхней ступени должен завершаться полным описанием процесса в конденсаторе или теплообменнике как источника передачи энергии во внешнюю среду. При такой постановке и принимаемой температуре окружающей среды $t_{oc} = t_k$ поток эксергии, передаваемой хладагентом во внешнюю среду ΔEx_k , является максимально располагаемым.

Показателем энергетических возможностей сравниваемых циклов принято отношение располагаемых эксергий $\Delta Ex_k / \Delta Ex_m$ (для отопления и охлаждения). Приведенные на рис. 11 результаты наиболее полно отражают принципиальные различия циклов верхней ступени традиционных и реализуемых на R744.

Кратко их можно сформулировать заключением, что при работе в близкритическом и транскритическом режимах, R744 является хладагентом для комбинированных систем совместного производства тепла и холода. Для

него располагаемый поток эксергии ΔEx_k , передаваемой во внешнюю среду составляет 24÷94% от аналогичного для охлаждения ΔEx_m и, в сравнении с традиционным циклом при работе на R507A, больше в 3,7÷12 раз при идеализированном предельном условии $t_{oc} = t_k$. В реальном процессе недорекупация ($\Delta t_k = (t_k - t_{oc}) > 0 \text{ K}$) изменит приведенные показатели. Например, при $\Delta t_k = 5 \text{ K}$ и остальных тождественных условиях для первого из них составят 28÷100%, для второго — в 1,5÷5,4 раза.

При работе на R744 существенны также более высокий потенциал $T_{экр}$ теплового потока Q_k (см. рис. 4) и изменения температур в изобарных процессах транскритических режимов. При переменных t_k в пределах $33 \text{ }^\circ\text{C} \leq t_k \leq 42 \div 43 \text{ }^\circ\text{C}$ изменение температур хладагента в теплообменнике составляет: 55÷90 K при $t_m = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, 63÷77 K при $t_m = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ и 39÷60 при $t_m = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для одноцелевых холодильных систем, в которых ΔEx_k полезно не используется и передается в окружающую среду, перечисленные термодинамические преимущества становятся недостатками, а внешние потери составят $DEx_k = \Delta Ex_k$. Для этого случая приведена информация на рис. 12.

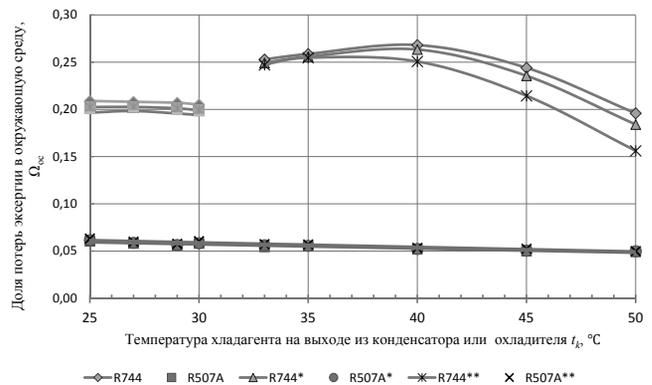


Рис. 12. Зависимость доли потерь в окружающую среду $\Omega_{oc} = f(t_k)$ при $t_m = -10 \div 0 \text{ }^\circ\text{C}$

Fig. 12. Dependence of the share of environmental losses $\Omega_{env} = f(t_k)$ at $t_m = -10 \div 0 \text{ }^\circ\text{C}$

Заключение

Проанализировав сделанные ранее выводы, можно отметить:

1. Для одноцелевых холодильных систем применение транскритических циклов в верхней ступени не имеет преимуществ по рассмотренным показателям.

2. В настоящее время для рассмотренных условий потребления холода, требующих применения низкотемпературных двухступенчатых или каскадных циклов, R744 является единственным природным хладагентом группы безопасности А1, отвечающим существующим экологическим запретам.

3. При технических преимуществах R744, как хладагента значительно более высокого давления, его применение дополнительно обеспечивает высокие показатели работы в цикле нижней ступени холодильных машин с полугерметичными компрессорами.

4. Для верхней ступени сочетание термодинамических свойств R744 и специфики режимов работы в области критических состояний приводит к существенным отличиям качественных и количественных показателей цикла от традиционного. Качественное отличие связано с расширением возможностей полезного использования теплового потока $Q_{кз}$ отводимого от хладагента во внешнюю среду с улучшением эффективности системы. Количественные отличия определяются: во-первых, значительным возрастанием дроссельных потерь; во-вторых, дополнительным ухудшением эффективности, если преимущества качественных отличий не реализованы.

По результатам проведенного исследования выполнен сравнительный анализ с каскадным исполнением верхней ступени, содержание которого будет представлено в последующей публикации.

Литература

1. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Постпарижские синдромы устойчивого развития техники низких температур // Холодильная техника. 2016. № 4.
2. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Рабочие вещества техники низких температур в контексте трех климатических соглашений // Холодильная техника. 2017. № 5. С. 34–37.
3. Дьяченко О. В. Использование диоксида углерода как эффективного рабочего тела в холодильных машинах: история, нынешнее состояние и перспективы // Технические газы. 2015. № 5. С. 15–24.
4. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Энерго- и экологически эффективные рабочие вещества в технологиях генерации холода и теплоты // Холодильная техника. 2016. № 3.
5. Цветков О. Б. Хладагенты на посткиотском экологическом пространстве // Холодильная техника. 2012. № 1, С. 70–72.
6. Целиков В. Н. О регулировании производства и потребления гидрохлорфторуглеродов в Российской Федерации // Холодильная техника. 2014. № 7. С. 4–11.
7. Цветков О. Б., Бараненко А. В., Лаптев Ю. А. Синтетические хладагенты, регулируемые киотским протоколом // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2015. № 4. С. 1–8.
8. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Глобальное потепление — вызов для индустрии холода // Империя холода. 2020. № 2, С. 28–29.
9. 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.
10. Плешанов С. Ю., Катраев М. Ю. Повышение эффективности холодильной системы в условиях современного магазиностроения. Опыт реализации транскритической установки на диоксиде углерода в магазине сети «Метро» в г. Солнцево // Холодильная техника. 2019. № 2. С. 11–14.
11. Шишов В. В., Талызин М. С. Эффективность работы холодильного оборудования с учетом годового изменения температур окружающей среды // Холодильная техника. 2019. № 6. С. 28–33.

References

1. Tsvetkov O. B., Laptev Yu. A. Postparizh syndromes of sustainable development of low temperature technology. *Refrigerating equipment*. 2016. No 4. (in Russian)
2. Tsvetkov O. B., Laptev Yu. A. Working substances of low temperature equipment in the context of three climate agreements. *Refrigerating equipment*. 2017. No. 5. P. 34–37. (in Russian)
3. Dyachenko O. V. The use of carbon dioxide as an effective working fluid in refrigerating machines: history, current state and prospects. *Technical gases*. 2015. No. 5. p. 15–24. (in Russian)
4. Tsvetkov O. B., Laptev Yu. A. Energo-and ecologically effective working substances in technologies of generation of cold and heat. *Refrigerating equipment*. 2016. No 3. (in Russian)
5. Tsvetkov O. B. Refrigerants on the post-Kyoto ecological space. *Refrigerating equipment*. 2012. No. 1, pp. 70–72. (in Russian)
6. Tselikov V. N. On the regulation of production and consumption of hydrochlorofluorocarbons in the Russian Federation. *Refrigerating equipment*. 2014. No. 7. p. 4–11. (in Russian)
7. Tsvetkov O. B., Baranenko A. V., Laptev Yu. A. Synthetic refrigerants regulated by the Kyoto Protocol. *Scientific Journal of the National Research University ITMO. A series of «Refrigeration and air conditioning»*. 2015. No. 4. p. 1–8. (in Russian)
8. Tsvetkov O. B., Laptev Yu. A. Global warming-a challenge for the cold industry. *The Empire of Cold*. 2020. No. 2, pp. 28–29. (in Russian)
9. Pleshanov S. Yu., Katraev M. Yu. Experience of implementation of a transcritical refrigeration unit on carbon dioxide in the store of the Auchan chain in Pushkino. Comparison of energy efficiency of subcritical and transcritical schemes of commercial refrigeration units. *Refrigerating Equipment*. 2020. No. 1. p. 10–13. (in Russian)
10. Pleshanov S. Yu., Katraev M. Yu. Improving the efficiency of the refrigeration system in the conditions of modern shop building. Experience in the implementation of a transcritical installation on carbon dioxide in the store of the Metro network in Solntsevo. *Refrigerating equipment*. 2019. No. 2. Pp. 11–14. (in Russian)
11. Shishov V. V., Talyzin M. S. Efficiency of refrigeration equipment operation taking into account annual changes in ambient temperatures. *Refrigerating equipment*. 2019. No. 6. P. 28–33. (in Russian)

12. Fazelpour F., Morosuk T. Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines // *International journal of refrigeration*. 2014. Vol. 38, P. 128–129.
13. Уралвагонзавод планирует начать выпуск 40-футовых рефрижераторных контейнеров // *Вагоны и вагонное хозяйство*. 2020. № 1. С. 24.
14. Rozhentsev A., Naer V. Investigation of the starting modes of the lowtemperature refrigerating machines working on the mixtures of refrigerants // *International journal of refrigeration*. 2009. Vol. 32. p. 901–910.
15. Дериглазова М. Ю., Пилютин О. И., Гаврилов А. О. Перспективы развития CO₂ в холоде // *Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства*. Материалы 7-й международной научно-технической конференции. 2017. С. 7–8.
12. Fazelpour F., Morosuk T. Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines. *International journal of refrigeration*. 2014. Vol. 38, P. 128–129.
13. The Corporation plans to start production of a 40-foot reefer containers. *Carriages and carriage economy*. 2020. No. 1. p. 24. (in Russian)
14. Rozhentsev A., Naer V. Investigation of the starting modes of the lowtemperature refrigerating machines working on the mixtures of refrigerants. *International journal of refrigeration*. 2009. Vol. 32. p. 901–910.
15. Deriglazova M. Yu., Pilyutin O. I., Gavrilov A. O. Prospects for the development of CO₂ in the cold. *Equipment and technology of petrochemical and oil and gas production*. Proceedings of the 7th International Scientific and Technical Conference. 2017. P. 7–8. (in Russian)

Сведения об авторах

Хрёкин Антон Сергеевич

Аспирант факультета энергетики и экотехнологий
Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург,
ул. Ломоносова, 9, khryokin@itmo.ru

Баранов Игорь Владимирович

Д. т. н., профессор, директор мегафакультета биотехнологий
низкотемпературных систем Университета ИТМО, 191002,
Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9,
ivbaranov@corp.ifmo.ru

Information about authors

Khryokin Anton S.

Graduate student of Faculty of Energy and Ecotechnology
Systems of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg,
Lomonosov str., 9, khryokin@itmo.ru

Baranov Igor V.

D. Sc., Professor, Director of School of Biotechnology
and Cryogenic Systems of ITMO University, 191002,
Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9,
ivbaranov@corp.ifmo.ru



9th IIR Conference on Ammonia
and CO₂ Refrigeration Technologies

**Ammonia
& CO₂ 2021**
OHRID - NORTH MACEDONIA
MAY 13-15

INTERNATIONAL CONFERENCE Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies

May 13-15, 2021, Ohrid, Republic of Macedonia
IIR Commission B2 with B1 and D1
<https://iifir.org/en/events/>

Bridging the gap between industry and academia, the 9th IIR Conference on Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies will focus on the intensifying global trend towards using natural refrigerants, such as ammonia, carbon dioxide and hydrocarbons, in various refrigeration applications worldwide.

This conference will address the design of modern ammonia and new CO₂ systems and technological innovations, improving energy efficiency as well as technical guidelines, environmentally friendly technologies and safety regulations.

Subjects

Main commissions: Refrigerating equipment

Other commissions: Thermodynamics & transfer processes; Refrigerated storage; Heat pumps, energy recovery

Themes:

- ✓ Refrigerants, secondary refrigerants: general information;
- ✓ General information on environment (climate change, ozone depletion...);
- ✓ Ammonia; CO₂

Contact: ristoci@ukim.edu.mk