

УДК 621.577

Термодинамическая эффективность теплонасосных установок

Канд. техн. наук А. А. СУХИХ, И. С. АНТАНЕНКОВА

Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт»
111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14

In work results of the analysis of efficiency of use of a wide range of working substances as working bodies of heatpump installations are presented. The analysis is carried out on the basis of the technique developed by authors which assumes equality of temperature pressures between the heat-carrier and a working body in the evaporator and the condenser with the fixed parameters of heat-carriers in heat exchangers. Besides, preconditions and criteria of use of regenerative cycles of such installations for the purpose of increase of their thermodynamic efficiency are revealed and analysed, the circle of the working substances most suitable for this purpose is defined.

Keywords: thermodynamic efficiency, heatpump installations, refrigerating agents, working substances, regeneration, fluorocarbons.

Ключевые слова: термодинамическая эффективность, теплонасосные установки, холодильные агенты, рабочие вещества, регенерация, фторуглероды.

Термодинамическая эффективность цикла теплонасосной установки (ТНУ) является ключевым фактором при выборе рабочего вещества (РВ). Предложенная в работе [1] методика позволяет оценить эффективность применения большого количества чистых веществ и смесевых композиций в качестве рабочих тел ТНУ. В ее основе лежит условие равенства температурных напоров между теплоносителем и рабочим телом в испарителе и конденсаторе с фиксированными параметрами теплоносителей в теплообменниках.

Принципиальная схема ТНУ, представленная авторами в статье [1], может быть идентичной для различных рабочих веществ, а конфигурации циклов, показаны на рис. 1.

Алгоритм предлагаемой методики в сокращенной форме можно представить в виде следующих пунктов:

1. задаются исходные данные для расчета, определяющие температуры выбранных теплоносителей, предполагаемый КПД компрессора, а также минимальные температурные напоры в теплообменных аппаратах установки;

2. с учетом требований [2, 3] определяется базовое рабочее вещество и ряд веществ, предлагаемых в качестве альтернативы;

3. рассчитываются температурные напоры в теплообменных аппаратах, а также характеристики энергетической эффективности установки, работающей на базовом рабочем веществе (в случае теплового насоса — коэффициент преобразования теплоты);

4. характеристики энергетической эффективности установки, работающей на базовом РВ, сравниваются с аналогичными показателями установки, работающей на альтернативном РВ, при соблюдении условия равенства полученных температурных напоров в теплообменниках;

Образцовым циклом для определения базовых температурных напоров в испарителе и конденсаторе ТНУ был принят цикл на фреоне R22. Это традиционный хла-

дагент, относящийся к группе ГХФУ. Применение фреона R22, хорошо зарекомендовавшего себя в системах кондиционирования воздуха, торговых и транспортных холодильных установках, а также в воздухоохладительных системах и тепловых насосах, не отвечает долгосрочным перспективам развития в связи с ограничениями, наложенными Монреальским протоколом [4]. Использование R22 в качестве образцового объекта для сравнения при решении аналитических вопросов сопоставления термодинамической эффективности объясняется факторами широкой сферой его применения в «домонреальский» период и высокой степенью изученности его теплофизических свойств.

Для расчета цикла ТНУ для нужд теплоснабжения и горячего водоснабжения на фреоне R22 и альтернативных ему веществах были приняты следующие исходные данные:

— температура горячего теплоносителя на входе в конденсатор установки: $t'_{\text{гн}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$;

— температура горячего теплоносителя на выходе из конденсатора установки: $t''_{\text{гн}} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$;

— температура холодного теплоносителя на входе в испаритель установки: $t'_{\text{хн}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$;

— температура холодного теплоносителя на выходе из испарителя установки: $t''_{\text{хн}} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$;

— внутренний относительный КПД компрессора: $\eta_{\text{oi}}^k = 0,65$;

— минимальный температурный напор в конденсаторе: $\Delta t_{\text{min}}^k = 3 \text{ }^\circ\text{C}$;

— минимальный температурный напор в испарителе: $\Delta t_{\text{min}}^{\text{и}} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Расчет цикла ТНУ на веществе R22 с учетом заданных исходных данных определил базовые температурные напоры в конденсаторе $\Delta t_k = 10,23 \approx 10,2 \text{ }^\circ\text{C}$; и испарителе установки $\Delta t_{\text{и}} = 6,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Действительный коэффициент преобразования теплоты цикла составил при этом $\mu_d = 3,63$.

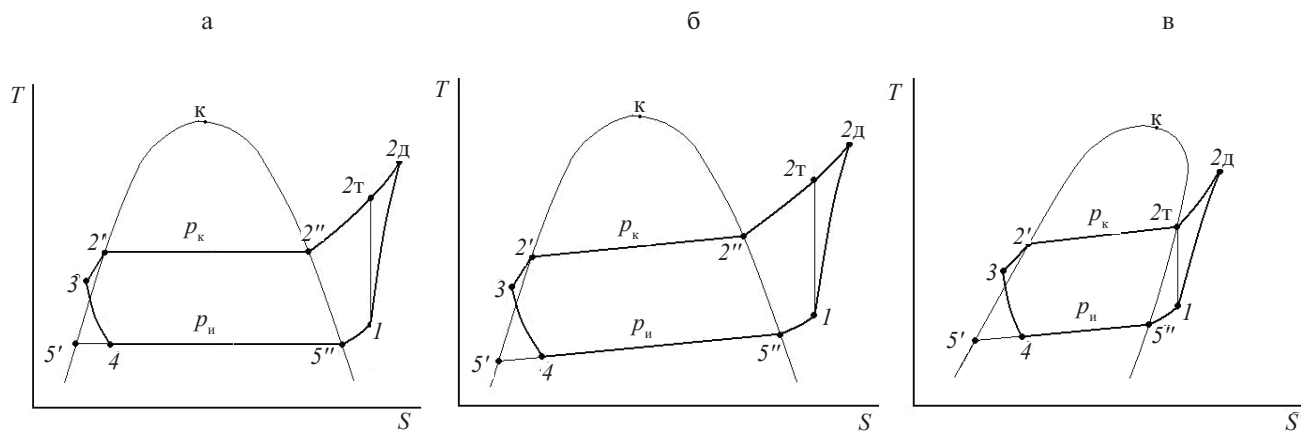


Рис. 1. Конфигурации циклов ТНУ:

а — циклы на индивидуальных РВ; б — циклы на неазеотропных смесевых РВ с отрицательным наклоном кривой конденсации в T, s-диаграмме; в — циклы на неазеотропных смесевых РВ с положительным наклоном кривой конденсации в T, s-диаграмме

Таблица 1

Результаты расчета циклов теплонасосных установок на различных РВ

Вещество	p_n , МПа	t_4 , °C	$t_{5''}$, °C	p_k , МПа	$t_{2'}$, °C	$t_{2''}$, °C	t_{2d} , °C	Δt_p , °C	q_k , кДж/кг	l_k , кДж/кг	μ_d
R22	0,5841	5,0	5,0	2,216	55,8	55,8	96,3	0	186,80	51,46	3,63
R125	0,7829	5,0	5,0	3,061	58,4	58,4	70,9	0	80,25	31,38	2,56
R134a	0,3497	5,0	5,0	1,638	58,9	58,9	76,3	0	165,03	49,26	3,35
R143a	0,7219	5,0	5,0	2,738	57,8	57,8	76,4	0	135,80	45,55	2,98
R152a	0,3148	5,0	5,0	1,408	57,3	57,3	90,6	0	282,93	77,37	3,66
R218	0,4860	5,0	5,0	2,022	59,8	59,8	64,8	11,49	51,64	22,08	2,34
RC318	0,1562	5,0	5,0	0,8307	59,6	59,6	70,7	20,63	96,73	29,98	3,23
R31-10	0,1336	5,0	5,0	0,7190	59,7	59,7	68,8	25,84	80,62	25,51	3,16
R32	0,9515	5,0	5,0	3,289	52,0	52,0	106,3	0	291,27	77,28	3,77
R290	0,5511	5,0	5,0	2,063	58,8	58,8	77,7	0	310,67	94,45	3,29
R600a	0,1867	5,0	5,0	0,8582	59,5	59,5	74,7	7,20	317,87	92,00	3,46
R600	0,1243	5,0	5,0	0,6289	59,4	59,4	76,3	6,89	357,25	100,55	3,55
R218/R846 (95/5 масс. %)	0,5153	2,6	5,2	2,160	59,2	60,3	65,1	9,85	50,39	22,14	2,28
R218/R846 (90/10 масс. %)	0,5450	0,8	5,4	2,300	58,8	60,6	65,2	8,09	48,56	22,11	2,20
RC318/R846 (95/5 масс. %)	0,1751	-9,7	6,2	0,985	54,7	63,5	75,0	20,62	103,04	31,52	3,27
RC318/R846 (90/10 масс. %)	0,1975	-17,1	7,6	1,133	51,5	66,2	77,8	19,90	106,25	32,32	3,29
R31-10/R846 (95/5 масс. %)	0,1535	-12,4	6,5	0,8815	54,0	64,3	74,0	26,05	89,29	27,34	3,27
R31-10/R846 (90/10 масс. %)	0,1772	-20,0	8,2	1,035	50,4	67,2	77,1	25,20	93,92	28,35	3,31
R152a/R600a (70/30 масс. %)	0,3486	4,9	5,1	1,505	58,4	58,8	80,4	0	260,31	75,49	3,45
R152a/R600a (80/20 масс. %)	0,3478	4,9	5,1	1,512	58,2	58,2	83,2	0	264,35	75,51	3,50
R152a/R134a (20/80 масс. %)	0,3321	4,9	5,1	1,549	58,3	58,4	81,5	0	190,24	55,15	3,45
R152a/R218 (83,5/16,5 масс. %)	0,3300	4,3	5,3	1,480	57,6	58,1	86,0	0	241,91	67,98	3,56
R600a/R290 (43/57 масс. %)	0,3513	-0,0	7,5	1,477	56,1	62,0	77,5	0	328,10	97,14	3,38
R404a	0,7045	4,6	5,1	2,762	58,0	58,2	74,7	0	115,49	40,11	2,88
R407c	0,5827	0,8	6,9	2,452	54,5	58,7	87,5	0	180,98	53,37	3,39
R410a	0,9347	5,0	5,1	3,410	54,6	54,7	88,9	0	181,04	54,02	3,35
R507a	0,7286	5,0	5,0	2,829	58,1	58,1	74,0	0	110,16	38,89	2,83

При расчете цикла парокомпрессионной установки на РВ, альтернативных фреону R22, принимается, что допустимое отклонение от базового температурного напора в конденсаторе и испарителе установки составляет $\pm 0,05$ °С.

Температурный глайд, характерный для неазеотропных смесей и столь нежелательный для холодильных установок, в ТНУ способствует снижению среднеинтегрального температурного напора в теплообменных аппаратах, приводит к уменьшению отношения давлений p_k/p_{i-1} и, как следствие, уменьшению работы компрессора, тем самым увеличивая коэффициент преобразования теплоты.

Результаты расчетов циклов ТНУ [1] на различных РВ представлены в табл. 1. Расчет термодинамических свойств, представленных в таблице веществ, производился с помощью программы REFPROP 8.0.

В табл. 1 приняты следующие обозначения: p_i — давление РВ в испарителе ТНУ; t_i — температуры РВ в каждой i -й точке цикла, показанного на рис. 1; p_k — давление РВ в конденсаторе ТНУ; $\Delta t_i = t_1 - t_5$ — перегрев РВ в регенеративном теплообменнике; q_k — удельная теплопроизводительность конденсатора ТНУ; l_k^a — действительная работа компрессора; μ_d — действительный коэффициент преобразования теплоты ТНУ.

Анализ данных показал, что действительный коэффициент преобразования теплоты, превышающий базовый, получен только для двух рассчитанных циклов с фреонами R152a и R32. Однако при расчете цикла на фреоне R32 получен минимальный температурный напор в конденсаторе $\Delta t_k = 0,2$ °С, что не удовлетворяет заданным условиям расчета $\Delta t_i \geq \Delta t_{min} = 3$ °С. При пересчете данного цикла с обеспечением этого условия среднеинтегральный температурный напор в конденсаторе составил: $\Delta t_k = 14,06$ °С, а действительный отопительный коэффициент несколько снизился — $\mu_d = 3,55$.

Сравнительно высокими значениями действительного отопительного коэффициента обладают циклы на фреонах R134a, RC318, R32, R290, R600a, R600, RC318/R846 (95/5, 90/10 масс. %), R31-10/R846 (95/5, 90/10 масс. %), R152a/R600a (70/30, 80/20 масс. %), R152a/R134a (20/80 масс. %), R152a/R218 (83,5/16,5 масс. %), R600a/R290 (43/57), R407c, R410a. Однако фреоны R152a, R290, R600a и R600 являются горючими, и, следовательно, применение этих веществ и их смесей ограничивается требованиями к пожаро- и взрывобезопасности.

Одним из возможных вариантов безопасного применения горючего фреона может быть смесь R152a/R218 (83,5/16,5). Чтобы снизить вероятность изменения состава в области концентраций, где преобладает пожароопасный компонент (R152a), в смесь добавляют негорючий компонент, давление насыщенных паров которого близко к давлению паров пожароопасного компонента или выше него (R218). Кроме этого, возможно также использование фреона R152a в смеси с R134a (20/80 масс. %), так как последний является труднгорючим газом, давление насыщенных паров которого близко к давлению паров R152a.

Давления в теплообменных аппаратах установки на фреонах R32, R410a, R407c, полученные в результате расчета, сравнительно высоки, что, с одной стороны, приводит к уменьшению теплообменной поверхности аппарата, а с другой, к возрастанию гидравлических потерь.

Кроме этого, необходимо отметить, что применение неазеотропных смесей в ТНУ в качестве РВ предпочтительнее, чем применение чистых веществ и азеотропных смесей, так как значения местных температурных напоров по длине теплообменных аппаратов практически неизменны.

Многие из рассматриваемых фреонов обладают относительно невысокой температурой на выходе из компрессора по сравнению с R22 и, как уже отмечалось выше, более низким коэффициентом преобразования теплоты. Целесообразным в данном случае является исследование

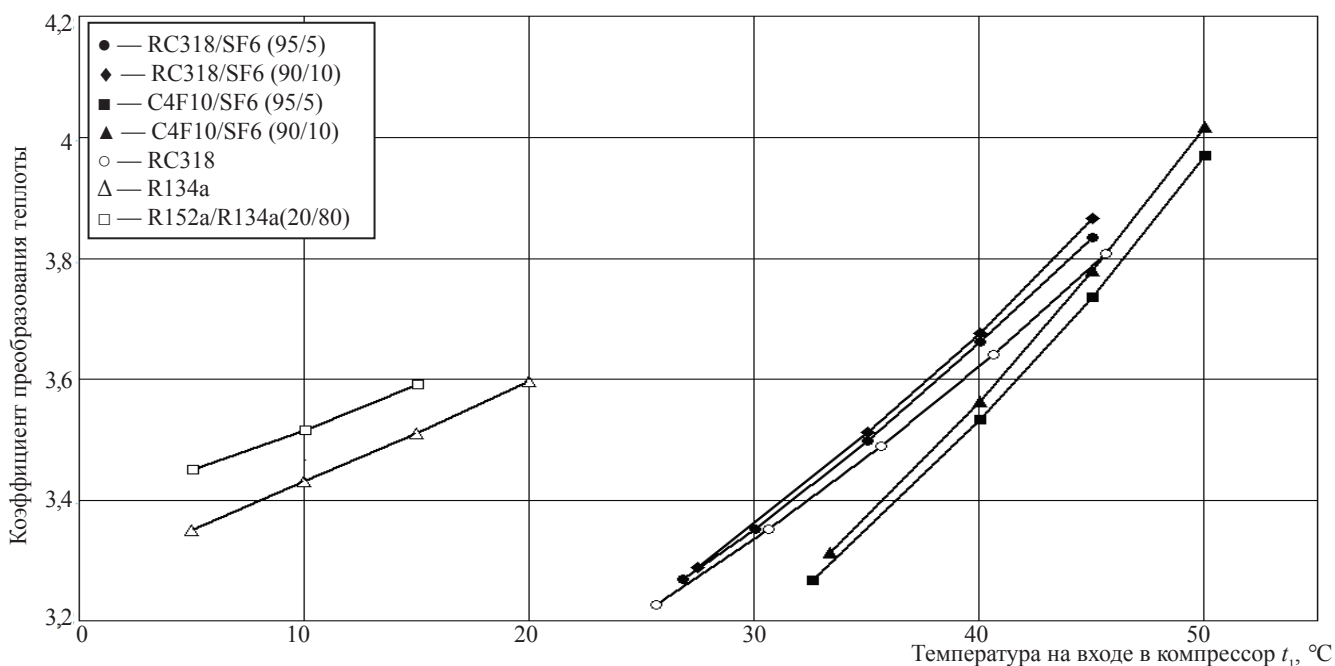


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования теплоты цикла ТНУ с регенерацией от температуры РВ на входе в компрессор

применения регенерации с ограничением температуры на выходе из компрессора $t_{2д} \approx 90$ °С.

В силу конфигурации циклов с отрицательным наклоном кривой конденсации на чистых фреонах группы FC и их смесях температура на выходе из компрессора невелика. Это обстоятельство позволяет существенно увеличить долю регенерации в циклах с повышением коэффициента преобразования. Такое расчетное исследование было проведено, его результаты иллюстрируются графически (рис. 2–4), а один из вариантов расчета приведен в табл. 2.

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента преобразования теплоты цикла ТНУ с регенерацией от температуры на входе в компрессор t_1 для чистых веществ R134a, RC318 и смесей RC318/R846 (95/5),

RC318/R846 (90/10), R31-10/R846 (95/5), R31-10/R846 (90/10), R152a/R134a (20/80).

Анализ полученных данных показал возможность получения значительно большего значения отопительного коэффициента цикла ТНУ с применением регенерации по сравнению с циклом ТНУ на базовом РВ.

Наибольшее значение коэффициента преобразования теплоты имеет цикл ТНУ на смешевом РВ R31-10/R846 (90/10) $\mu_d = 4,02$ с температурой на входе в компрессор $t_1 = 50$ °С. Расчет рассматриваемого цикла ТНУ на смешевом хладагенте R31-10/R846 (90/10) показан в табл. 2.

При выполнении условия идентичности температур прямого и обратного потоков внешнего теплоносителя в конденсаторе и испарителе ТНУ с регенерацией, а так-

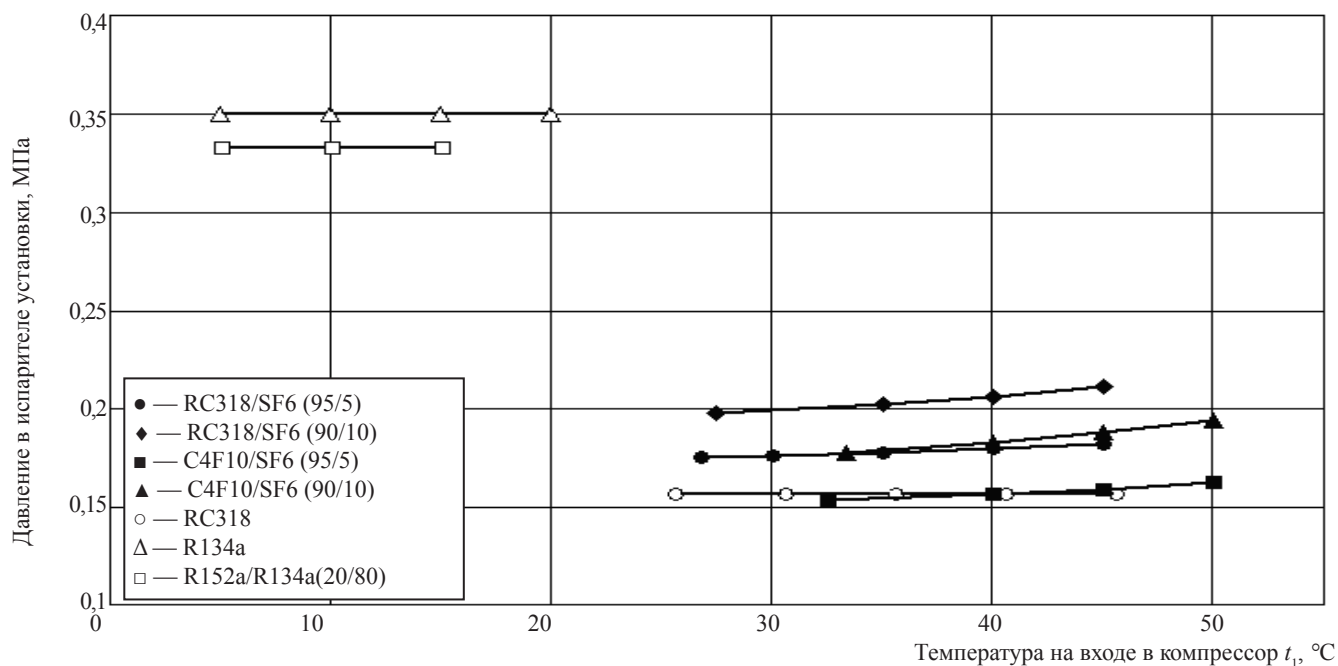


Рис. 3. Зависимость давления в испарителе ТНУ от температуры на входе в компрессор

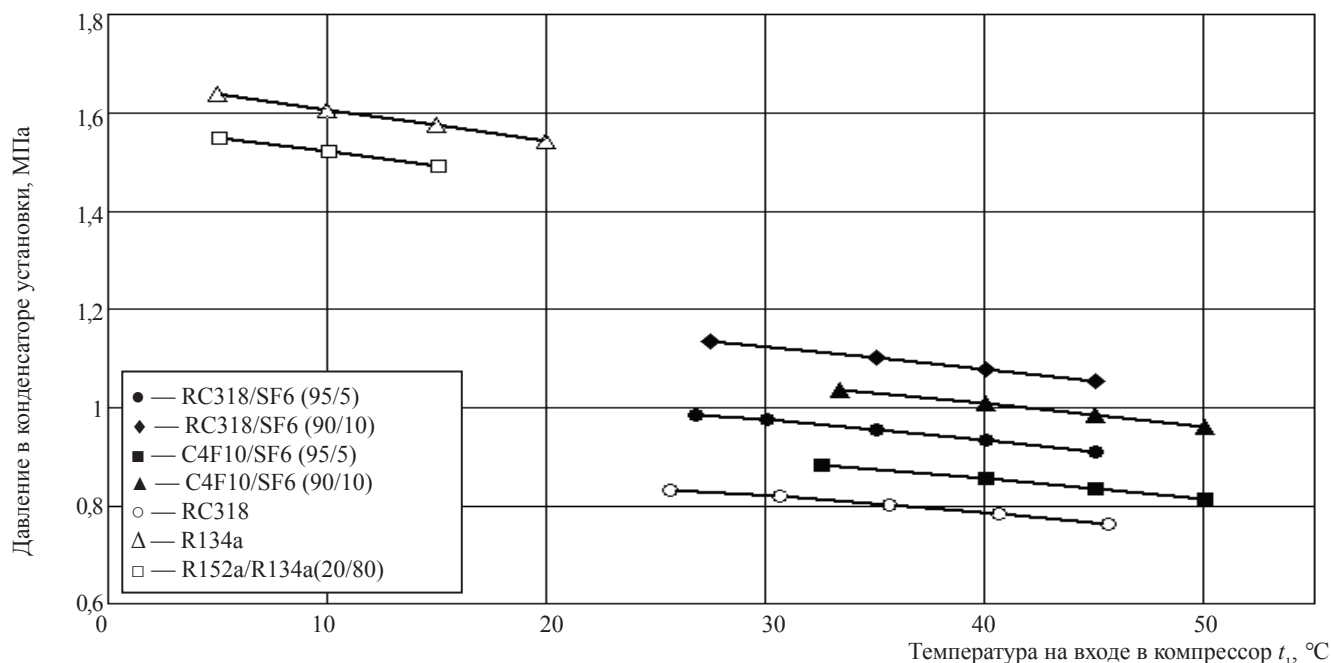


Рис. 4. Зависимость давления в конденсаторе ТНУ от температуры на входе в компрессор

Таблица 2

Расчет цикла ТНУ с регенерацией на смеси R31–10/R846 (90/10)

Точка цикла	p , МПа	t , °С	v , м ³ /кг	h , кДж/кг	s , кДж/(кг · К)
1	0,1938	50,00	0,05903	157,50	0,6001
2	0,9610	79,55	0,01099	175,47	0,6001
2д	0,9610	89,60	0,01162	185,15	0,6271
2'	0,9610	46,74	0,00073	74,09	0,2956
2''	0,9610	64,20	0,00990	160,46	0,5566
3	0,9610	17,40	0,00066	41,77	0,1897
4	0,1938	-0,59	0,01219	41,77	0,1955
5''	0,1938	10,60	0,05024	125,18	0,4935

$$l_k^d = h_{2д} - h_1 = 27,65 \text{ кДж/кг}$$

$$q_k = h_{2д} - h_2 = 111,06 \text{ кДж/кг}$$

$$\mu_d = q_k / l_k^d = 111,06 / 27,65 = 4,02$$

же при равенстве температурных напоров в аппаратах для всех сравниваемых хладагентов, увеличение температуры перед компрессором t_1 , как показано на рис. 3 и 4, ведет к некоторому росту давления насыщения при кипении и снижению — при конденсации, т. е. «сужению» цикла, а, следовательно, к уменьшению работы компрессора и увеличению коэффициента преобразования теплоты.

Анализ полученных результатов показал, что в результате применения регенерации при соблюдении условий равенства температурных напоров в аппаратах ни для одного из рассматриваемых веществ давление в испарителе не снизилось ниже атмосферного, а температура на выходе из компрессора не превысила 90 °С, что важно для обеспечения надежной работы оборудования.

Таким образом, полученные результаты сравнения термодинамической эффективности использования различных РВ для ТНУ позволили сделать следующие выводы:

— максимальным коэффициентом преобразования теплоты ТНУ, превышающим аналогичный показатель для базового вещества (3,63), для заданных параметров расчета обладают фреоны R152a и R32 (3,66 и 3,77 соответственно); обеспечение ограничения по величине минимального температурного напора в конденсаторе приводит к нивелированию преимущества в эффективности для фреона R32 ($\mu_d = 3,55$);

— применение неазеотропных смесей в ТНУ в качестве РВ эффективнее, чем чистых веществ и азеотропных смесей, так как значения локальных температурных напоров по длине теплообменных аппаратов практически не меняются, и, следовательно, снижается так называемая «внешняя» необратимость процессов;

— увеличение доли регенерации в циклах с отрицательным наклоном кривой конденсации, а также приме-

нение ее для фреонов с низкой температурой на выходе из компрессора позволяет существенно увеличить коэффициент преобразования теплоты таких установок;

— коэффициента преобразования в циклах ТНУ с регенерацией обеспечивается за счет «сужения» цикла: с ростом температуры на входе в компрессор растет давление в испарителе установки, снижается давление в конденсаторе установки, а, следовательно, работа компрессора уменьшается;

— наибольшее значение коэффициента преобразования теплоты было получено в цикле ТНУ с регенерацией на смеси РВ R31-10/R846 (90/10) ($\mu_d = 4,02$ с температурой на входе в компрессор $t_1 = 50$ °С);

— по результатам сопоставления термодинамической эффективности ряда индивидуальных, азеотропных и неазеотропных смесевых РВ ТНУ могут быть рекомендованы к внедрению композиции на основе фторуглеродов (R31-10, RC318) с добавками гексафторида серы (5–10% R846).

Список литературы

1. Сухих А. А., Антаненкова И. С. Методика сравнения термодинамической эффективности циклов холодильных и теплонасосных установок // Вестник Международной академии холода. 2012. №4.
2. Цветков О. Б. Холодильные агенты: Монография. 2-е изд. СПб.: СПбГУНиПТ, 2004.
3. Бараненко А. В., Кириллов В. В., Сивачев А. Е. О выборе хладоносителя для систем косвенного охлаждения // Вестник Международной академии холода. 2010. №2.
4. Рукавишников А. М. Реквием по хладагенту R22 // Холодильная техника. 2012. №6.