

ЭНТРОПИЙНО-СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КЛАССИЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ЦИКЛОВ ДЛЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ (ЦИКЛ С ЭКОНОМАЙЗЕРОМ)

Методом энтропийно-статистического анализа исследованы циклы (простой и с экономайзером) парокомпрессионной холодильной машины, работающей в режиме кондиционирования воздуха на разных хладагентах. Расхождение полученных расчетных значений адиабатной работы сжатия со значениями, определенными по диаграммам $T-s$ ($\lg p-h$), для циклов на R22 не превышает 1%. Проведенный в рамках энтропийно-статистического анализа расчет распределения потерь работы в холодильной машине дает возможность выделить определенные элементы (узлы), которые требуют особого внимания. Выявлено также влияние вида хладагента на распределение потерь работы сжатия в холодильной машине.

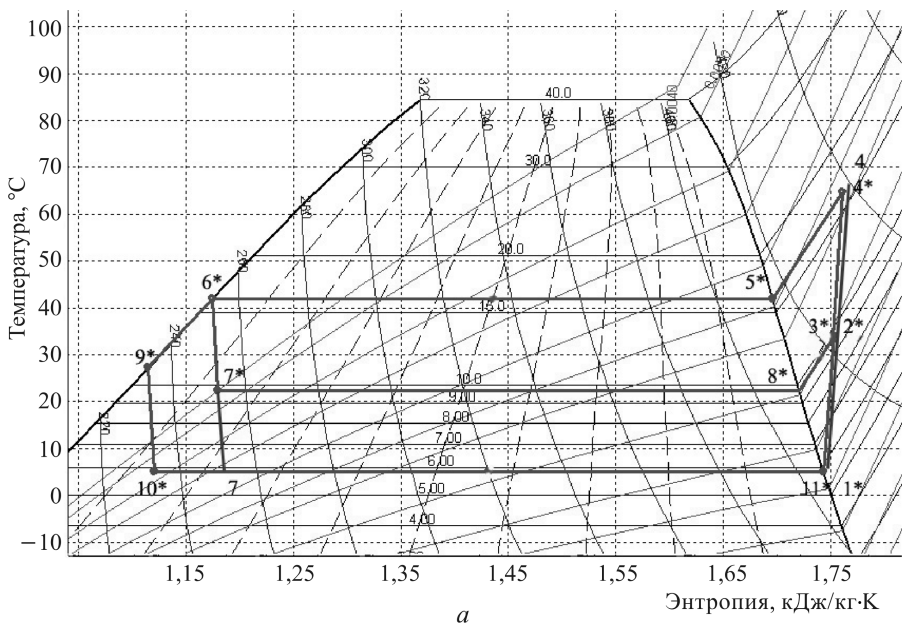
E-mail: vv@shishov.net

Ключевые слова: энтропийно-статистический метод анализа, холодильные циклы, хладагенты.

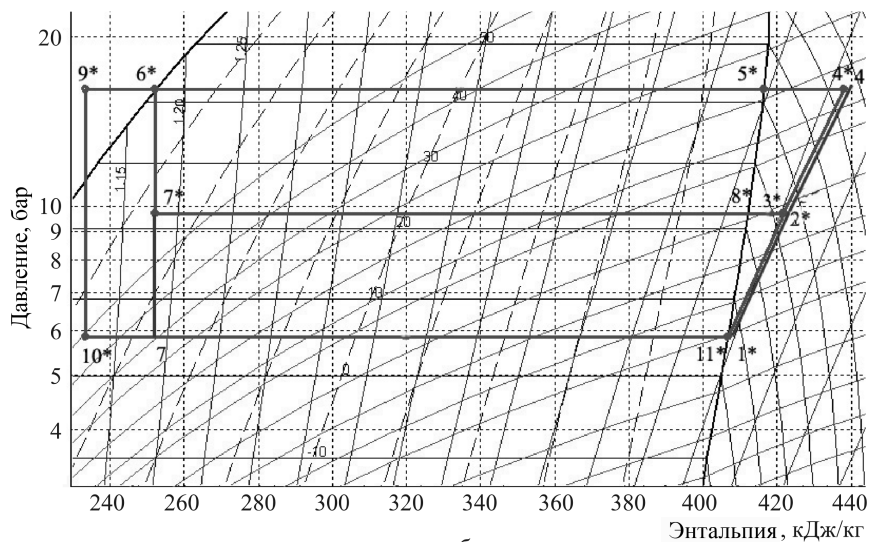
Рассмотрим рефрижераторные фреоновые циклы (простой и с экономайзером) парокомпрессионной холодильной машины (рис. 1) с различными хладагентами (R22, R134a и R410A). Энтропийно-статистический метод анализа позволяет определить необходимые затраты энергии на компенсацию производства энтропии вследствие необратимости рабочих процессов в различных элементах (узлах) низкотемпературных установок и указывает, таким образом, на пути их совершенствования [1–3].

Исходные данные для расчета и анализа обоих холодильных циклов для режима кондиционирования с разными хладагентами выбраны общими:

- температура в помещении $t_{\text{п}} = +20^\circ\text{C}$ ($T_{\text{п}} = 293\text{ K}$);
- температура окружающей среды (средняя) $t_{\text{о.с}} = 27^\circ\text{C}$ ($T_{\text{о.с}} = 300\text{ K}$);
- средняя температура кипения хладагента (рабочего тела) в воздухоохладителе (теплообменнике нагрузки) $t_0 = +5^\circ\text{C}$ ($T_0 = 278\text{ K}$);
- средняя температура конденсации хладагента $t_{\text{к}} = 42^\circ\text{C}$ ($T_{\text{к}} = 315\text{ K}$);
- адиабатный КПД компрессора, выражающий степень термодинамического совершенства процесса сжатия в адиабатных условиях $\eta_{\text{ад}} = 0,8$;
- холодопроизводительность $Q_0 = 1\text{ кВт}$;



а



б

Рис. 1. Рабочие процессы рефрижераторного фреонового (R22) цикла с экономайзером (1*-2*-3*-4*-5*-6*-7*-8*-9*-10*-11*-1*) и простого цикла с непосредственным охлаждением (1*-4-5*-6*-7-11*-1*) парокompрессионной холодильной машины с координатах $T-s$ (а) и $\lg p-h$ (б)

- перегревы в испарителе и экономайзере, переохлаждение в конденсаторе, перегрев и охлаждение в трубопроводах, потери давления в теплообменниках и трубопроводах не учтены;

- минимальная разность температур в экономайзере принята 5 К.

Параметры рабочих тел в узловых точках циклов (рис. 1), определенные с помощью программы Solkane 7.0, приведены в табл. 1 и 2 (значения в скобках относятся к хладагентам R134a и R410A),

Таблица 1

Параметры рабочих тел в узловых точках простого цикла (1*–4–5*–6*–7–11*–1*)

Точки	Параметры							x
	p , бар	t , °С	v , дм ³ /кг	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)			
4 _{ад}	16.10 (10.72, 25.38)	57.96 (45.95, 58.14)	16.03 (19.42, 10.94)	431.80 (424.64, 449.61)	1.7433 (1.7241, 1.8001)			
4		64.90 (51.21, 63.11)	16.69 (20.10, 11.40)	438.07 (430.46, 456.37)	1.7620 (1.7421, 1.8004)			
5*		42.0 (42, 42)	14.34 (18.88, 9.12)	416.58 (420.19, 424.37)	1/6962 (1.71, 1.7219)			
6*		42.0 (42, 41.88)	0.89 (0.88, 1.04)	252.26 (259.40, 269.84)	1.1748 (1.1991, 1.2323)			
7	5.84 (5.50, 9.33)	5.0 (5.0, 4.92)	9.90 (16.35, 8.70)		1.1880 (1.2135, 1.2506)	0.231 (0.270, 0.290)		
11*		5.0 (5.0, 5.0)	40.29 (58.35, 27.90)	406.71 (401.37, 422.58)	1.7433 (1.7241, 1.8001)			
1*								

**Параметры рабочих тел в узловых точках цикла с экономайзером
(1*-2*-3*-4*-5*-6*-7*-8*-9*-10*-11*-1*);**

Точки	Параметры						
	p , бар	t , °C	v , дм ³ /кг	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	x	
2* 2 _{ад}	9.7 (6.12, 15.39)	30.35 (24.41, 30.39)	25.57 (34.04, 17.59)	418.97 (412.94, 435.88)	1.7433 (1.7241, 1.8001)		
2*		34.05 (27.34, 33.11)	26.11 (34.61, 17.97)	422.03 (415.83, 439.21)	1.7533 (1.7337, 1.811)		
3*		32.79 (26.7 31.5)	25.93 (34.49, 17.75)	420.99 (415.20, 437.25)	1.7499 (1.7316, 1.8046)		
7*		22.29 (22.24, 22.26)	4.03 (6.04, 3.75)	252.26 (259.4, 269.84)	1.1793 (1.2036, 1.2384)	0.136 (0.159, 0.182)	
8*		22.29 (22.24, 22.36)	24.36 (33.61, 16.41)	412.19 (410.78, 425.62)	1.7207 (1.7168, 1.7658)		
4* 4 _{ад}	16.1 (10.72, 25.38)	60.38 (48.13, 59.22)	16.26 (19.71, 11.04)	434.01 (427.06, 451.11)	1.7499 (1.7316, 1.8046)		
4*		63.99 (50.81, 61.77)	16.61 (20.05, 11.28)	437.26 (430.03, 454.57)	1.7596 (1.7408, 1.815)		
5*		42.0 (42.0, 42.0)	14.34 (18.88, 9.12)	416.58 (420.19, 424.37)	1.6962 (1.71, 1.7219)		
6*		42.0 (42.0, 41.88)	0.89 (0.88, 1.04)	252.26 (259.4, 269.84)	1.1748 (1.1991, 1.2323)		
9*		27.29 (27.24, 27.26)	0.85 (0.83, 0.95)	233.33 (237.86, 243.6)	1.1147 (1.13, 1.1488)		
10*	5.84 (3.50, 9.33)	5.0 (5.0, 4.91)	6.18 (9.98, 5.4)		1.12 (1.1361, 1.1562)	0.136 (0.16, 0.168)	
11*		5.0 (5.0, 5.0)	40.29 (58.35, 27.90)	406.71 (401.37, 422.58)	1.7433 (1.7241, 1.8001)		
1*							

показатели производительности циклов, удельные показатели циклов, удельные значения минимально необходимой работы для компенсации производства энтропии — в табл. 3–6 (значения в скобках относятся к простому циклу).

В табл. 3 введены следующие обозначения: $Q_{\text{кд}}$ — производительность конденсатора; $Q_{\text{эк}}$ — тепловая нагрузка экономайзера; N — мощность компрессора; g — массовый расход хладагента; V — объемная подача хладагента; q_v — удельная объемная холодопроизводительность; Δp — разность давлений в конденсаторе и испарителе; $\pi = p_{\text{сж}}/p_{\text{вс}}$ — степень повышения давления при сжатии, индексы “вд” и “нд” относятся к высокому и низкому давлению.

В табл. 4 обозначено: q_0 — удельная массовая холодопроизводительность; l_{min} — минимально необходимая удельная работа; $\sum l_{\text{ад}}$, $\sum l_{\text{сж}}$ — затрачиваемые удельные работы сжатия — адиабатная и действительная; $\eta_{\text{терм}}^3$ — степень термодинамического совершенства цикла; $\varepsilon_{\text{ад}}^3$, $\varepsilon_{\text{д}}^3$ — холодильные коэффициенты при адиабатном процессе сжатия и действительный; φ^3 — действительное значение коэффициента удельных затрат мощности.

Холодопроизводительность цикла (при той же температуре $T_{\text{п}}$) можно увеличить, введя теплообменник-экономайзер и промежуточное дросселирование. Цикл с экономайзером — это цикл с двухступенчатым сжатием в одной полости сжатия (современные винтовые компрессоры выпускаются с дополнительным портом всасывания для экономайзера, есть модели спиральных компрессоров с аналогичным портом, например Copeland EVI и компрессоры в кондиционерах Zubadan). Этот цикл имеет высокую эффективность при низких температурах кипения и высоких температурах конденсации.

Холодопроизводительность в цикле с экономайзером составит (примеры расчетов приведены для хладагента R22)

$$q_0^3 = h_{11^*} - h_{10^*} = 406,71 - 233,33 = 173,38 \text{ кДж/кг.}$$

Минимально необходимая удельная работа (электроэнергия) для генерации холода q_0

$$l_{\text{min}}^3 = q_0 \frac{T_{\text{о.с}} - T_{\text{п}}}{T_{\text{п}}} = 173,38 \frac{300 - 293}{293} = 4,142 \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем, что через испаритель идет относительная доля расхода хладагента, $m_{\text{и}} = 1$; через конденсатор — $m_{\text{кд}} = g_{\text{вд}}/g_{\text{нд}} = 6,451/5,768 = 1,1184$; через экономайзер — $m_{\text{эк}} = 0,1184$.

Адиабатная работа сжатия определяется как

$$l_{\text{ад,нд}}^3 = m_{\text{и}}(h_{2^* \text{ад}} - h_{1^*}) = 1 \cdot (418,97 - 406,71) = 12,26 \text{ кДж/кг}$$

— для ступени низкого давления;

Таблица 3

Значения показателей производительности цикла

Хладагент	$Q_{\text{хл}}$, кВт	$Q_{\text{эк}}$, кВт	$N_{\text{пл}}/N_{\text{вд}}$, (N, кВт)	$g_{\text{пл}}/g_{\text{вд}}$, г/с	$V_{\text{пл}}/V_{\text{вд}}$, (V, м ³ /ч)	q_0 , кДж/м ³	$\Delta p_{\text{пл}}/\Delta p_{\text{вд}}$, (Δp , бар)	$\pi_{\text{пл}}/\pi_{\text{вд}}$, (π)	ε
R410A	1,21 (1,22)	0,17	0,093/0,11 (0,22)	5,587/6,529 (6,547)	0,56/0,42 (0,66)	6415 (5474)	6,06/9,99 (16,05)	1,65/1,65 (2,72)	4,85 (4,52)
R22	1,19 (1,20)	0,112	0,088/0,1 (0,20)	5,768/6,451 (6,475)	0,84/0,6 (0,94)	4304 (3834)	3,86/6,4 (10,26)	1,66/1,66 (2,76)	5,17 (4,92)
R134a	1,19 (1,20)	0,15	0,088/0,1 (0,20)	6,116/6,986 (7,044)	1,28/0,87 (1,48)	2802 (2433)	2,63/4,6 (7,23)	1,75/1,75 (3,07)	5,21 (4,88)

Таблица 4

Значения удельных показателей цикла

Хладагент	q_0 , кДж/кг	$l_{\text{мин}}$, кДж/кг	$\Sigma l_{\text{ад}} - l_{\text{ад.пл}}/l_{\text{ад.вд}}$, кДж/кг	$\Sigma l_{\text{ск}} - l_{\text{ск.пл}}/l_{\text{ск.вд}}$, кДж/кг	$\eta_{\text{терм}}$	$\varepsilon_{\text{ад}}$	$\varepsilon_{\text{д}}$	φ
R410A	178,98 (152,74)	4,276 (3,56)	29,52 - 13,3/16,22 (27,03)	36,9 - - 16,3/20,26 (33,79)	0,116 (0,105)	6,063 (5,65)	4,85 (4,51)	0,206 (0,22)
R22	173,38 (154,45)	4,142 (3,7)	26,82 - 12,26/14,56 (25,09)	33,52 - 15,32/18,196 (31,36)	0,1236 (0,118)	6,465 (6,16)	5,172 (4,925)	0,193 (0,2)
R134a	163,51 (141,97)	3,906 (3,313)	25,114 - 11,57/13,544 (23,27)	31,396 - 14,46/16,936 (29,09)	0,1244 (0,114)	6,51 (6,1)	5,208 (4,88)	0,192 (0,205)

Таблица 5

Удельные значения минимально необходимой работы для компенсации производства энтропии, кДж/кг

Хладагент	l_{\min}	$\Delta l_{\text{пк}}$	$\Delta l_{\text{вк}}$	$\Delta l_{\text{сд}}$	$\Delta l_{\text{др}}$	$\Delta l_{\text{и}}$	$\Delta l_{\text{эк}}$	$l_{\text{зд}}^{\text{р}} = l_{\min} + \sum \Delta l_i$	$\Delta l_{\text{компр}}$
R410A	4,276 (3,56)	2,258 (1,53)	8,608 (7,36)	10,866 (8,89)	2,53 (5,49)	9,889 (8,43)	1,8474	29,41 (26,37)	7,352 (6,6)
R22	4,142 (3,7)	1,476 (1,1)	8,75 (7,82)	10,226 (8,91)	1,75 (3,96)	9,5785 (8,53)	1,2	26,9 (25,1)	6,725 (6,28)
R134a	3,906 (3,31)	0,445 (0,22)	8,742 (7,65)	9,187 (7,87)	2,021 (4,32)	9,033 (7,84)	1,132	25,279 (23,343)	6,32 (5,84)

Распределение потерь по узлам холодильной установки, %

Хладагент	$\Delta l_{пк}$	$\Delta l_{кк}$	$\Delta l_{кд}$	$\Delta l_{др}$	$\Delta l_{и}$	$\Delta l_{эк}$	$\Delta l_{компр}$
R410A	6,14 (4,6)	23,4 (22,3)	29,56 (27,0)	6,88 (16,6)	26,9 (25,5)	5,025	20,0 (20,0)
R22	4,39 (3,5)	26,02 (24,9)	30,41 (28,4)	5,2 (12,6)	28,49 (27,2)	3,57	20,0 (20,0)
R134a	1,41 (0,75)	27,66 (26,2)	29,07 (27,0)	6,39 (14,8)	28,6 (27,0)	3,58	20,0 (20,0)

$$l_{ад.вд}^3 = m_{кд}(h_{4^*ад} - h_{3^*}) = 1,1184 \cdot (434,01 - 420,99) = \\ = 1,1184 \cdot 13,02 = 14,56 \text{ кДж/кг}$$

— для ступени высокого давления;

$$\sum l_{ад}^3 = 26,82 \text{ кДж/кг}$$

— суммарная адиабатная работа сжатия.

Значение затраченной работы:

$$l_{сж.нд}^3 = m_{и}(h_{2^*} - h_{1^*}) = 1 \cdot (422,03 - 406,71) = 15,32 \text{ кДж/кг}$$

— для ступени низкого давления;

$$l_{сж.вд}^3 = m_{кд}(h_{4^*} - h_{3^*}) = \\ = 1,1184 \cdot (437,26 - 420,99) = 1,1184 \cdot 16,27 = 18,196 \text{ кДж/кг}$$

— для ступени высокого давления;

$$\sum l_{сж}^3 = 33,52 \text{ кДж/кг}$$

— общая работа сжатия.

Действительная затрачиваемая удельная работа сжатия с учетом $\eta_{ад} = 0,8$ равна

$$\sum l_{сж}^3 = \frac{\sum l_{ад}^3}{\eta_{ад}} = \frac{26,82}{0,8} = 33,525 \text{ кДж/кг.}$$

Значение действительного холодильного коэффициента этого цикла

$$\varepsilon_{д}^3 = \frac{q_0^3}{\sum l_{сж}^3} = \frac{173,38}{33,52} = 5,172 \frac{\text{кДж(холода)}}{\text{кДж(работы)}}$$

Это значение $\varepsilon_{д}^3$ больше, чем $\varepsilon_{д} = 4,925$ (значение холодильного коэффициента рассмотренного классического цикла (см. рис. 1), и теоретическая холодопроизводительность цикла с экономайзером (173,38 кДж/кг) больше, чем для классического цикла (154,45 кДж/кг).

Применение экономайзера повышает на 12,25 % холодопроизводительность цикла, а холодильный коэффициент $\varepsilon_{д}$ — на 5 % по сравнению с классическим циклом при работе на R22; при работе на R134a

— на 15,2 и 6,72 %; при работе на R410A — на 17,18 и 7,54 % соответственно.

Действительное значение коэффициента удельных затрат мощности составляет

$$\varphi^3 = \frac{1}{\varepsilon_{\text{д}}^3} = \frac{1}{5,172} = 0,1933 \frac{\text{кДж(работы)}}{\text{кДж(холода)}}.$$

Холодильный коэффициент при адиабатном процессе сжатия

$$\varepsilon_{\text{ад}}^3 = \frac{q_0}{\sum l_{\text{ад}}^3} = \frac{173,38}{26,82} = 6,465 \frac{\text{кДж(холода)}}{\text{работы}}.$$

Степень термодинамического совершенства цикла

$$\eta_{\text{терм}}^3 = \frac{l_{\text{min}}^3}{\sum l_{\text{сж}}^3} = \frac{4,142}{33,52} = 0,1236.$$

На рис. 2 представлены удельные значения минимально необходимой (изотермической) работы для компенсации производства энтропии в основных процессах холодильной установки.

Максимальное значение работы, которая могла бы быть возвращена при охлаждении R22 от температуры $t_{4*\text{ад}} = 60,38^\circ\text{C}$ (333,38 К) до $t_{5*} = 42^\circ\text{C}$ (315 К) и передаче этой теплоты ($h_{4*\text{д}} - h_{5*}$) в окружающую среду обратимым путем:

$$\begin{aligned} l_{\text{max}} &= m_{\text{кд}} [(h_{4*\text{ад}} - h_{5*}) - T_{\text{oc}}(s_{4*\text{ад}} - s_{5*})] = \\ &= 1,1184 \cdot [(434,01 - 416,58) - 300 \cdot (1,7499 - 1,6962)] = \\ &= 1,1184 \cdot (17,43 - 300 \cdot 0,0537) = 1,1184 \cdot (17,43 - 16,11) = \\ &= 1,1184 \cdot 1,32 = 1,476 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

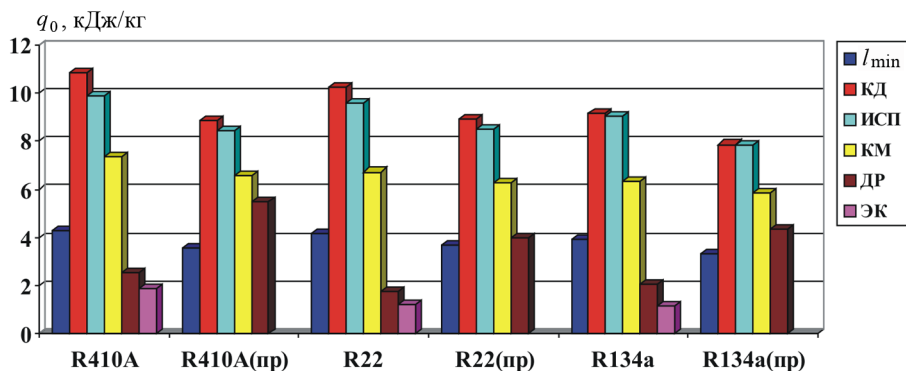


Рис. 2. Диаграмма распределения потерь (удельные значения минимально необходимой работы для компенсации производства энтропии) по узлам холодильной установки (индекс “np” относится к простому циклу) и изменения минимально необходимой удельной работы (электроэнергии) для генерации холода q_0 в зависимости от хладагента и вида цикла

Это значение определяет минимально необходимую работу для компенсации производства энтропии при “сбиве” перегрева в конденсаторе: $l_{\max} = \Delta l_{\text{пк}}$.

Необходимые минимальные удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при конденсации паров хладагента в конденсаторе равна

$$\begin{aligned} \Delta l_{\text{кк}} &= m_{\text{кд}} \cdot T_{\text{о.с}} \cdot \Delta s_{\text{кк}} = m_{\text{кд}} \cdot T_{\text{о.с}} \cdot q_{\text{кк}} \left(\frac{1}{T_{\text{о.с}}} - \frac{1}{T_{\text{к}}} \right) = \\ &= m_{\text{кд}} \cdot T_{\text{о.с}} \cdot (h_{5^*} - h_{6^*}) \cdot \left(\frac{1}{300} - \frac{1}{315} \right) = \\ &= 1,1184 \cdot 300 \cdot (416,58 - 252,26) \cdot 0,0001587 = \\ &= 1,1184 \cdot 300 \cdot 164,32 \cdot 0,0001587 = 8,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Необходимые минимальные удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии составляют

$$l_{\text{кд}} = \Delta l_{\text{пк}} + \Delta l_{\text{кк}} = 1,476 + 8,75 = 10,226 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

— в конденсаторе;

$$\begin{aligned} \Delta l_{\text{др.нд}} &= m_{\text{и}} T_{\text{о.с}} \Delta s_{\text{др.нд}} = m_{\text{и}} T_{\text{о.с}} (s_{10^*} - s_{9^*}) = \\ &= 1 \cdot 300 \cdot (1,12 - 1,1147) = 1,59 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

— при дросселировании для ступени низкого давления;

$$\begin{aligned} \Delta l_{\text{др.в.д}} &= m_{\text{эк}} T_{\text{о.с}} \Delta s_{\text{др.в.д}} = m_{\text{эк}} T_{\text{о.с}} (s_{7^*} - s_{6^*}) = \\ &= 0,1184 \cdot 300 \cdot (1,1793 - 1,1748) = 0,1184 \cdot 300 \cdot 0,0045 = 0,16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

— при дросселировании для ступени высокого давления;

$$\sum \Delta l_{\text{др}} = \Delta l_{\text{др.нд}} + \Delta l_{\text{др.в.д}} = 1,59 + 0,16 = 1,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

— общие затраты при дросселировании.

Необходимая минимальная работа сжатия для компенсации производства энтропии в теплообменнике нагрузки (т.е. в испарителе) при передаче теплоты $q_0 = 173,38$ кДж/кг от криостатируемого объекта в цикле:

$$\begin{aligned} \Delta l_{\text{и}} &= m_{\text{и}} T_{\text{о.с}} \Delta s_0 = T_{\text{о.с}} q_0 \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{\text{п}}} \right) = \\ &= 1 \cdot 300 \cdot 173,38 \cdot \left(\frac{1}{278} - \frac{1}{293} \right) = 0,05525 \cdot 173,38 = 9,5785 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

При энтропийно-статистическом анализе цикла следует учитывать также производство энтропии в экономайзере $\Delta s_{эж}$. Необходимая минимальная работа сжатия для компенсации производства энтропии в экономайзере при передаче теплоты составляет

$$\begin{aligned} \Delta l_{эж} &= T_{о.с} \Delta s_{эж} = T_{о.с} [m_{эж}(s_{8*} - s_{7*}) - m_{и}(s_{6*} - s_{9*})] = \\ &= 300 [0,1184 \cdot (1,7207 - 1,1793) - 1 \cdot (1,1748 - 1,1147)] = \\ &= 300 \cdot (0,1184 \cdot 0,5414 - 0,0601) = 300 \cdot (0,0641 - 0,0601) = \\ &= 300 \cdot 0,004 = 1,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Суммируем значение минимальных работ для компенсации производства энтропии в холодильном цикле во всех элементах холодильной машины, сумма в данном случае определяет адиабатную работу сжатия:

$$\begin{aligned} l_{ад}^p &= l_{\min} + \sum \Delta l_i = l_{\min} + \Delta l_{пк} + \Delta l_{кк} + \Delta l_{др} + \Delta l_{и} + \Delta l_{эж} = \\ &= 4,142 + 1,476 + 8,75 + 1,75 + 9,5785 + 1,2 = 26,9 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Энергетические потери в компрессоре в данном случае определяются по формуле

$$\Delta l_{\text{компр}} = l_{сж} - l_{ад} = l_{ад} \left(\frac{1}{\eta_{ад}} - 1 \right) = 26,9 \cdot 0,25 = 6,725 \text{ кДж/кг}.$$

Расхождение полученного расчетного значения адиабатной работы сжатия с ее значением, определенным по диаграмме (R22), для цикла с экономайзером — 26,9 (26,82) кДж/кг — не превышает 0,3 %; для простого цикла — 25,1 (25,09) кДж/кг — не превышает 0,04 %, что позволяет достаточно надежно судить о реальном распределении затрат энергии по основным элементам исследуемых холодильных циклов.

Распределение удельных затрат электроэнергии по основным элементам одноступенчатой парокompрессионной холодильной установки для системы кондиционирования показано на рис. 3, 4.

Из сопоставления результатов анализа (см. табл. 6 и рис. 4) распределения удельных затрат электроэнергии на компенсацию производства энтропии в узлах холодильной установки (работающей на R22) для цикла с экономайзером (простого цикла) выявлено, что вклад в общую необратимость вносят процессы в испарителе — 28,49 (27,2) %, в конденсаторе — 30,41 (28,4) %, в компрессоре — 20 (20) %, в дросселе — 5,2 (12,6) %, в экономайзере — 3,57 %.

Выводы: 1. Расхождение полученных расчетных значений адиабатной работы сжатия $l_{ад}^p$ с ее значениями $\sum l_{ад}^p$, определенными по программе Solkane 7.0, для рассмотренных циклов не превышает 1 %.

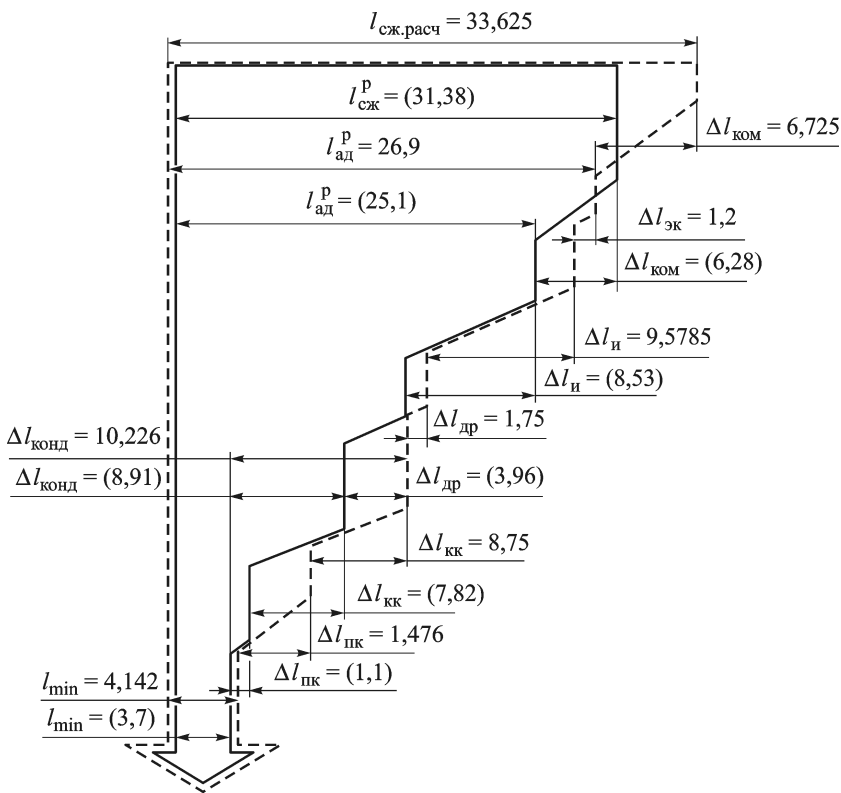


Рис. 3. Расчетное распределение удельных затрат электроэнергии, кДж/кг, по основным элементам одноступенчатой парокompрессионной холодильной установки для системы кондиционирования, работающей в режиме криостатирования (R22); циклы: простой (сплошные линии) и с экономайзером (штриховые линии)

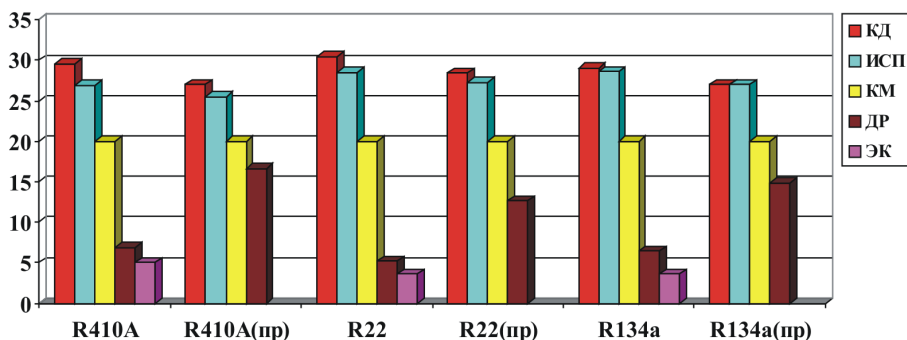


Рис. 4. Диаграмма распределения потерь по узлам холодильной установки (индекс "пр" относится к простому циклу), %

2. Холодопроизводительность простого цикла можно увеличить, введя двухступенчатое сжатие в одной полости компрессора, что приводит к повышению удельной массовой холодопроизводительности q_0 и холодильного коэффициента ε_d .

3. Необходимо учитывать значение производства энтропии в экономайзере $\Delta s_{\text{эк}}$ при проведении энтропийно-статистического анализа цикла холодильной установки.

4. Анализ затрат энергии (потерь) в холодильной установке показывает изменение их по узлам в зависимости от хладагента и вида цикла (см. табл. 5 и 6 и рис. 2–4), что позволяет в конкретных обстоятельствах акцентировать внимание на совершенствовании того или иного узла установки. Например, в простом цикле с понижением температуры кипения следует обратить внимание на повышение эффективности испарителей и дроссельных устройств (особенно R410A): применение электронных ТРВ вместо механических или любых ТРВ вместо капиллярных трубок качественно улучшает регулирование подачи хладагента в испаритель. Существенно снижаются потери (почти в 2 раза) при дросселировании в цикле с экономайзером.

В настоящий момент рекомендуемые перепады температур для теплообменников в холодильной технике не увязаны с хладагентами и холодильными циклами, а определяются только рабочими температурными зонами, например стандартные условия для воздухоохладителей определяются в соответствии с ENV328 (SC1 –SC4).

5. Малые значения степени термодинамического совершенства систем кондиционирования $\eta_{\text{терм}} = 0,1 \dots 0,15$ объясняются высокими температурными напорами, принятыми в теплообменниках.

Увлечение снижением размеров теплообменников, а следовательно, и их стоимости приводит к завышению эксплуатационных расходов.

С внедрением алюминиевых микроканальных конденсаторов появилась возможность снизить температурный напор в конденсаторах, а следовательно, повысить энергетическую эффективность холодильных установок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Н а к о п л е н и е холода как способ энергосбережения и оптимизации энергопотребления / А.М. Архаров, А.И. Леонтьев, В.В. Сычев и др. // Вестник МАХ. – 2009. – Вып. 2.
2. А р х а р о в А. М. О некоторых особенностях термодинамического анализа низкотемпературных систем // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2010. – Спец. вып.
3. А р х а р о в А. М., Ш и ш о в В. В. Энтропийно-статистический анализ классических холодильных циклов для систем кондиционирования // Холодильная техника. – 2011. – № 7.

Статья поступила в редакцию 27.06.2012