

УДК 621.564; 621.577

**Ю. М. Мацевитый\***, акад. НАН Украины

**Э. Г. Братута\*\***, д-р техн. наук

**Д. Х. Харлампиди\***, канд. техн. наук

\* Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, E-mail: kharlampidi@ipmach.kharkov.ua)

\*\* Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт»

## **ОБОБЩЕННЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ АНАЛИЗА СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ**

*Получены обобщенные зависимости для анализа энергетической эффективности холодильных машин и тепловых насосов, работающих по сверхкритическому циклу с хладагентом R744. Проведен анализ взаимного влияния режимных параметров сверхкритического цикла на холодильный коэффициент. Дана оценка целесообразности применения регенерации в сверхкритических циклах и использования детандера.*

*Отримано узагальнені залежності для аналізу енергетичної ефективності холодильних машин та теплових насосів, що працюють за надкритичним циклом з холодоагентом R744. Проведено аналіз взаємного впливу режимних параметрів надкритичного циклу на холодильний коефіцієнт. Надано оцінку доцільності застосування регенерації у надкритичних циклах, а також використання детандера.*

### **Введение**

В последнее десятилетие существенно возрос интерес к использованию в холодильных машинах (ХМ) и тепловых насосах (ТН) природных хладагентов, среди которых особое место занимает углекислота (R744). Этот хладагент обладает нулевым потенциалом разрушения озонового слоя ( $ODP = 0$ ) и ничтожно малым потенциалом глобального потепления ( $GWP = 1$ ). Поэтому в долгосрочной перспективе R744 многими специалистами рассматривается как одно из основных рабочих тел для тепловых насосов и автономных кондиционеров [1, 2].

Углекислота долгие годы применялась в судовых холодильных установках с докритическими параметрами цикла. В 1990 году Густав Лоренцен предложил R744 в качестве рабочего вещества для автономных кондиционеров и тепловых насосов, параметры работы которых, как известно, выходят за пределы критической температуры для углекислоты ( $T_{кр} = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{кр} = 73,83\text{ бар}$ ). Это привело к так называемому сверхкритическому циклу, в котором процесс конденсации отсутствует, а для отвода теплоты в цикле используется конвективное охлаждение. Особенностью сверхкритических циклов является то, что давление и температура в сверхкритической области не являются однозначно связанными параметрами. Поэтому за счет значительного изменения температуры газообразного R744 в сверхкритической области можно осуществить нагрев теплоносителя в газоохладителе ТН до более высокой температуры при сравнительно небольших затратах энергии на привод компрессора. Кроме того, при проектировании газоохладителя ТН температурные эпюры хладагента и теплоносителя могут быть спроектированы таким образом, чтобы необратимые потери вследствие конечной разности температур были минимальны.

**Постановка задачи исследования**

Существующие на сегодняшний день ТН и ХМ, работающие по сверхкритическому циклу с R744, пока не являются оптимизированными конструкциями. По энергетической эффективности они либо равны, либо уступают традиционным докритическим системам с синтетическими хладагентами. Коэффициент преобразования  $\mu$  ТН с R744, как и холодильный коэффициент  $\epsilon$  ХМ, при некоторых режимах может быть на 33–37% меньше, чем, к примеру, в установках с использованием R22 и R134a [3]. Однако это не означает, что в ТН, работающих по сверхкритическому циклу, отсутствует резерв для повышения эффективности. Сверхкритические холодильные или теплонасосные системы с хладагентом R744 обладают значительно более широкими возможностями для оптимизация режимных и конструктивных параметров, чем традиционные докритические установки.

В настоящей работе рассматривается ряд вопросов, касающихся оптимизации режимных параметров сверхкритических циклов, и на основе численного моделирования термодинамических режимов работы сверхкритических систем предлагаются обобщенные зависимости для анализа эффективности ХМ и ТН.

**Основная часть**

Вопросам эффективного применения R744 в сверхкритических циклах ХМ и ТН посвящен ряд работ [4–6], в которых рассмотрено влияние теплофизических свойств R744 на режимные и конструктивные характеристики теплообменного и компрессорного оборудования [4], предложены новые конструкции испарителя и газоохладителя ТН с экструдированными микротрубками [5], проведена оптимизация теплогидравлических процессов [6].

Одним из важных вопросов, возникающих при проектировании, был и остается вопрос выбора в сверхкритических циклах оптимального давления нагнетания. Этот вопрос не нов и рассматривался многими авторами [3, 7-13]. Однако рассмотрение шло без обобщения, а также с некоторыми недостаточно правомерными допущениями.

На рис. 1 показано влияние  $P_2$  в сверхкритическом одноступенчатом цикле.



**Рис. 1. Характер изменения параметров сверхкритического цикла ТН и ХМ в  $P - i$ -диаграмме при увеличении давления нагнетания  $P_2$ :**

1–2 – процесс сжатия в компрессоре; 2–3 – процесс охлаждения пара в газоохладителе; 3–4 и 6–1 – процессы в регенеративном теплообменнике; 4–5 – процесс дросселирования; 5–1 – процесс испарения;  $4''_{\min}$  – предельно минимальная температура охлаждения;  $1_{\max}$  – максимально возможная температура перегрева

Анализ поведения изотерм в сверхкритической области показал, что увеличение  $P_2$  при  $T_3 = \text{const}$  приводит к повышению удельной теплопроизводительности в цикле. Однако это увеличение  $P_2$  целесообразно только до определенного значения, соответствующего давлению в точке инверсии, в которой, как известно, коэффициент адиабатного дросселирования равен нулю. В этой точке энтальпия газа сверхкритических параметров при заданных  $P_2$  и  $T_3$  минимальна, а соответственно удельная теплопроизводительность в цикле максимальна. С увеличением  $P_2$  при  $T_3 = \text{const}$  выше точки инверсии происходит увеличение энтальпии хладагента и снижение удельной теплопроизводительности. Кроме того, процесс дросселирования в цикле будет сопровождаться не охлаждением, а нагреванием, что недопустимо. Таким образом, уровень давления нагнетания в цикле, соответствующий параметрам хладагента в точке инверсии, является предельно допустимым уровнем, при котором процесс термотрансформации термодинамически эффективен. Например, при температурах на выходе из газоохладителя ТН  $T_3 = 30, 34, 38$  °С предельное давление нагнетания в цикле  $P_2^{\text{max}}$  соответственно составляет 360, 380, 440 бар, что, естественно, лежит далеко за пределами допустимых значений давления в соответствии с прочностными характеристиками существующих компрессоров.

Вместе с тем выбор  $P_2$  в сверхкритическом цикле должен производиться не из условия достижения максимальной теплопроизводительности или холодопроизводительности, а и из условия обеспечения максимальной энергетической эффективности, а его верхняя граница устанавливается по соображениям прочности.

Для нахождения оптимального давления нагнетания в сверхкритическом цикле в 1929 году Инокути впервые предложил графоаналитический метод [14]. В более поздних работах [7, 8] используются различного вида корреляционные уравнения, полученные по результатам многовариантных расчетов теоретических одноступенчатых циклов или же в результате обработки экспериментальных данных пилотных образцов сверхкритических ХМ и ТН [15]. В этих уравнениях оптимальное давление нагнетания в сверхкритическом цикле  $P_2^{\text{опт}}$  представляется в функции одного или двух параметров. Среди них главным по степени влияния на  $P_2^{\text{опт}}$  является температура хладагента на выходе из газоохладителя, а второстепенным – температура испарения в цикле. При этом, как правило, не учитывается влияние на  $P_2^{\text{опт}}$  изоэнтропного КПД компрессора  $\eta_{\text{ис}}$ , значение которого принимается при оптимизации постоянным, что допустимо только при предпроектном анализе, когда тип компрессора не задан. Как известно,  $\eta_{\text{ис}} = f(\pi, \Delta T_{\text{пер}})$ , где  $\pi$  – степень сжатия в цикле,  $\Delta T_{\text{пер}}$  – перегрев перед компрессором. Важным при оптимизации является также учет влияния эффективности вспомогательного оборудования в цикле (степень регенерации  $\eta_{\text{рт}}$ ), а также влияния массового паросодержания хладагента  $x$  на входе в регенеративный теплообменник (РТ). Кроме того, присутствие детандера в одноступенчатой схеме вместо дроссельного вентиля, КПД детандера и схема подключения привода компрессора и детандера, число ступеней сжатия также оказывают влияние на эффективность цикла, а соответственно и на  $P_2^{\text{опт}}$ .

В работах [3, 7–9, 15] на основе однофакторного численного эксперимента проведена оптимизация давления нагнетания в сверхкритическом одноступенчатом цикле. Полученные графические зависимости носят большей частью иллюстративный характер и в целом мало пригодны для оптимального управления режимами работы ТН и ХМ, поскольку определяют только локальный оптимум и не позволяют учесть взаимное влияние факторов на  $\epsilon$ , а также оценить эффекты взаимодействий факторов. С учетом этого нами на основании метода планирования эксперимента Бокса–Уилсона [17] составлена матрица планирования дробного факторного эксперимента, включающая 64 отдельных опыта. В качестве независимых факторов принимались: давление нагнетания  $P_2$ , температура на выходе из газоохладителя  $T_3$ , температура испарения  $T_0$ , перегрев в испарителе  $\Delta T_{\text{пер}}$ , изоэнтропный КПД компрессора  $\eta_{\text{ис}}$ , коэффициент эффективности регенеративного теплообменника  $\eta_{\text{рт}}$ . В табл. 1 приведен диапазон варьирования указанных факторов.

Таблица 1. Уровни варьирования факторов

Фактор	Минимальное значение	Максимальное значение
$P_2$ , бар	80	140
$T_3$ , °C	30	45
$T_0$ , °C	-30	10
$\Delta T_{пер}$ , °C	0	15
$\eta_{is}$ , %	50	80
$\eta_{пр}$ , %	30	80

Определение уровня варьирования факторов (см. табл. 1) позволило, используя уже упомянутый метод Бокаса–Уилсона [17], получить регрессионное уравнение

$$\begin{aligned} \varepsilon = & 9,54143 - 0,0740773 \cdot P_2 - 0,256067 \cdot T_3 + 0,116623 \cdot T_0 - 0,00157431 \cdot \Delta T_{пер} + \\ & + 0,0832024 \cdot \eta_{is} - 0,00241979 \cdot \eta_{пр} + 0,00197986 \cdot P_2 \cdot T_3 - 0,000273177 \cdot P_2 \cdot T_0 - \\ & - 0,0000798611 \cdot P_2 \cdot \Delta T_{пер} - 0,0000600694 \cdot P_2 \cdot \eta_{is} - 0,0000447917 \cdot P_2 \cdot \eta_{пр} - \\ & - 0,00236354 \cdot T_3 \cdot T_0 + 0,000391667 \cdot T_3 \cdot \Delta T_{пер} - 0,00126806 \cdot T_3 \cdot \eta_{is} + \\ & + 0,000214167 \cdot T_3 \cdot \eta_{пр} + 0,0000885417 \cdot T_0 \cdot \Delta T_{пер} + 0,000582812 \cdot T_0 \cdot \eta_{is} + \\ & + 0,0000290625 \cdot T_0 \cdot \eta_{пр} + 0,0000347222 \cdot \Delta T_{пер} \cdot \eta_{is} - 0,0000608333 \cdot \Delta T_{пер} \cdot \eta_{пр} + \\ & + 0,00002375 \cdot \eta_{is} \cdot \eta_{пр}. \end{aligned} \quad (1)$$

Для статистической обработки результатов численного эксперимента применялся стандартный программный пакет «Statgrafics». При расчете теплофизических свойств R744 использовались сертифицированные базы данных «Refrprop» и «Refrigeration utilities».

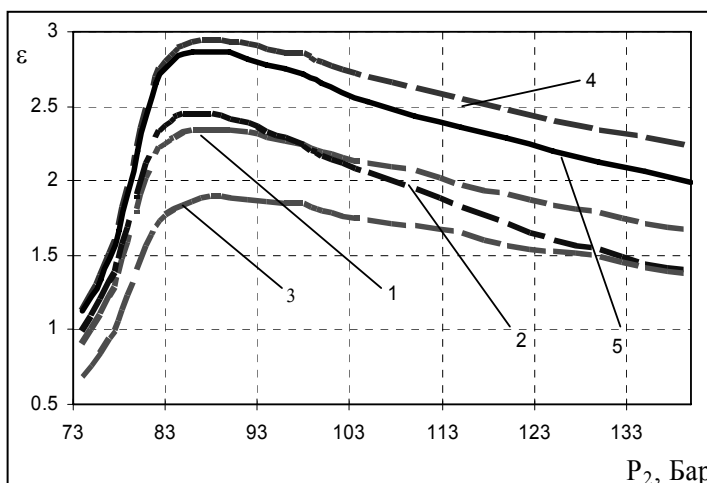
Решение уравнения (1) с использованием стандартных процедур [17] позволило оценить как влияние отдельных независимых факторов на  $\varepsilon$ , так и влияние их сочетаний, отраженное в табл. 2.

Как видно из табл. 2, наибольшее влияние на повышение  $\varepsilon$  оказывает увеличение  $T_0$ , а наибольшее взаимовлияние дает сочетание факторов  $P_2$  и  $T_3$ . Наименьшее влияние на  $\varepsilon$  оказывает величина  $\Delta T_{пер}$ , а наименьший эффект – комбинация факторов  $\Delta T_{пер}$  и  $\eta_{is}$ .

Таблица 2. Влияние на холодильный коэффициент отдельных факторов и их сочетаний

Фактор	Степень влияния фактора	Сочетание факторов	Степень влияния сочетания факторов
$P_2$	-0,244062	$P_2; T_3$	0,890937
		$P_2; T_0$	-0,327812
		$P_2; \Delta T_{пер}$	-0,0359375
		$P_2; \eta_{is}$	-0,0540625
		$P_2; \eta_{пр}$	-0,0671875
$T_3$	-1,23531	$T_3; T_0$	-0,709062
		$T_3; \Delta T_{пер}$	0,0440625
		$T_3; \eta_{is}$	-0,285312
		$T_3; \eta_{пр}$	0,0803125
$T_0$	1,52344	$T_0; \Delta T_{пер}$	0,0265625
		$T_0; \eta_{is}$	0,349687
		$T_0; \eta_{пр}$	0,0290625
$\Delta T_{пер}$	0,0353125	$\Delta T_{пер}; \eta_{is}$	0,0078125
		$\Delta T_{пер}; \eta_{пр}$	-0,0228125
$\eta_{is}$	0,743437	$\eta_{is}; \eta_{пр}$	0,0178125
$\eta_{пр}$	0,0740625		

Анализ результатов расчета, приведенных в табл. 2, показал следующее. При фиксированных  $T_0$ ,  $\eta_{is}$ ,  $\Delta T_{пер}$  с увеличением  $T_3$  величина  $\varepsilon$  уменьшается, причем при  $P_2$ , близких к критическому давлению для R744, это происходит значительно интенсивнее, чем при более высоких  $P_2$ . При фиксированных  $T_3$  и  $T_0$  увеличение перегрева в испарителе  $\Delta T_{пер}$  приводит к повышению холодильного коэффициента  $\varepsilon$  только при значениях  $P_2$ , близких к критическому. При более высоких  $P_2$  увеличение перегрева фактически не сказывается на  $\varepsilon$ . При фиксированных  $T_3$ ,  $\eta_{is}$ ,  $\Delta T_{пер}$  повышение  $T_0$  увеличивает  $\varepsilon$ , причем тем больше, чем меньше значение  $P_2$ . При фиксированных  $P_2$ ,  $\eta_{is}$ ,  $\Delta T_{пер}$  с повышением  $T_3$  холодильный коэффициент  $\varepsilon$  снижается, причем тем больше, чем ниже температура испарения  $T_0$ . При  $T_3 = 45^\circ\text{C}$  влияние изменения  $T_0$  на  $\varepsilon$  становится менее существенным.



**Рис. 2. Характер изменения зависимости  $\varepsilon = f(P_2)$  при различном вычислении  $\eta_{is}$ :**  
 1 – по уравнению Kim [18]; 2 – Liao [8]; 3 – ARTI [19];  
 4 – Robinson [20]; 5 – Brown [21]

В реальных условиях эксплуатации ХМ или ТН величина  $\eta_{is}$ , как известно, является функцией степени сжатия в компрессоре  $\pi$  и  $\Delta T_{пер}$ . Поэтому при заданном типе компрессора она не может быть отнесена к числу независимых факторов. Анализ зависимости  $\eta_{is} = f(\pi, \Delta T_{пер})$ , полученной в работе [18], показал, что степень сжатия  $\pi$  более существенно влияет на  $\eta_{is}$ , чем  $\Delta T_{пер}$ . С увеличением  $\Delta T_{пер}$  от 15 до 30  $^\circ\text{C}$  при фиксированном значении  $\pi$  влияние  $\Delta T_{пер}$  на  $\eta_{is}$  усиливается, однако повышение перегрева приводит к ухудшению общей эффективности ХМ и ТН.

На рис. 2 приведена зависимость  $\varepsilon = f(P_2)$ , полученная с использованием различных уравнений для  $\eta_{is}$ . Расчеты проведены для одноступенчатого цикла с регенеративным теплообменником при следующих исходных данных:  $T_0 = 0^\circ\text{C}$ ;  $T_3 = 35^\circ\text{C}$ , паросодержание на входе в РТ  $x_6 = 0,9$ , а эффективность РТ  $\eta_{РТ} = 50\%$ . Как видно из рис. 2, выбор эмпирической зависимости для вычисления  $\eta_{is}$  достаточно существенно влияет на результаты оптимизации.

Целевая функция оптимизации  $P_2$  в сверхкритическом цикле может в общем случае быть представлена в следующем виде [14]:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial P_2} = \frac{-(i_2 - i_1) \frac{\partial i_3}{\partial P_2} - (i_2 - i_3) \frac{\partial i_2}{\partial P_2}}{(i_2 - i_1)^2} = 0. \quad (2)$$

Для нахождения корня уравнения (2) применяется итерационный метод Ньютона. Зависимости  $\varepsilon = f(P_2)$ , полученные по уравнению (2) при различных сочетаниях  $T_3$  и  $T_0$ , обрабатывались с привлечением матрицы планирования двухфакторного эксперимента [17]. В результате, для нахождения оптимального давления нагнетания  $P_2^{opt}$  в сверхкритическом цикле с R744, получена регрессионная зависимость

$$P_2^{opt} = 75,888 - 1,755 \cdot T_3 - 0,825 \cdot T_0 + 0,056 \cdot T_3^2 + 0,023 \cdot T_3 \cdot T_0 + 0,011 \cdot T_0^2. \quad (3)$$

Зависимость (3), при получении которой использовалось уравнение для изоэнтропного КПД компрессора  $\eta_{is}$  из работы [8], справедлива для следующего диапазона изменения факторов:  $T_3 = 30 \div 45^\circ\text{C}$ ;  $T_0 = -10 \div 10^\circ\text{C}$ . (единица измерения  $P_2^{opt}$  – бар).

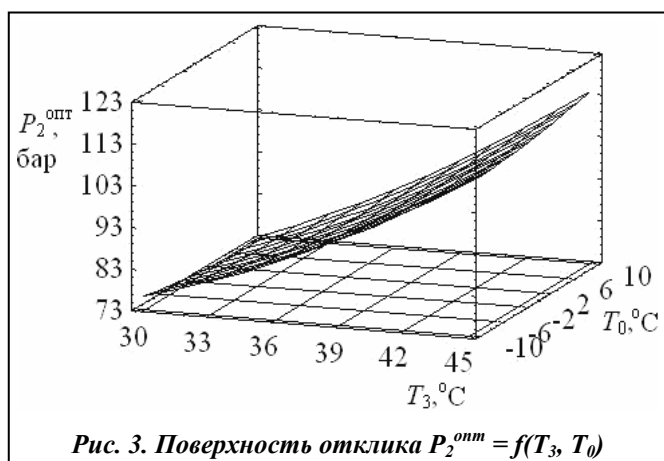


Рис. 3. Поверхность отклика  $P_2^{opt} = f(T_3, T_0)$

Для отображения двухфакторного влияния  $T_3$  и  $T_0$  на величину  $P_2^{opt}$  удобно воспользоваться так называемой поверхностью отклика [17]. На рис. 3 приведена указанная поверхность  $P_2^{opt} = f(T_3, T_0)$ , которая при  $\eta_{is} = const$  трансформируется в плоскость.

Из рис. 3 видно, что для обеспечения оптимального режима работы ТН при повышении температуры  $T_3$  необходимо повышать и давление  $P_2$ . Между тем, в отличие от конденсатора, где  $P$  и  $T$  – связанные параметры насыщенного пара, в газоохладителе невозможно добиться существенного изменения  $P_2$ , варьируя начальной температурой и расходом охлаждающего теплоносителя [7].

Регулировать  $P_2$  в сверхкритическом цикле можно только за счет изменения плотности хладагента на стороне с высоким давлением. На рис. 4 представлена аппроксимация изохорных кривых ( $\rho = const$ ) в сверхкритической области в координатах  $P - T$ , которая наглядно это иллюстрирует.

Как видно из рис. 4, с увеличением плотности  $\rho$  происходит рост давления. Следовательно, для повышения  $P_2$  в ТН на стороне с высоким давлением необходимо увеличить и аккумулировать некоторую часть массы хладагента. На практике это возможно за счет регулирования расхода через дроссельный вентиль и ресивер, расположенный на стороне с низким давлением, который выполняет функцию аккумулятора. При сокращении расхода хладагента через дроссельный вентиль уровень жидкости в ресивере уменьшается и на стороне с высоким давлением происходит увеличение массы хладагента, что в итоге приводит к росту  $P_2$ .

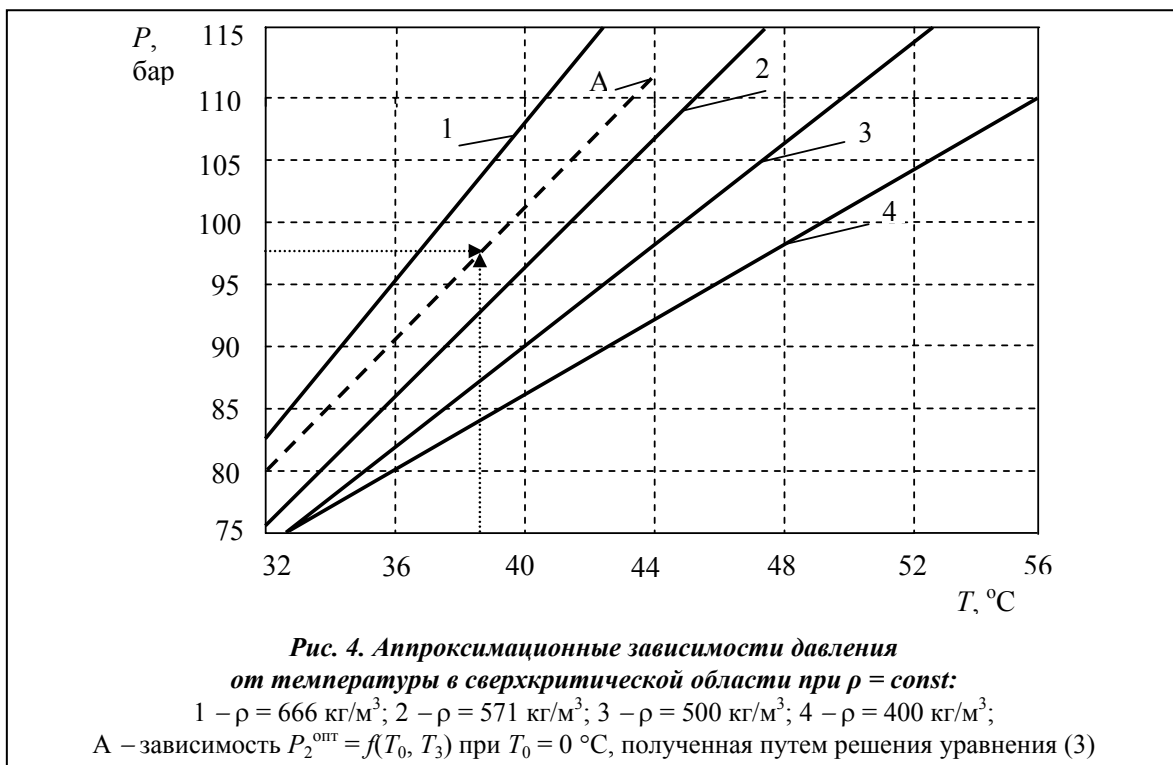
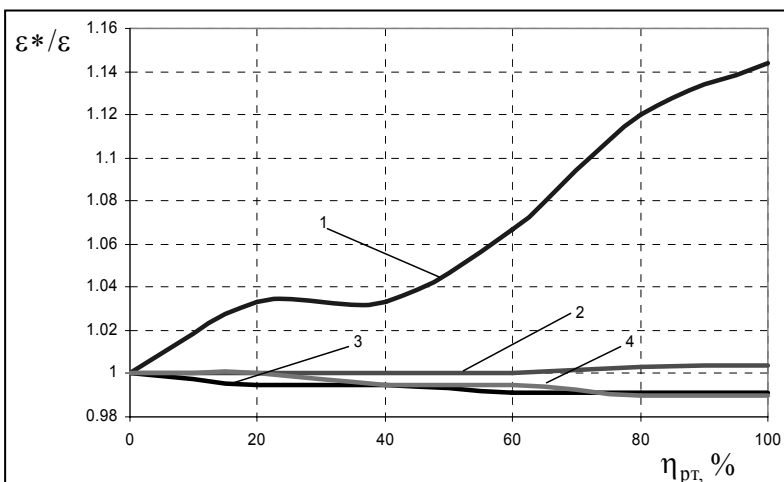


Рис. 4. Аппроксимационные зависимости давления от температуры в сверхкритической области при  $\rho = const$ :  
 1 –  $\rho = 666 \text{ кг/м}^3$ ; 2 –  $\rho = 571 \text{ кг/м}^3$ ; 3 –  $\rho = 500 \text{ кг/м}^3$ ; 4 –  $\rho = 400 \text{ кг/м}^3$ ;  
 А – зависимость  $P_2^{opt} = f(T_0, T_3)$  при  $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ , полученная путем решения уравнения (3)

Используя уравнение (3) и графические зависимости, представленные на рис. 4, можно, определив  $\rho$ , рассчитать массу хладагента, которую необходимо сосредоточить за компрессором, чтобы достичь оптимального соотношения параметров  $P_2$ ,  $T_3$  и  $T_0$ .

В работах [9, 15] отмечается, что в сверхкритических циклах установка регенеративного теплообменника при определенных режимах может привести к повышению  $\varepsilon$ . Нами проведена серия расчетов  $\varepsilon = f(P_2)$



**Рис. 5. Зависимость  $\varepsilon^*/\varepsilon = f(\eta_{рт}, P_2)$  при  $T_3 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\eta_{ис} = 80 \%$ ,  $\Delta T_{пер} = 5 \text{ K}$ :  
1 –  $P_2 = 80 \text{ бар}$ ; 2 –  $P_2 = 100 \text{ бар}$ ; 3 –  $P_2 = 120 \text{ бар}$ ; 4 –  $P_2 = 140 \text{ бар}$**

при различной эффективности РТ  $\eta_{рт} = \frac{T_1 - T_6}{T_3 - T_6}$ . Расчеты показали, что в области низких значений  $P_2$ , т. е. близких к критическому давлению, увеличение  $\eta_{рт}$  приводит к незначительному повышению  $\varepsilon$ .

Паросодержание хладагента на входе в РТ  $x_6$  также влияет на  $\varepsilon$  сверхкритического цикла. Так, при  $x_6 = 0,7 \div 0,95$  для обеспечения сухого хода компрессора необходимо ограничить минимально допустимое значение  $\eta_{рт}^{\min} = 60\%$ , а  $T_3^{\min} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Для определения холодильного коэффициента с учетом величины паросодержания на входе в РТ  $x_6$  нами предлагается следующая регрессионная зависимость, полученная на основании многовариантных расчетов сверхкритических циклов с привлечением того же метода планирования эксперимента Бокса–Уилсона при фиксированном значении  $\eta_{ис} = 80\%$

$$\begin{aligned} \varepsilon = & 0,525921 + 0,0207933 \cdot P_2 - 0,159341 \cdot T_3 + 0,0333045 \cdot T_0 + 3,40954 \cdot x_6 + 0,0409778 \cdot \eta_{рт} \\ & + 0,000578846 \cdot P_2 \cdot T_3 + 0,000209135 \cdot P_2 \cdot T_0 - 0,0148077 \cdot P_2 \cdot x_6 - 0,000222436 \cdot P_2 \cdot \eta_{рт} \\ & - 0,00132187 \cdot T_3 \cdot T_0 + 0,0145833 \cdot T_3 \cdot x_6 + 0,0003125 \cdot T_3 \cdot \eta_{рт} + 0,0126042 \cdot T_0 \cdot x_6 \\ & + 0,000196875 \cdot T_0 \cdot \eta_{рт} - 0,0234722 \cdot x_6 \cdot \eta_{рт}. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнение (4) справедливо для следующего диапазона изменения факторов:  $P_2 = 75 \div 140 \text{ бар}$ ,  $T_3 = 35 \div 45 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $T_0 = -30 \div 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $x_6 = 0,7 \div 1,0$ ;  $\eta_{рт} = 60 \div 90\%$ .

В табл. 3 приведены результаты оценки степени влияния определяющих факторов, входящих в уравнение (4), а также их взаимовлияния при различном сочетании.

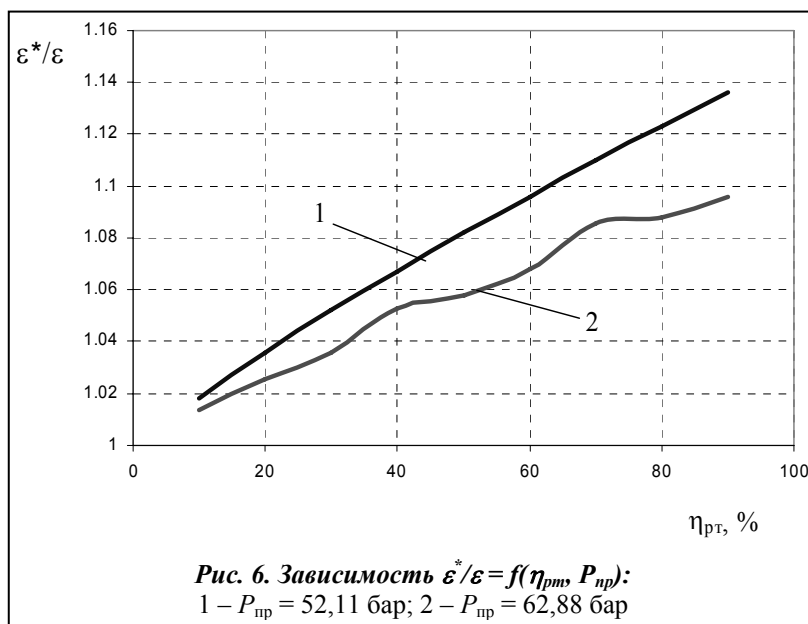
Для оценки целесообразности применения РТ в сверхкритических циклах следует использовать показатель  $\varepsilon^*/\varepsilon$ , представляющий собой отношение холодильного коэффициента  $\varepsilon^*$  цикла с РТ к холодильному коэффициенту простого одноступенчатого цикла  $\varepsilon$ . На рис. 5 представлена зависимость  $\varepsilon^*/\varepsilon = f(\eta_{рт}, P_2)$ , из которой можно видеть, что в области низких значений  $P_2$  применение РТ в схеме наиболее эффективно. Увеличение  $\eta_{рт}$  от 60 до 80% приводит к повышению  $\varepsilon^*/\varepsilon$  на 5%. В области высоких давлений  $P_2$  наличие РТ в схеме либо вообще не сказывается на величине  $\varepsilon^*/\varepsilon$ , либо с увеличением  $\eta_{рт}$  приводит к ее снижению, а это значит, что регенеративная схема становится хуже простой одноступенчатой схемы. Анализ другой зависимости  $\varepsilon^*/\varepsilon = f(\eta_{рт}, T_0)$ , полученной уже при фиксированных  $P_2$ ,  $T_3$ ,  $\eta_{ис}$ ,  $\Delta T_{пер}$ , показал, что с понижением температуры испарения и увеличением  $\eta_{рт}$  эффективность применения регенерации в одноступенчатом сверхкритическом цикле возрастает.

Таблица 3. Влияние отдельных факторов и их сочетаний на  $\varepsilon$  для случая, когда на вход РТ поступает влажный пар

Фактор	Степень влияния фактора	Сочетание факторов	Степень влияния сочетания факторов
$P_2$	0,818125	$P_2; T_3$	0,188125
		$P_2; T_0$	0,271875
		$P_2; x_6$	-0,144375
		$P_2; \eta_{РТ}$	-0,216875
$T_3$	-0,480625	$T_3; T_0$	-0,264375
		$T_3; x_6$	0,021875
		$T_3; \eta_{РТ}$	0,046875
$T_0$	1,13563	$T_0; x_6$	0,075625
		$T_0; \eta_{РТ}$	0,118125
$x_6$	0,154375	$x_6; \eta_{РТ}$	-0,105625
$\eta_{РТ}$	0,229375		

На рис. 6 приведена зависимость  $\varepsilon^*/\varepsilon = f(\eta_{РТ})$  для двухступенчатого сверхкритического цикла с неполным промежуточным охлаждением пара после первой степени сжатия непосредственно теплоносителем. Зависимость получена при следующих исходных данных:  $\Delta T_{пер} = 5 \text{ К}$ ;  $P_2 = 140 \text{ бар}$ ;  $T_3 = 37 \text{ }^\circ\text{С}$ ;  $T_0 = -10 \text{ }^\circ\text{С}$ ;  $\eta_{is} = 70\%$  и при различном промежуточном давлении  $P_{пр}$ . Следует отметить, что для сверхкритических двухступенчатых циклов величина оптимального промежуточного давления цикла не может быть определена при помощи известной формулы  $P_{пр} = \sqrt{P_{вд} \cdot P_{нд}}$ , справедливой для докритических циклов ( $P_{вд}$  – давление во второй степени сжатия,  $P_{нд}$  – давление в первой степени сжатия). Здесь также необходим многовариантный расчет циклов при соблюдении условия обеспечения максимума холодильного коэффициента.

В сверхкритическом цикле с R744 благодаря большой работе расширения могут быть эффективны технологические схемы ХМ и ТН, содержащие детандер. На рис. 7 представлены зависимости  $P_2^{опт} = f(T_0)$  для детандерной одноступенчатой схемы. Зависимости получены при изэнтропной эффективности детандера  $\eta_{is}^{дет} = 63\%$  и изэнтропной эффективности компрессора  $\eta_{is} = 75\%$ . Для сопоставления на рис. 6 также показаны аналогичные зависимости для регенеративной и простой одноступенчатой схемы.



Установлено, что применение регенерации в сверхкритическом цикле с детандером неэффективно в отличие от цикла с дросселем. Чем больше  $\Delta T_{пер}$ , тем ниже максимальный коэффициент преобразования ТН. Влияние  $\eta_{is}^{дет}$  на  $P_2^{опт}$  больше, чем влияние  $\eta_{is}$ . Зависимости  $P_2^{опт} = f(\eta_{is}^{дет})$  и  $P_2^{опт} = f(\eta_{is})$  для схемы с детандером фактически линейны. При увеличении  $\eta_{is}^{дет}$  с 10 до 90% значение  $P_2^{опт}$  уменьшается на 5%, а аналогичное изменение изэнтропного



КПД компрессора  $\eta_{is}$  приводит к снижению  $P_2^{opt}$  на 3%.

Как видно из рис. 7, с увеличением сложности технологической схемы величина  $P_2^{opt}$  снижается. Детальный анализ влияния структурной сложности технологической схемы ХМ и ТН на изменение  $P_2^{opt}$  в сверхкритическом цикле дан нами в работе [22].

### Выводы

1. Впервые на основе многофакторного численного эксперимента термодинамических режимов сверхкритических циклов с хладагентом R744 получены обобщенные зависимости для оценки влияния режимных параметров ХМ на ее холодильный коэффициент.

2. Оценка эффективности применения регенерации в сверхкритическом цикле показала, что регенерация в одноступенчатом цикле с детандером неэффективна, а для цикла с дросселем целесообразна только в диапазоне изменения давления нагнетания от 77 до 85 бар. Для двухступенчатого цикла эффективность применения регенерации повышается с уменьшением промежуточного давления.

3. Полученные регрессионные зависимости позволяют на этапе предпроектного анализа проводить расчет оптимального давления нагнетания в одноступенчатых сверхкритических циклах с R744.

4. При усложнении технологической схемы ТН уровень  $P_2^{opt}$  в одноступенчатом сверхкритическом цикле понижается.

5. Анализ условий эксплуатации компрессоров и теплообменного оборудования ХМ и ТН с R744 показал, что установленные значения  $P_2^{opt}$  не превосходят уровень опасных давлений с точки зрения прочностных характеристик указанного оборудования.

6. Расчеты показали, что при  $P_2^{opt}$  в сверхкритическом цикле с R744 представляется возможным повысить коэффициент преобразования ТН на 17–25% при нагреве теплоносителя от 20 до 65 °С по сравнению с ТН, работающими на хладагентах R142b и R134a при докритических параметрах цикла. Установлено, что с увеличением нагрева теплоносителя в ТН более явно проявляется преимущество ТН с R744.

7. При  $P_2 < P_{кр}$  и  $T_3 > T_{кр}$  параметры цикла могут лежать за пределами двухфазного купола в области перегретого пара, что существенно снижает термодинамическую эффективность.

8. Достоверность полученных результатов обеспечивается использованием сертифицированных баз данных теплофизических свойств хладагентов, а также надежно обобщенных данных о величине изэнтропного КПД компрессоров, работающих с R744.

### Литература

1. Холодильные установки, кондиционеры и тепловые насосы XXI века. Углекислота как хладагент / И. Стромэн, А. М. Бредсен, Й. Петерсен и др. // Холодильный бизнес. – 2000. – № 5. – С. 8–12.
2. Калнинь И. М. Условия эффективного применения диоксида углерода в качестве рабочего вещества для тепловых насосов / И. М. Калнинь, В. А. Васютин, С. Б. Пустовалов // Холодильная техника. – 2003. – № 7. – С. 7–12.

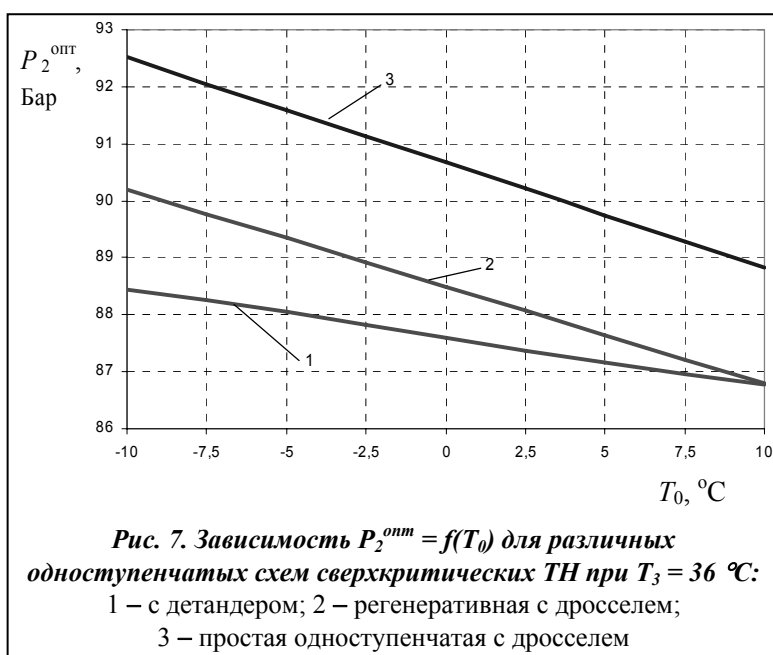


Рис. 7. Зависимость  $P_2^{opt} = f(T_0)$  для различных одноступенчатых схем сверхкритических ТН при  $T_3 = 36$  °C: 1 – с детандером; 2 – регенеративная с дросселем; 3 – простая одноступенчатая с дросселем

3. Харлампи́ди Д. Х. Анализ возможности применения закритического цикла на углекислоте в тепловых насосах // Наук. вісн. будівництва. – Харків: Харків. техн. ун-т будівництва та арх. – 2003. – Вип. 21. – С. 170–179.
4. CO<sub>2</sub>-Heat Pump Water Heater: Characteristics, System Design and Experimental Results / P. Neksa, H. Rekstad, G. R. Zaker, P. A. Schiefioe // Int. J. Refrigeration. – 1998. – Vol. 21. – P. 172–179.
5. Microchanal Heat Exchangers with Carbone Dioxide : Final Report / Air – Conditioning and Refrigeration Technology Institute. ARTI–21CR–605–10020–01. – Arlington (USA), 2001. – 117 p.
6. Калнинь И. М. Оптимизация теплогидравлических процессов в основных аппаратах тепловых насосов на диоксиде углерода / И. М. Калнинь, С. Б. Пустовалов // Тр. Четвертой Рос. нац. конф. по теплообмену. – Т. 5. Испарение, конденсация. Двухфазные течения. – М.: Моск. энерг. ин-т. – 2006. – С. 122–125.
7. Харлампи́ди Д. Х. К вопросу оптимизации режимных параметров теплового насоса, работающего по закритическому циклу / Д. Х. Харлампи́ди // Наук. вісн. будівництва. – Харків: Харків. техн. ун-т будівництва та арх. – 2004. – Вип. 25. – С. 123–130.
8. Liao S. M. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles / S. M. Liao, T. S. Zhao, A. Jakobsen // Appl. Thermal Eng. – 2000. – Vol. 20. – P. 831–841.
9. Chen Y. The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers / Ying Chen, Junjie Gu // Int. J. Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, № 8. – P. 1238–1249.
10. Sarkar J. Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications / J. Sarkar, Souvik Bhattacharyya, M. Ram Gopal // Int. J. Refrigeration. – 2004. – Vol. 27, № 8. – P. 830–838.
11. Sarkar J. Simulation of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications / J. Sarkar, Souvik Bhattacharyya, M. Ram Gopal // Int. J. Refrigeration. – 2006 – Vol. 29, № 5. – P. 735–743.
12. Kauf F. Determination of optimum high pressure for transcritical CO<sub>2</sub> –refrigeration cycles / F. Kauf // Int. J. Thermal Sci. – 1999. – Vol. 38 (4). – P. 325–330.
13. Sarkar J. Review on cycle modifications of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration and heat pump systems / J. Sarkar // J. Advanced Research Mech. Eng. – 2010. – Vol. 1, № 1. – P. 22–29.
14. Розенфельд Л. М. Холодильные машины и аппараты / Л. М. Розенфельд, А. Г. Ткачев. – М.: Госторгиздат, 1955. – 584 с.
15. Tao Y. B. Experimental study on the performance of CO<sub>2</sub> residential air-conditioning system with an internal heat exchanger / Y. B. Tao, Y. L. He, W. Q. Tao, Z. G. Wu // Energ. Conv. and Management. – 2010. – Vol. 51. – P. 64–70.
16. Харлампи́ди Д. Х. Выбор термодинамического цикла и технологической схемы теплонасосной установки на основе оценки критерия сложности / Д. Х. Харлампи́ди // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2006. – № 4. – С. 3–11.
17. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука. – 1976. – 280 с.
18. Kim S. G. The performance of a transcritical CO<sub>2</sub> cycle with an internal heat exchanger for hot water heating / Sung Goo Kim, Yoon Jo Kim, Gilbong Lee, Min Soo Kim // Int. J. Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, № 7. – P. 1064–1072.
19. Ortiz T. M. Evaluation of the Performance Potential of CO<sub>2</sub> as a Refrigerant in Air-to-Air Air Conditioners and Heat Pumps: System Modeling and Analysis / T. M. Ortiz, D. Li, E. A. Groll/ ARTI Final Report, №. 21CR/610-10030, 2003. – 119 p.
20. Robinson D. M. Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine / D. M. Robinson, E. A. Groll // Int. J. Refrigeration. – 1998. – Vol. 21. – P. 577–589.
21. Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO<sub>2</sub> and R-134a / J. Steven Brown, Samuel F. Yana-Motta, Piotr A. Domansky // Int. J. Refrigeration. – 2002. – Vol. 25. – P. 19–32.
22. Харлампи́ди Д. Х. Системно-структурный анализ технологических схем парокomppressorных термотрансформаторов / Д. Х. Харлампи́ди // Техн. газы. – 2010. – № 4. – С. 21–29.

Поступила в редакцию  
13.12.11