

Условия эффективного применения диоксида углерода в качестве рабочего вещества тепловых насосов

Д-р техн. наук, проф. **И.М. КАЛНИНЬ**,
канд. техн. наук **В.А. ВАСЮТИН, С.Б. ПУСТОВАЛОВ**
МГУИЭ

Применению диоксида углерода (CO_2 , R744) в качестве рабочего вещества холодильных машин и тепловых насосов в мире уделяется пристальное внимание. R744 абсолютно безопасен: негорюч, неядовит, не разрушает озоновый слой, имеет самый низкий среди применяемых рабочих веществ потенциал глобального потепления (табл. 1). Кроме того, он доступен в любых количествах и дешев.

Диоксид углерода обладает рядом уникальных термодинамических и теплофизических свойств. Некоторые из них неблагоприятны для эффективного использования R744 как рабочего вещества. Прежде всего это низкая нормальная температура кипения, обуславливающая высокий уровень давлений в системе. Высокие давления и некоторые другие свойства R744 делают невозможным использование существующего базового холодиль-

ного оборудования (компрессоров, теплообменных аппаратов, арматуры, приборов автоматики). Возникает необходимость создания оригинальных конструкций машин.

Другое свойство — низкая критическая температура — приводит к тому, что в холодильных машинах на CO_2 в большинстве случаев реализуются термодинамические циклы, в которых процесс конденсации заменен охлаждением газообразного R744 при постоянном давлении в надкритической области. В этом случае практически невозможно в полной мере компенсировать перерасход энергии, связанный с большими необратимыми потерями в процессе теплопередачи от газообразного R744 к охлаждающей среде. Применение таких холодильных машин с точки зрения энергетической эффективности возможно как компромисс при решении других проблем, в частно-

The conditions of effective use of carbon dioxide (R744) for heat pumps (HP) are considered on the basis of the analysis of its thermophysical and thermodynamic properties, and the competitiveness of HP on R744 with HP on freons. It is shown that the advantages of R744 are most pronounced in HP of large heat output. The works being carried out for the study of the processes, development of calculation techniques and designing of HP on R744 are reported.

сти экологических (например, в автобусных кондиционерах). Безусловно эффективно использование R744 только в качестве хладагента высокого давления в низкотемпературной ветви каскадных холодильных установок, где реализуется докритический цикл с температурой кипения не ниже $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ (температура тройной точки R744 равна $-56,44\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Температурные условия работы тепловых насосов (ТН) и холодильных машин существенно различаются [1]. В ТН источник низкопотенциальной теплоты (ИНТ), охлаждаемый в испарителе, обычно имеет положительную температуру и поэтому температура кипения рабочего вещества, как правило, тоже выше нуля. Температура, до которой должен быть нагрет теплоноситель, может находиться в пределах 40...110 °С, при этом разность между температурами прямого и обратного потоков (Δt_w) может составлять 15...60 °С.

В парокompрессионных ТН увеличение температуры теплоносителя однозначно связано с повышением температуры и давления конденсации, разности и отношения давлений конденсации и кипения, что приводит к снижению коэффициента преобразования.

Сравнение свойств рабочих веществ

Параметр	Рабочее вещество			
	R744	R134a	R142b	R718
Химическая формула	CO ₂	C ₂ H ₂ F ₄	C ₃ H ₃ ClF ₂	H ₂ O
Потенциал разрушения озонового слоя ODP (относительно R11)	0	0	0,1	0
Потенциал глобального потепления GWP (относительно R744)	1	1300	630	<1
Молекулярная масса μ , кг/кмоль	44,1	102,03	100,5	18,02
Критическое давление $p_{кр}$, МПа	7,38	4,06	4,12	22,1
Критическая температура $t_{кр}$, °C	31,1	101,1	137,2	374,2
Нормальная температура кипения t_s , °C	-78,4 (сублимация)	-26,1	-9,8	+100

В парокомпрессионных фреоновых тепловых насосах в зависимости от требуемой температуры нагрева теплоносителя применяются рабочие вещества среднего давле-

- высокая плотность пара ρ'' и высокая удельная объемная теплопроизводительность q_v обуславливают малую требуемую объемную производительность и размеры компрессора;

- существенно бблыпая по сравнению с фреонами доля работы расширения в работе цикла создаст условия для использования детандера с целью повышения коэффициента преобразования ТН.

Для оптимизации и выбора параметров действительных термодинамических циклов ТН на R744 (с реальными КПД компрессора, детандера и привода) разработаны математическая модель и компьютерные программы.

Параметры теоретических циклов ТН для различных рабочих веществ

Параметр	Рабочие вещества			
	R744	R134a	R142b	R718
Давление кипения p_0 , МПа	3,97	0,35	0,17	$0,89 \cdot 10^{-3}$
Давление после компрессора $p_k(p_2)$, МПа	12,7	2,93	1,57	0,059
Отношение давлений $\pi_k = p_k/p_0$	3,2	8,36	9,03	66,3
Удельная массовая теплопроизводительность q_k , кДж/кг	162,9	180,7	215,2	3246
Изоэнтروпная работа сжатия l_s , кДж/кг	44,6	43,2	49,7	923
Изоэнтропный коэффициент преобразования μ_s , Дж/Дж	5,765	4,663	4,668	3,680
Плотность насыщенного пара при p_0 ρ'' , кг/м ³	114,0	17,14	8,00	$6,79 \cdot 10^{-3}$
Удельная объемная теплопроизводительность $q_v = q_k \rho''$, кДж/м ³	18561	3097	1722	22,1
То же, по отношению к R744 q_v/q_{vR744} , %	100	16,7	9,3	0,12
Фактор соотношения массовых скоростей при $\Delta p/p = \text{idem}$ $\bar{M} = (\rho_0 \rho'')^{0,5}$	21,3	2,45	1,18	$2,46 \cdot 10^{-3}$
То же, по отношению к R744 $\bar{M}/\bar{M}_{R744}$, %	100	11,5	5,5	0,01
Отношение работы расширения к работе сжатия $l_{ср}/l_{сж}$	0,367	0,103	0,076	0,044
Исходные температуры: теплоносителя (нагреваемой воды) $t_{w1} = 40$ °C, $t_{w2} = 80$ °C; ИНТ (охлаждаемой воды) $t_{s1} = 10$ °C; кипения $t_0 = 5$ °C; конденсации $t_k = 85$ °C (кроме R744).				

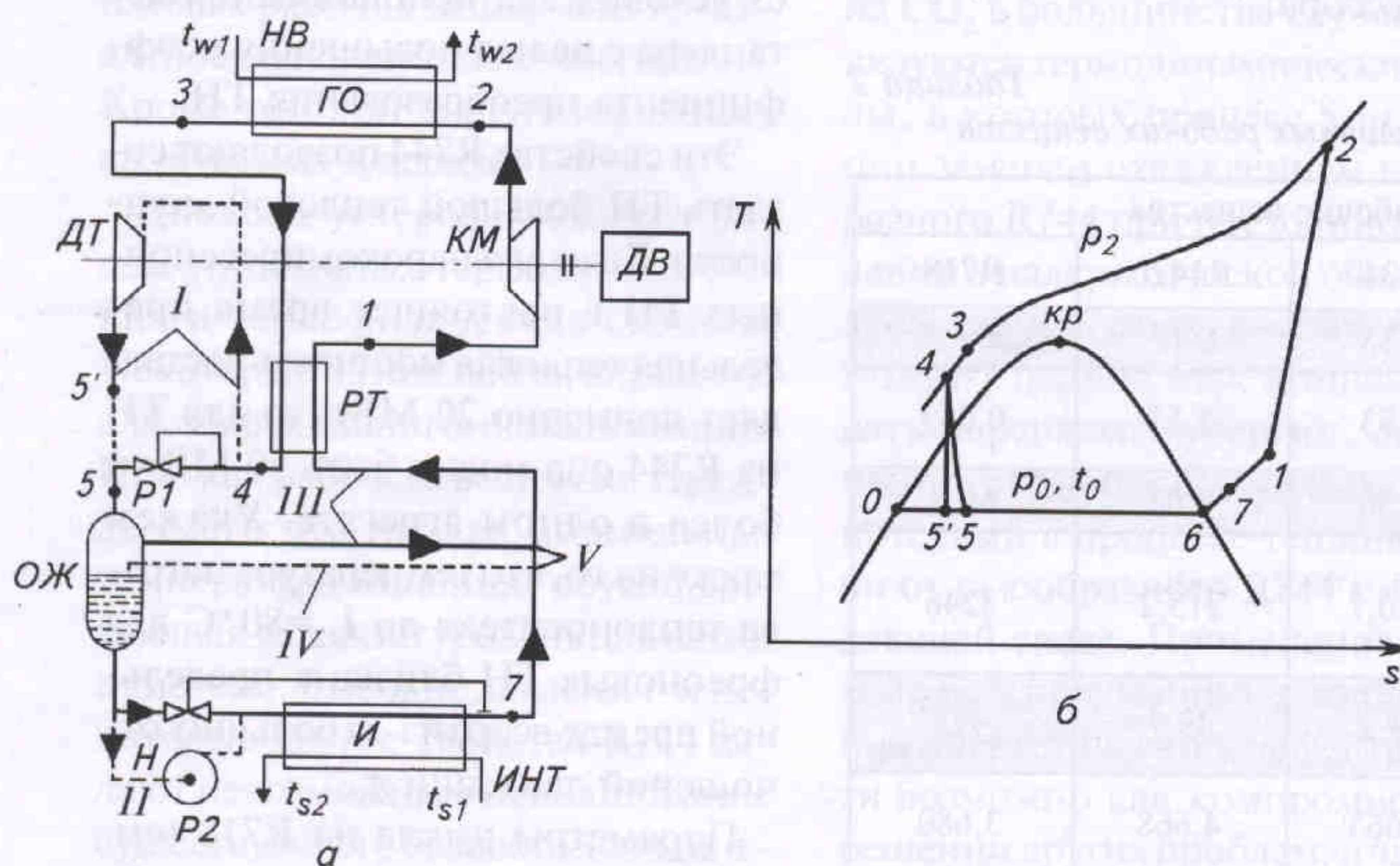
- ТН малой тепловой мощности дроссельной схемой и охлаждаемыми компрессорами объемного принципа действия (с поршневыми компрессорами и естественным отводом тепла от компрессора в окружающую среду);

Температура кипения t_0 в цикле практически однозначно соответствует температуре ИНТ и лежит в пределах $0...20\text{ }^{\circ}\text{C}$:

Источник низко- потенциальной теплоты	Температура кипения $t_{\text{к}}$, °C
Грунтовые воды и вода водоемов ($t_{\text{сл}}=8...12$ °C)	0...5
Оборотная вода систем охлаждения – градирни ($t_{\text{сл}}=18...25$ °C)	10...15
Высокотемпературные тепловые сбросы ($t_{\text{сл}} > 25$ °C)	≤ 20

Наиболее показательными температурными условиями работы ТН являются $t_0=5^\circ\text{C}$, $t_{w2}=80^\circ\text{C}$.

В результате оптимизационного расчета по максимуму коэффициента преобразования $\mu_{\text{макс}}$ опреде-



a — обобщенная принципиальная схема:

КМ – компрессор; ДВ – приводной двигатель; ДТ – детандер; ГО – газоохладитель; РТ – регенеративный теплообменник; И – испаритель; ОЖ – отделитель жидкости; Н – циркуляционный насос жидкого R744; Р1 – дроссель-регулятор высокого давления («до себя»); Р2 – регулятор подачи жидкого R744 в испаритель; ИНТ – источник низкопотенциальной теплоты; НВ – нагреваемая вода.

Линии: I – включения в схему детандера (в этом случае участок линии с P1 закрыт); II – включения в схему циркуляционного насоса (в этом случае участок линии P2 закрыт); III – газообразного R744 низкого давления; IV – парожидкостной смеси при включенной линии II, в этом случае участок линии V закрыт);

1-2 – сжатие газообразного R744; 2-3 –

1–2 – сжатие газообразного R744; 2–3 – охлаждение газообразного R744 в ГО; 3–4 – охлаждение газообразного R744 в РТ; 4–5 – дросселирование R744; 4–5' – расширение R744 в ДТ; 5–6 (5'–6) – кипение жидкого R744 в И; 6–7 – перегрев R744 в И (в схеме с Р2); 7–1 – перегрев газообразного R744 в РТ (p_2 – давление газообразного R744).

ляется давление газообразного R744 после компрессора p_2 . Значение $p_{2\text{опт}}$ зависит от температуры кипения t_0 (давления кипения p_0), температур теплоносителя на входе и выходе t_{w1} и t_{w2} , степени регенерации в цикле $B = (T_1 - T_7) / (T_3 - T_7)$ и заданной минимальной разности температур между газообразным R744 и теплоносителем $\Theta_{\min}$ (см. рис. 5, а). Проведенный численный эксперимент показал, что в схемах с дросселем целесообразна максимально возможная регенерация. Напротив, в схемах с детандером $\mu_{\max}$ соответствует минимуму перегрева пара на входе в компрессор. Выбор значения $\Theta_{\min}$ фактически относится к экономической оптимизации, так как стремление $\Theta_{\min} \rightarrow 0$ лишь повышает μ (при этом возрастает также эксергетический КПД передачи тепла от газа к теплоносителю). Однако при этом снижается среднеинтегральная разность температур в теплообменнике и поэтому увеличиваются необходимая площадь теплообменной поверхности, масса, габариты и стоимость аппарата. Снижению $p_{2\text{опт}}$ и повышению μ способствует двухпоточный нагрев теплоносителя, что возможно при использовании в одной системе отопления двух уровней температур — высокотемпературного (традиционное отопление) и низкотемпературного (например, напольное отопление). Возможен еще третий поток — нагрев водопроводной воды для горячего водоснабжения (ГВС).

На рис. 2 представлено поле оптимальных значений давления p_2 в реальном диапазоне изменения температур кипения R744 и температур нагреваемого теплоносителя t_{w2} для схемы с детандером.

На рис. 3 показаны значения электрического коэффициента преобразования, достигаемые при оптимальных давлениях $p_{2\text{опт}}$ и тех же значениях температур t_0 и t_{w2} .

Область предпочтительного применения ТН на R744 в первую очередь определяется минимальной разностью температур $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1}$, при которой его коэффициент преобразования уравнивается с тако-

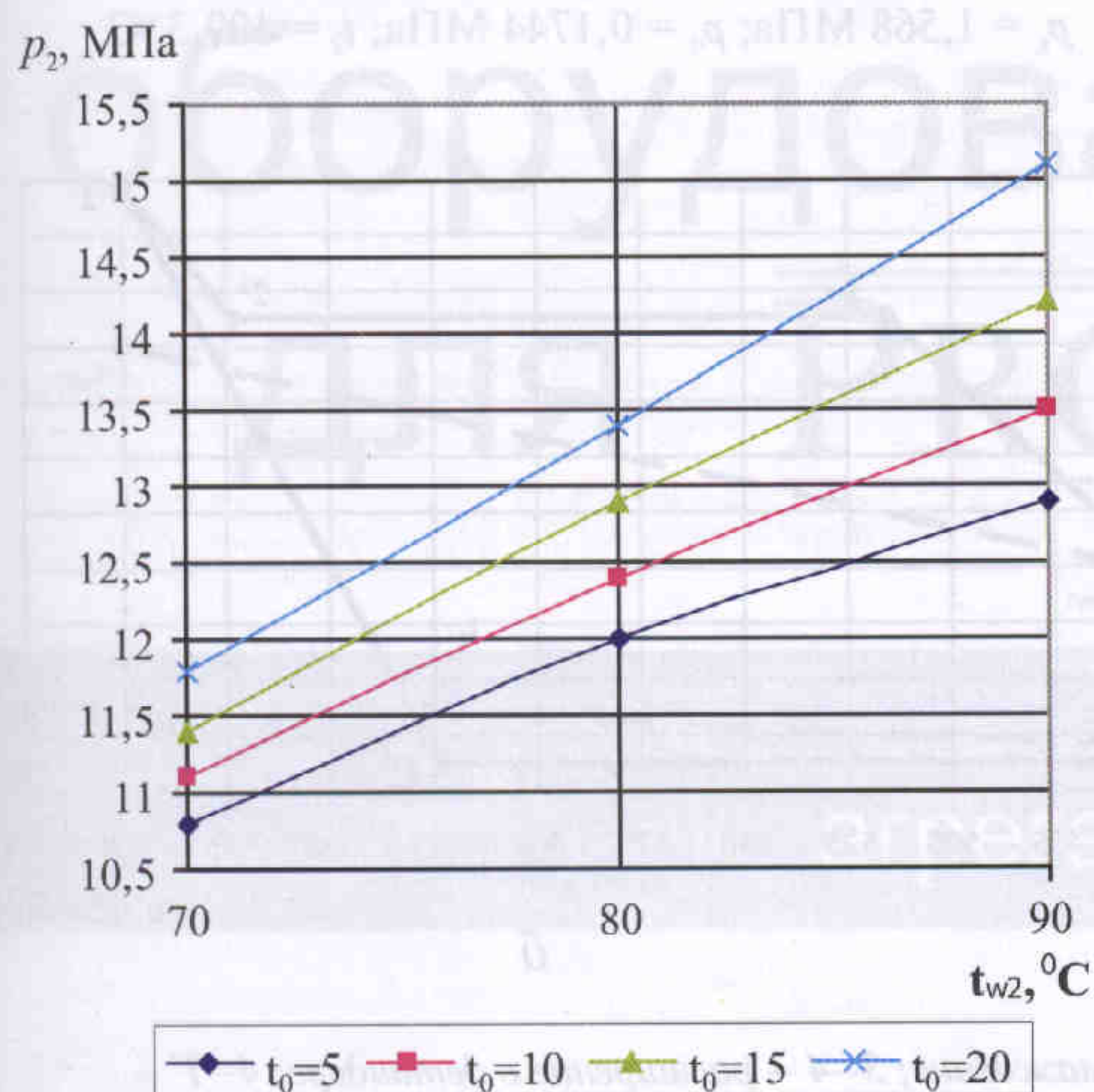


Рис. 2. Поле оптимальных давлений p_{2opt} для ТН на R744 ($\Delta t_w = 40^\circ\text{C}$)

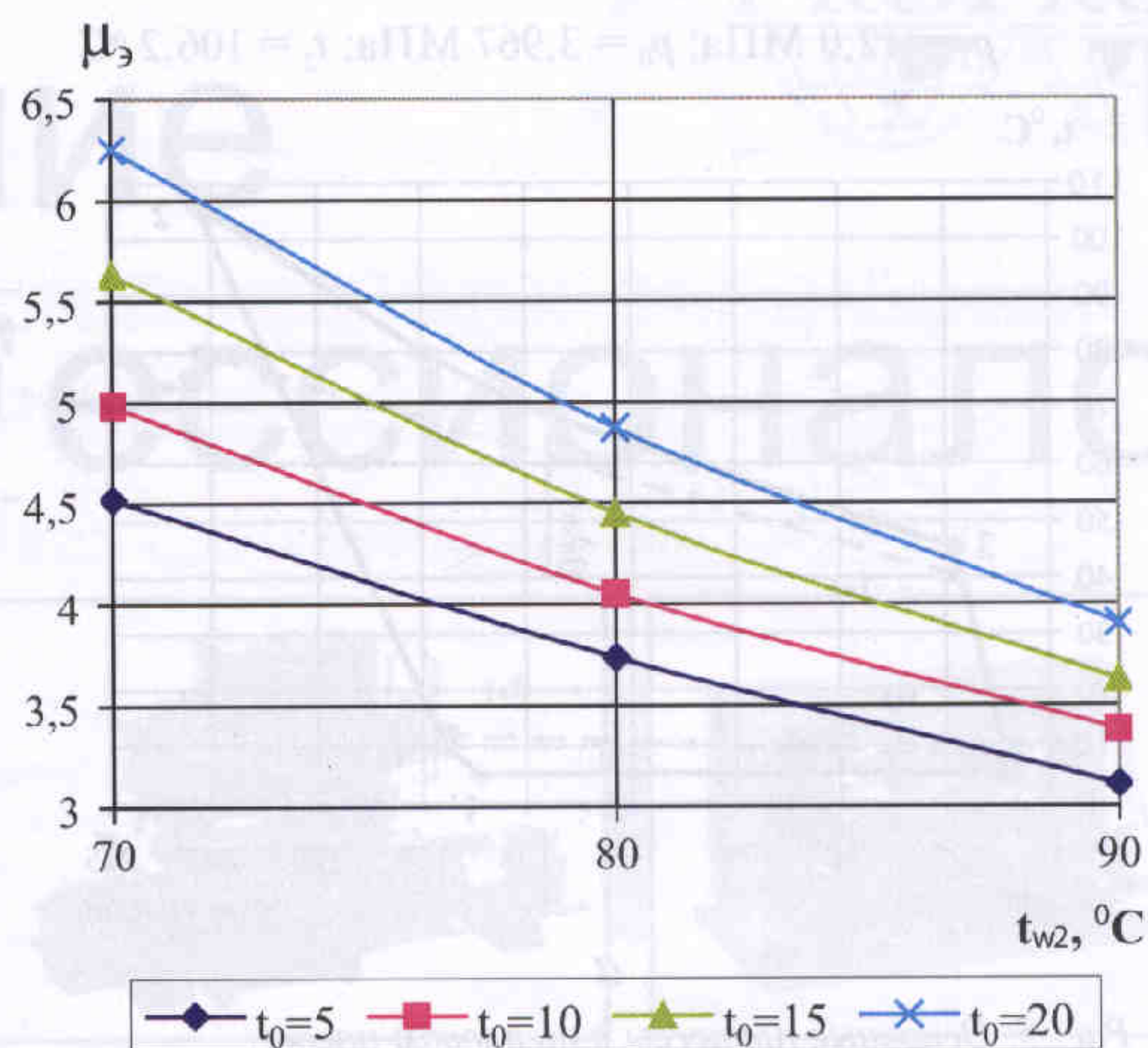


Рис. 3. Значения электрических коэффициентов преобразования ТН на R744 при оптимальных давлениях p_2

вым для ТН, работающего на фреоне (при прочих равных условиях). При сопоставлении рассматриваются параметры действительных циклов с реальными процессами сжатия с учетом реальных коэффициентов полезного действия компрессора, различных для ТН на R744 и фреонах по условиям их работы.

На рис. 4 приведены графики зависимости электрического коэффициента преобразования от Δt_w для тепловых насосов большой тепловой мощности на R744 (схема с детандером) и R142b (схема с дросселем и переохлаждением жидкого хладагента после конденсатора нагреваемым теплоносителем). Основные процессы этих тепловых насосов показаны в координатах $q-t$ на рис. 5.

Из рис. 4 следует, что энергетическая эффективность ТН на R744 и R142b практически равна вблизи $\Delta t_w = 30^\circ\text{C}$. При больших значениях Δt_w ТН на R744 энергетически эффективнее: при $\Delta t_w = 40^\circ\text{C}$ коэффициент преобразования ТН на R744 на 20 % выше, чем на R142b.

Однако даже в случае близкой энергетической эффективности фреоновых ТН и ТН на R744 при-

менение последних может оказаться более предпочтительным, если учесть характерные для фреоновых ТН негативные факторы:

- технические трудности обеспечения температур нагрева теплоносителя выше $t_{w2} = 60^\circ\text{C}$ (применение рабочих веществ низкого давления, высокие отношения давлений конденсации и кипения хладагента и др.);
 - большие габариты и масса оборудования, прежде всего компрессоров, что оказывает влияние на его стоимость и весьма существенно для ТН большой тепловой мощности;
 - ограничение применения фреонов по их экологическим характеристикам (потенциалам разрушения озонового слоя и глобального потепления);
 - высокая стоимость фреонов, на порядок превышающая стоимость R744.
- При весьма большой тепловой

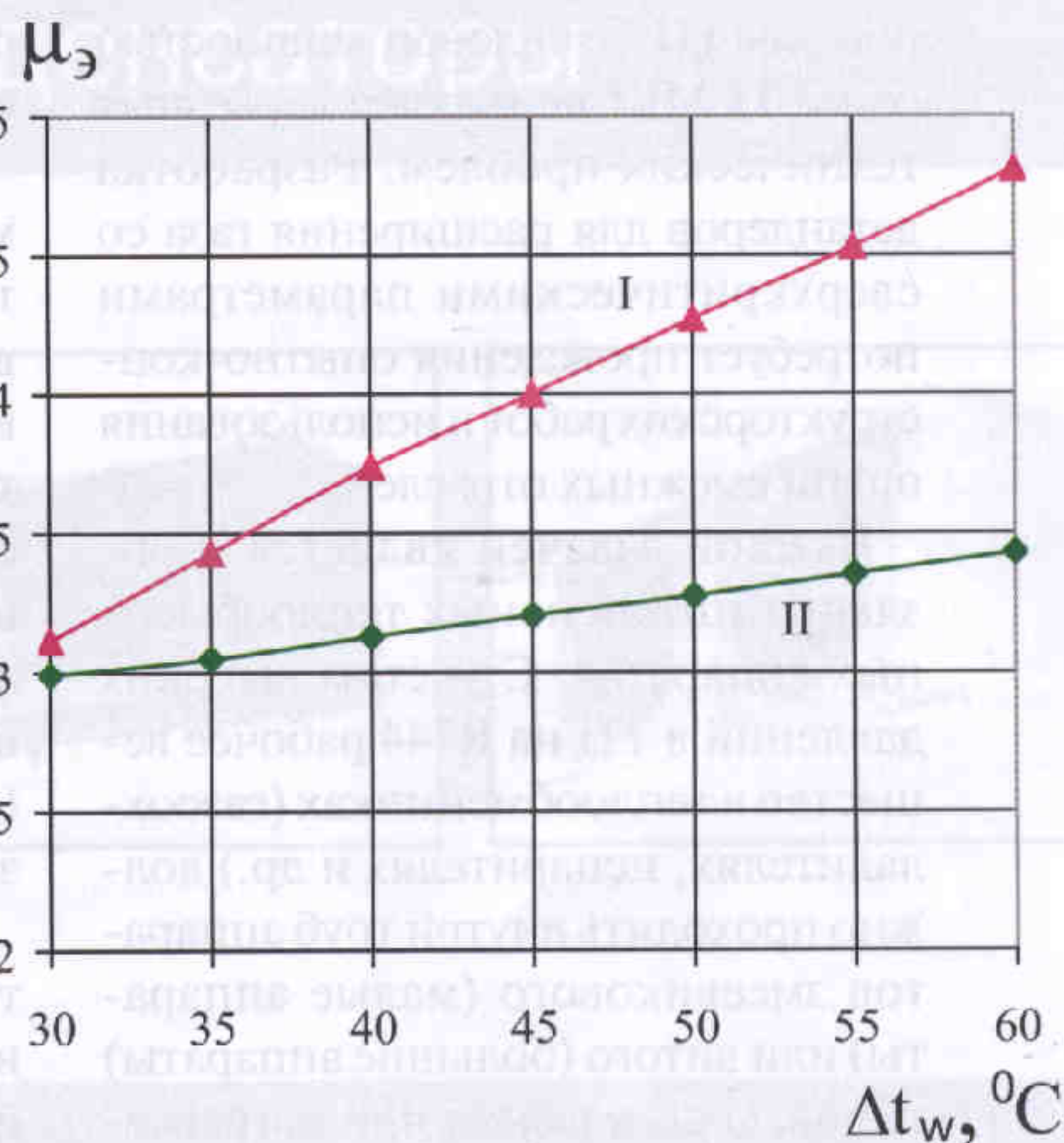
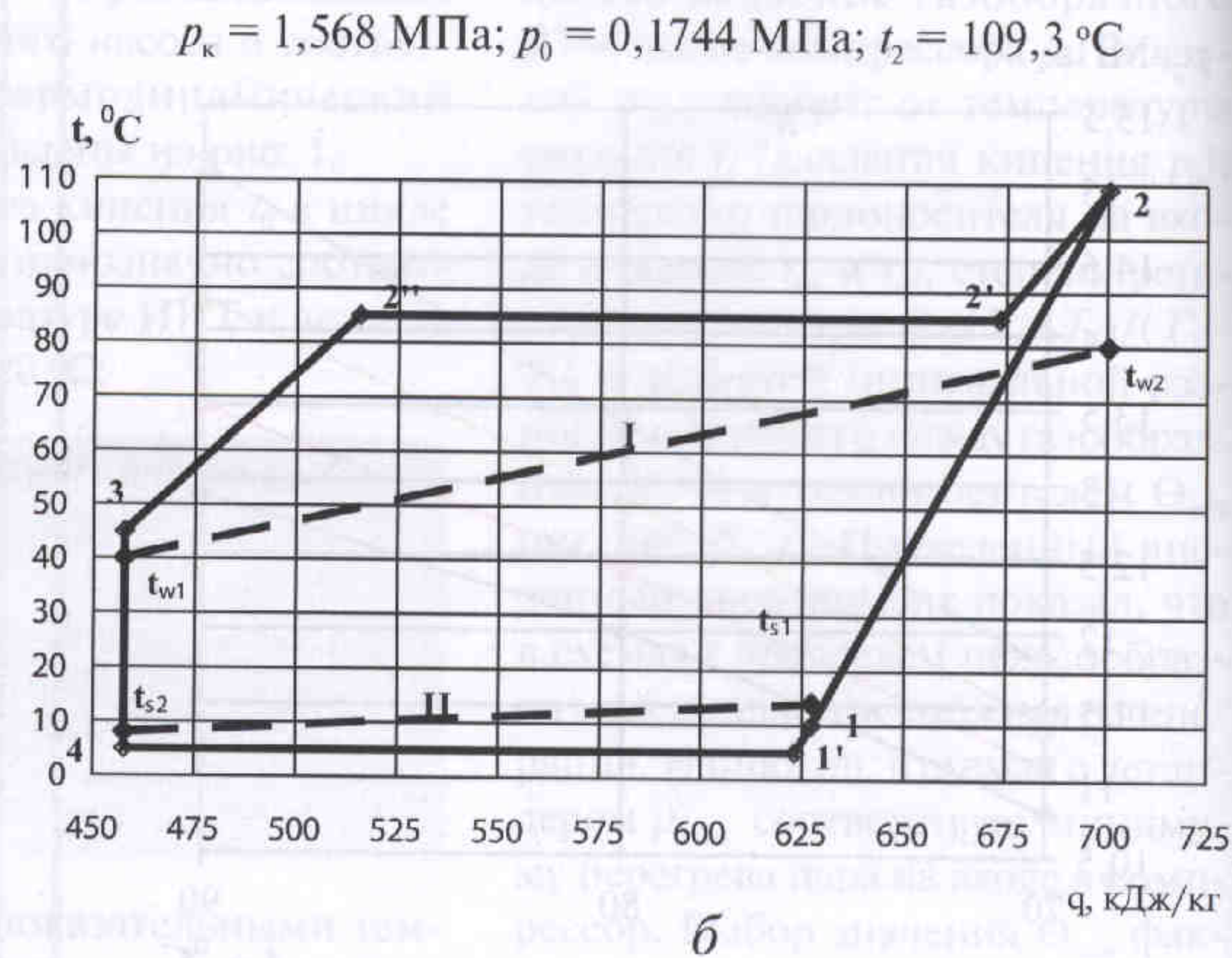
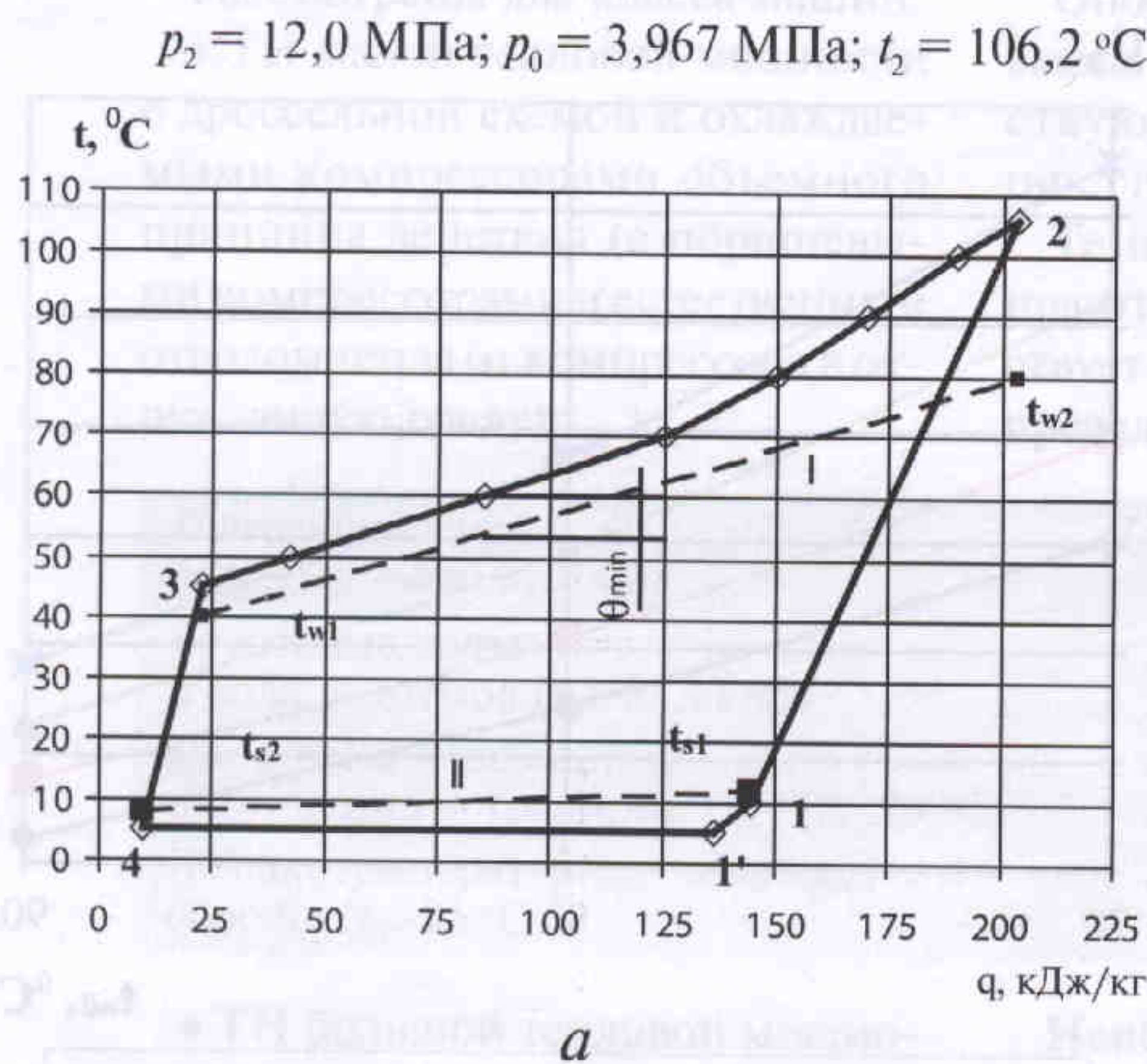


Рис. 4. Зависимость электрического коэффициента преобразования ТН от разности температур Δt_w при $t_{w2} = 80^\circ\text{C}$ и $t_0 = 5^\circ\text{C}$: I – R744; II – R142b

мощности в одном агрегате фреоновые ТН не смогут конкурировать с ТН на R744 при любых условиях работы.

Поршневые компрессоры для работы на R744 уже серийно выпускаются рядом зарубежных фирм [2]. Создание центробежных компрессо-



*а – R744; 1–2 – сжатие газообразного R744 в компрессоре; 2–3 – охлаждение; 3–4 – расширение в детандере; 4–1' – кипение в испарителе; 1'–1 – перегрев в испарителе;
б – R124b; 1–2 – сжатие пара в компрессоре; 2–2'' – процесс в конденсаторе; 2''–3 – переохлаждение; 3–4 – дросселирование; 4–1' – кипение в испарителе; 1'–1 – перегрев пара в испарителе;
I – нагрев теплоносителя; II – охлаждение ИНТ*

ров для ТН с тепловой мощностью более 15 МВт не вызовет серьезных технических проблем. Разработка детандеров для расширения газа со сверхкритическими параметрами потребует проведения опытно-конструкторских работ и использования опыта смежных отраслей.

Важной задачей является и создание интенсивных теплообменных аппаратов. С учетом высоких давлений в ТН на R744 рабочее вещество в теплообменниках (газоохладителях, испарителях и др.) должно проходить внутри труб аппаратов змеевикового (малые аппараты) или витого (большие аппараты) типов. Охлаждаемая или нагреваемая вода проходит в межтрубное пространство, конструкция которого должна обеспечить достаточно высокую скорость воды, необходимую для интенсивной теплоотдачи. Условия теплоотдачи со стороны рабочего вещества отличаются рядом существенных особенностей [3]. В процессе охлаждения газообразного R744 при постоянном давлении в надкритической области резко изменяются его теплофизические свойства. Процессы кипения R744 в близкритической

области экспериментально не исследованы.

В настоящее время разработаны методика и программа расчета всех теплообменных аппаратов тепловых насосов на R744 указанных выше типов. Ведется экспериментальное исследование процессов на специальном стенде, представляющем собой макетный образец теплового насоса. Эксперимент проводится при условиях работы ТН (давлениях, температурах), показанных на рис. 2.

Авторские права на основные технические решения тепловых насосов на R744 в вариантах защищены (решение о выдаче патента на изобретение по заявке №2002113818/06(014844), начало действия патента 29.05.2002).

Работы по созданию тепловых насосов на R744 ведутся НПФ «ЭКИП», МГУИЭ, ОАО «НПО Гелиймаш» и другими соисполнителями по теме «Создание технологий и оборудования для использования низкопотенциальных тепловых ресурсов для целей теплоснабжения» в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным на-

правлениям развития науки и техники на 2002–2006 годы» (Минпромнауки России). С участием специалистов кафедры ХКТ МГУИЭ разработана техническая документация опытного образца ТН тепловой мощностью 20 кВт для теплоснабжения и горячего водоснабжения индивидуального дома. Он будет изготовлен и испытан в текущем году. Начата разработка проекта ТН тепловой мощностью 25 МВт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Калнинь И. М.* Энергосберегающие теплонасосные технологии // Сборник трудов МГУИЭ, 2000.
2. *Калнинь И. М.* «ИКК-2002: Новые тенденции в холодильной технике» // Холодильная техника 2002. № 12.
3. *Пустовалов С.Б.* Моделирование процесса теплообмена в газохладителе теплового насоса, работающего на диоксиде углерода (R744) // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Тр. XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. — М.: МЭИ. 2003. Т.2.