

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЖУРНАЛ

Издается с января 1912 г. Москва

Выходил под названиями:

1912 – 1917 – "ХОЛОДИЛЬНОЕ ДЕЛО"
1923 – 1924 – "Холодильное и боевое дело"
1925 – 1936 – "ХОЛОДИЛЬНОЕ ДЕЛО"
1937 – 1940 – "Холодильная промышленность"
с 1941 – "ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА"

Учредитель –
Издательство «Холодильная техника»

Холодильная техника

2 • 2003

Kholodilnaya Tekhnika

ТЕМА:

IN ISSUE:

НАУКА И ТЕХНИКА

SCIENCE AND TECHNIQUE

БИТЦЕР

BITZER

Ренц Г. Полугерметичные поршневые
и винтовые компрессоры «Битцер»
для каскадных холодильных устано-
вок на CO₂

Rentz G. Semi-hermetic reciprocating
and screw compressors «Bitzer» for
cascade refrigerating installations
working on CO₂

2

Афанасьева И.А., Калнинь И.М., Смыс-
лов В.И., Фадеков К.Н. Температурные
режимы калориметрических испыта-
ний малых герметичных холодильных
компрессоров

Afanasyeva I.A., Kalnin I.M.,
Smyslov V.I., Fadekov K.N. Temperature
conditions of calorimetric tests of
small hermetic refrigeration
compressors

8

ГЕА ГРАССО

GEA GRASSO

Каскадная установка, работающая
на CO₂/NH₃

Cascade installation working
on CO₂/NH₃

14

Бабакин С.Б. Хладагент R404A (FX70)
и ретрофит холодильных систем,
работающих на R502

Babakin S.B. Refrigerant R404A (FX70)
and retrofit of refrigerating systems
working on R502

16

ФАБС

FABS

Ахметзянов М.Т. Плиточные скоромо-
розильные аппараты

Akhmetzyanov M.T. Plate quick
freezing apparatuses

20

ДАНФОСС

DANFOSS

Ангельчев А.Н. Компрессорное обору-
дование компании «Данфосс».
Спиральные компрессоры

Angelchev A.N. Compressor
equipment of Danfoss company.
Scroll compressors

24

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

AIR CONDITIONING

Кокорин О.Я., Дерипасов А.М. Новое
оборудование для автономных
децентрализованных систем конди-
ционирования воздуха

Kokorin O.Ya., Deripasov A.M.
New equipment for self-contained
decentralized air conditioning
systems

26

СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

STANDARDIZATION AND CERTIFICATION

Продукция, прошедшая сертифика-
цию в НП «СЦ НАСТХОЛ» в январе –
феврале 2003 г.

Products having passed certification
at NP «STs NASTHOL» in January-
February of the year 2003

32

ПРОДОВОЛЬСТВЕННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ

FOODS SAFETY

Куликовская Л.В., Куликовский А.В.
Пищевой листериоз – актуальная
проблема производства и холодиль-
ного хранения продуктов питания

Kulikovskaya L.V., Kulikovskiy A.V.
Food Listeriosis – urgent problem
of production and refrigerated storage
of food products

34

ДЛЯ ПРАКТИКОВ

ASSISTANCE TO PRACTICAL WORKER

Комаров В.И. Реконструкция холо-
дильников с замороженными
грунтами

Komarov V.I. Reconstruction
of cold stores with frost-heaved
soils

38

МЕЖДУНАРОДНЫЕ ВЫСТАВКИ

INTERNATIONAL EXHIBITIONS

Продэкспо-2003

Prodexpo-2003

40

В МЕЖДУНАРОДНОМ ИНСТИТУТЕ ХОЛОДА

МІКОЛАЇВСЬКА ДЕРЖАВНА
УНІВЕРСАЛЬНА
НАУКОВА БІБЛІОТЕКА

Из бюллетеня МИХ

From Bulletin of IIR

45



© Холодильная техника, 2003

BITZER

Полугерметичные поршневые и винтовые компрессоры «БИТЦЕР» для каскадных холодильных установок на CO₂

ГЕРМАН РЕНЦ,

руководитель научно-исследовательского отделения компании Bitzer Kuelmaschinenbau GmbH (Германия)

Предлагая читателям статью немецкого производителя компрессорного оборудования компании «Битцер», мы надеемся, что она будет полезна специалистам российских холодильных компаний, особенно тем, кто видит в диоксиде углерода перспективный хладагент для новых холодильных установок.

Мы будем признательны всем, кто проявит интерес к статье и выскажет свои предложения по освещению наиболее важных вопросов использования оборудования «Битцер» в холодильной технике.

После многолетнего забвения диоксида углерода интерес к нему с недавнего времени со стороны разработчиков холодильной техники заметно возрос, что вызвано прежде всего обострившимися экологическими проблемами. В последние годы были успешно введены в эксплуата-

цию многие каскадные установки для коммерческого и промышленного низкотемпературного охлаждения ($t_0 = -50^\circ\text{C}$). Следует иметь в виду, что по сравнению с другими хладагентами CO₂ обладает в данном режиме лучшими теплофизическими свойствами. Это химически инертное, по-

жаро- и взрывобезопасное вещество. Оно вредно для здоровья человека только в больших концентрациях. Все эти свойства определяют во многих случаях явное преимущество CO₂ над аммиаком.

До сих пор в холодильных системах с CO₂ использовались поршневые и винтовые компрессоры открытого типа. Однако высокий уровень рабочих давлений налагает особые требования, что удорожает конструкцию такого компрессора. В связи с этим в последнее время возрос интерес к полугерметичным компрессорам, применение которых позволило бы значительно удешевить перспективные установки. На сегодняшний день уже реализовано много проектов с опытными полугерметичными компрессорами.

В следующих разделах статьи рассматривается опыт создания надежных компрессоров для CO₂, а также систем их защиты.

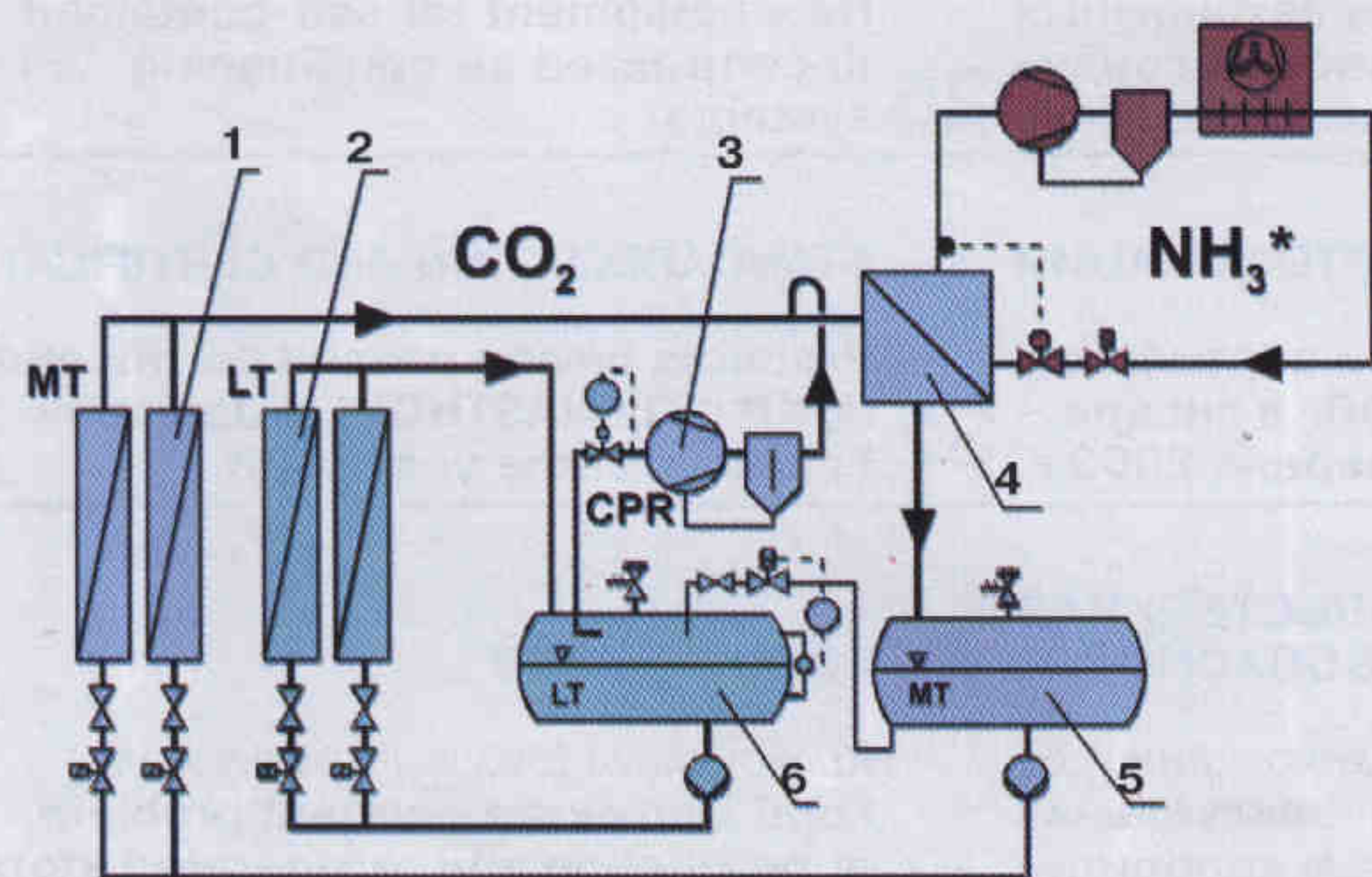


Рис. 1. Упрощенная схема каскадной холодильной установки:

1 — среднетемпературные испарители;
2 — низкотемпературные испарители; 3 — компрессор CO₂;
4 — межкаскадный теплообменник: испаритель для NH₃ и конденсатор для CO₂; 5 — среднетемпературный ресивер;
6 — низкотемпературный ресивер

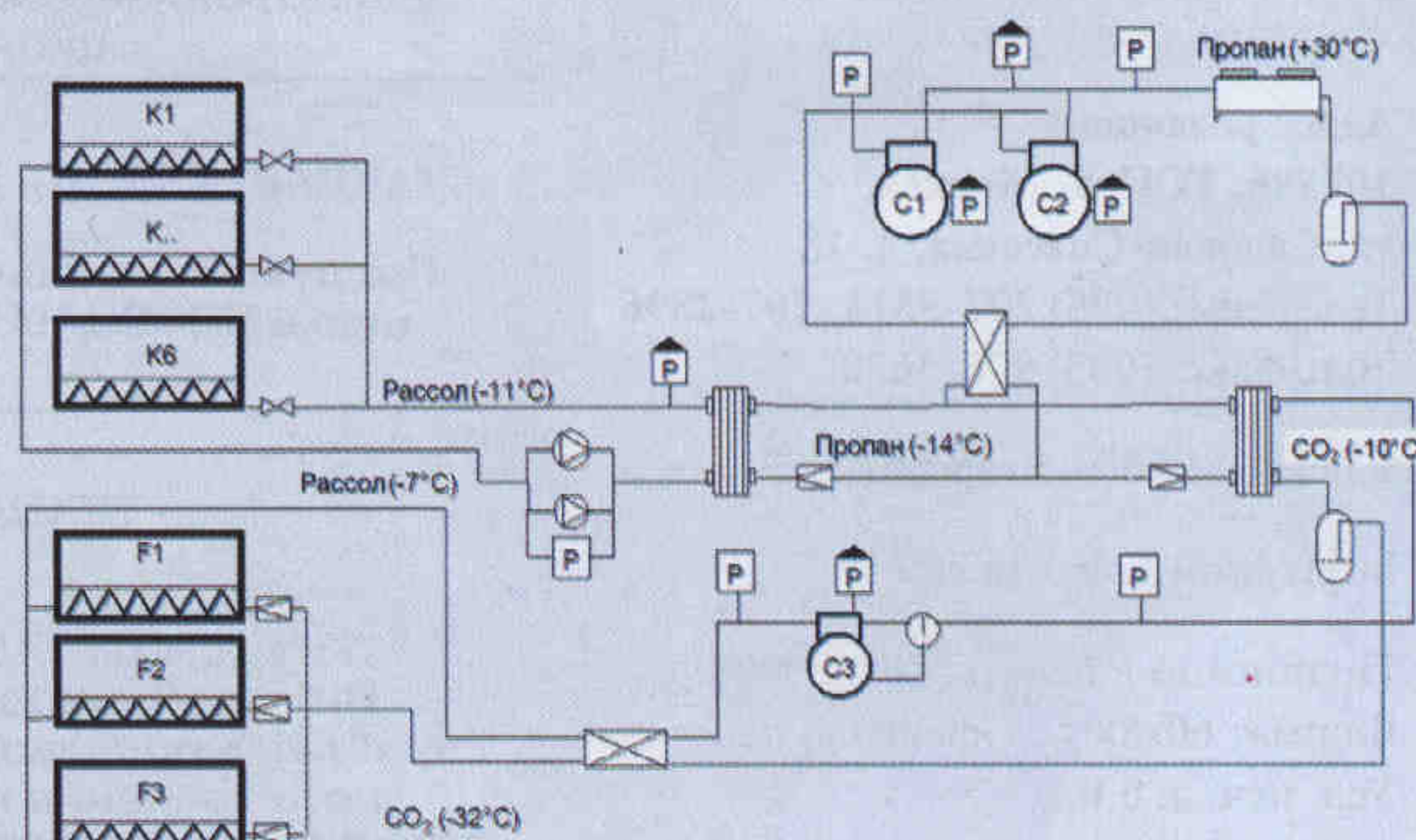


Рис. 2. Упрощенная схема каскадной системы с нижней ветвью на CO₂:

K1-K6 — среднетемпературные испарители;
F1-F3 — низкотемпературные испарители CO₂

КАСКАДНЫЕ СИСТЕМЫ С CO_2

На рис. 1 приведена упрощенная схема холодильной установки, в которой диоксид углерода сжижается в испарителе первичного холодильного контура, работающего на NH_3 , углеводородах (пропан, пропилен), или HCFC/HFC, и подается циркуляционным насосом непосредственно в испарители ветви среднетемпературного охлаждения.

В современных каскадных установках в ветви на CO_2 предусмотрен дополнительный ресивер 6 низкого давления, которое поддерживается на уровне давления кипения CO_2 . Компрессор 3 нагнетает пары CO_2 в каскадный конденсатор 4 вместе с газом из среднетемпературного испарителя 1. Здесь суммарный газовый поток конденсируется и затем поступает в соответствующий ресивер среднего давления 5. Из него жидкость перепускают в ресивер низкого давления 6 с помощью поплавкового клапана.

Для подачи CO_2 к месту его охлаждения в аммиачной (фреоновой) ветви используются циркуляционные насосы или системы гравитационной циркуляции. Холодильная установка с одним или несколькими испарителями может быть скомпонована как система, описанная в статье Ф. Персона [1]. Для получения только низкотемпературного холода компоненты среднетемпературного контура исключают из установки.

На рис. 2 показана упрощенная схема каскадной системы, в которой CO_2 используется в качестве хладагента нижней ветви каскада. Установки с такой схемой очень распространены в странах Скандинавии и считаются весьма перспективными для коммерческого применения. В холодильных системах для типовых супермаркетов CO_2 в низкотемпературной ветви нагнетается в конденсатор-теплообменник поршневыми компрессорами «Битцер» серии «Октагон», модифицированными для CO_2 (C-1K, C-2K).

ТРЕБОВАНИЯ К КОМПРЕССОРУ ПРИ РАБОТЕ В НИЖНЕЙ ВЕТВИ КАСКАДА НА CO_2

CO_2 в каскадной холодильной установке переходит в жидкое состояние при сравнительно высоком уровне давлений и довольно низких температурах кипения и конденсации. Эти давления в некоторых случаях значительно превышают допустимые рабочие для типовых стандартных ком-

прессоров (рис. 3). Несмотря на более низкую плотность паров CO_2 по сравнению с галогенсодержащими хладагентами (рис. 4), теплофизические свойства CO_2 приводят к более высокой механической нагрузке на привод компрессора, а следовательно, к росту требуемого приводного момента. Кроме того, при проектировании оборудования следует рассматривать даже еще более экстремальные условия нагружения.

Другой негативный фактор связан со смазкой компрессора. При довольно высоком давлении всасывания некоторые холодильные масла растворяют в себе значительное количество CO_2 , в результате чего кинематическая вязкость образовавшейся смеси значительно понижается.

При применении полугерметичных компрессоров следует также учитывать совместимость материала изоляции обмоток и смеси масла с CO_2 .

Охлаждение электродвигателя — это на сегодня особенно спорный и вызывающий много сомнений вопрос, так как от двигателя с небольшими размерами требуется высокий приводной момент.

Из вышесказанного становится ясно, что стандартные полугерметичные компрессоры могут использоваться с CO_2 только в очень ограниченной области.

Последние достижения фирмы «Битцер» в этом направлении показывают, что при комбинировании различных компонентов одного семейства компрессоров, а также при соответствующей модификации конструкции и применении подходящего масла все требования могут быть выполнены.

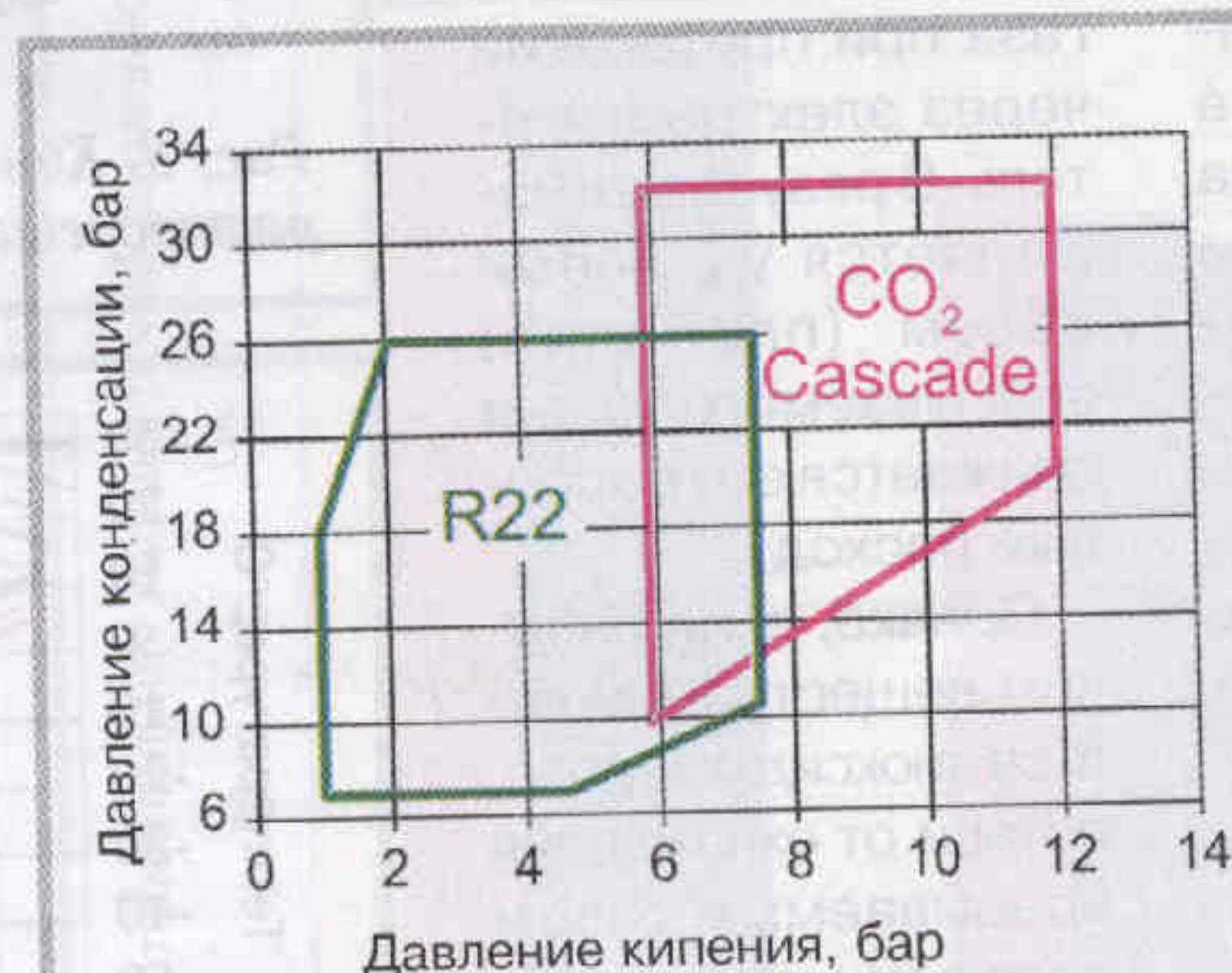


Рис. 3. Сравнение значений давлений кипения и конденсации в пределах стандартной области функционирования для CO_2 и R22

НАПРАВЛЕНИЯ РАЗРАБОТОК И ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ

Нагрузки и давления

Современные полугерметичные компрессоры проектируются с пятикратным запасом прочности по внутреннему давлению, и это должно подтверждаться при проведении регулярных проверок. При наличии внутреннего предохранительного клапана давления и внешних предохранительных клапанов, а также с учетом индивидуальных испытаний согласно соответствующим предписаниям ЕС обычные границы применения компрессоров (высокое давление — 28 бар, низкое давление — 19 бар) могут быть сдвинуты еще выше. При необходимости рекомендуется применять прокладки с металлическим усилением или поддерживающие элементы в уплотнениях.

Применение чугуна со сферической графитной структурой вместо серого чугуна для литых корпусных деталей позволяет повысить их механическую прочность при той же толщине стенок.

Механическая нагрузка и необходимый приводной момент

Максимальные давления кипения и конденсации CO_2 превышают примерно на 60 и 20 % соответственно максимальные значения рабочих давлений R22 (см. рис. 3).

Самый простой путь модификации компрессора для работы на CO_2 — комбинирование в одном типовом корпусе определенной серии компрессоров наименьшей объемной производительности с электродвигателями наибольшей мощности.

При использовании поршневых



Рис. 4. Сравнение значений плотности паров в пределах стандартных диапазонов давлений всасывания для CO_2 и R22

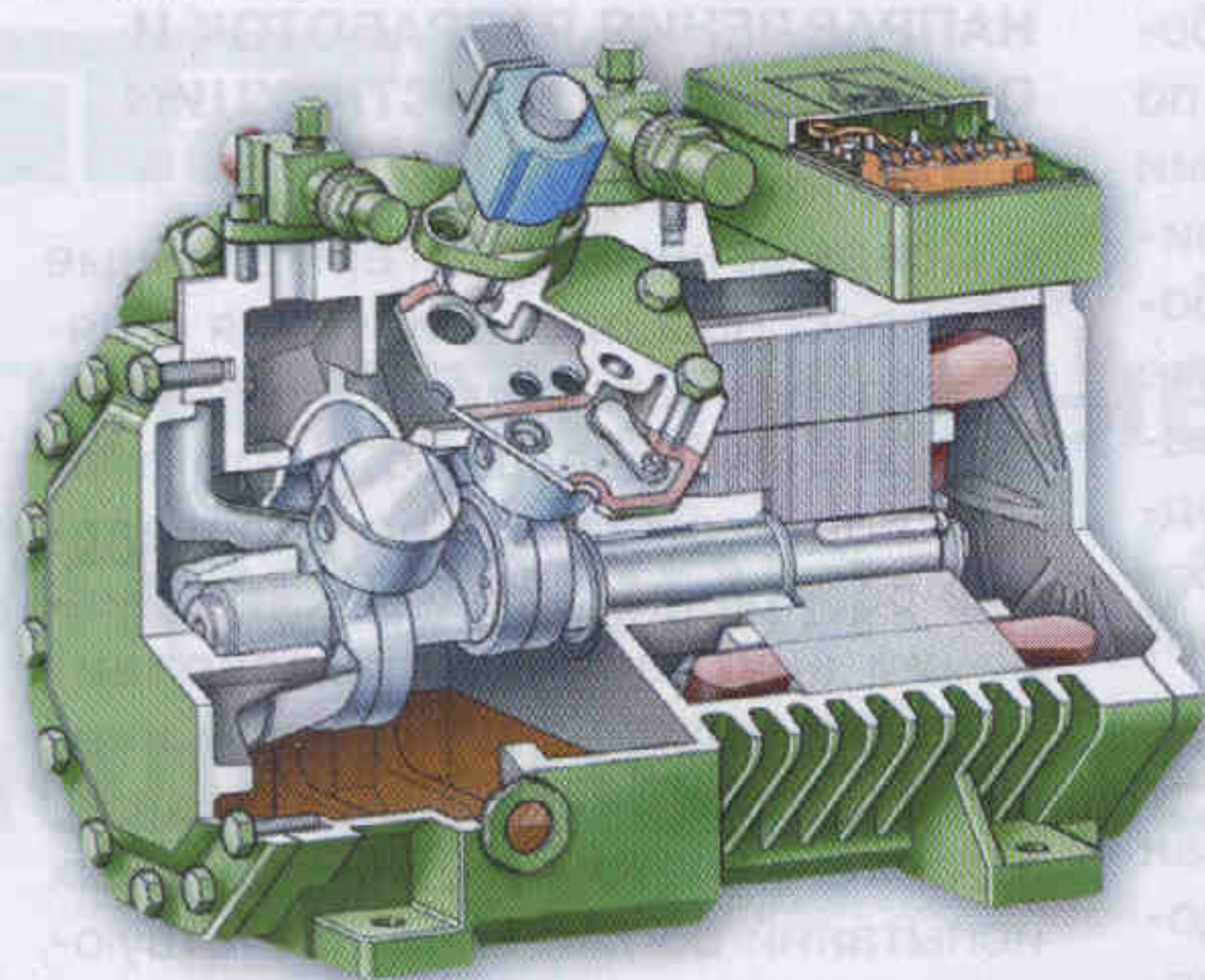


Рис. 5. Разрез полугерметичного поршневого компрессора

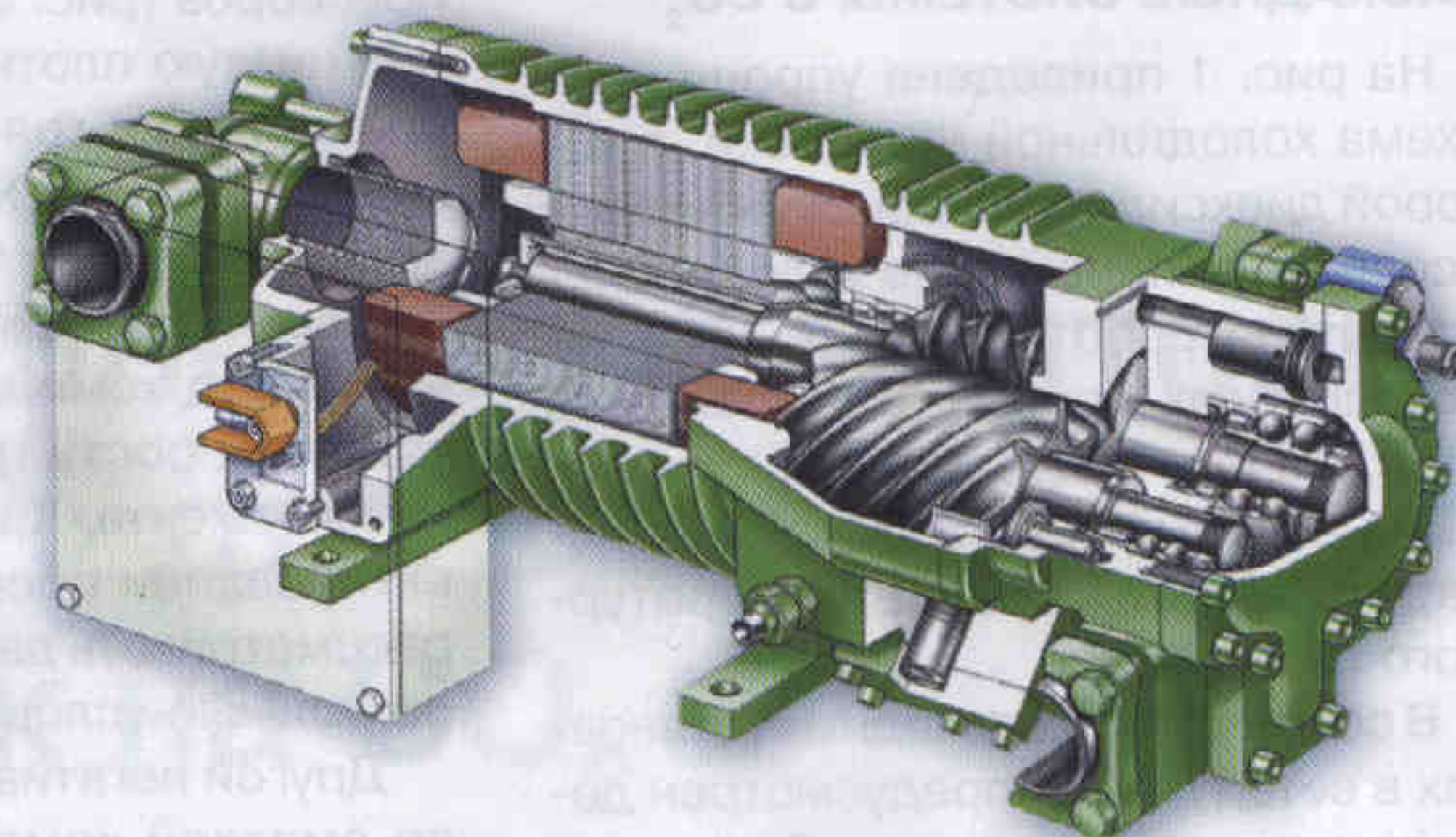


Рис. 6. Разрез полугерметичного винтового компрессора (без маслоотделителя)

компрессоров выбирают типоразмер с минимальным диаметром поршня, чтобы снизить нагрузки на подшипники и уменьшить изгибающие усилия на коленвал. Это относится и к подшипникам поршневых пальцев, которые также воспринимают значительные нагрузки. В малых поршневых компрессорах пальцы, как правило, скользят непосредственно в соединяемых деталях (поршне и шатуне), но с учетом специфических нагрузок при работе на CO_2 необходимо на пальцы устанавливать дополнительные подшипники скольжения.

В связи с более высоким массовым расходом газа конструкция клапанов компрессора также должна быть модифицирована.

В случае применения винтовых компрессоров можно использовать короткие роторы, а также в зависимости от объемной производительности – большие подшипники. При обычных условиях эксплуатации в каскадных системах с низкими соотношениями рабочих давлений такое изменение конструкции не приводит к снижению КПД.

Для защиты компрессора от чрезмерных механических нагрузок, а электродвигателя от перегрузок на самых тяжелых режимах на линии всасывания непосредственно на входе в компрессор устанавливают регулятор давления в картере. Его настраивают таким образом, чтобы после пуска компрессора давление всасывания установилось ниже допустимого максимума.

Охлаждение электродвигателя

При высокой удельной нагрузке на электродвигатель и его малых габаритах воздушное охлаждение во многих случаях оказывается неудовлетворительным из-за недостаточной площади наружной поверхности той час-

ти корпуса компрессора, где находится электродвигатель. Такой способ охлаждения потребовал бы разработки специальной конструкции компрессора для CO_2 и тем самым существенно снизил бы преимущество от использования стандартных узлов, производимых серийно.

Широко используемое в полугерметичных компрессорах охлаждение всасываемым газом эффективнее. Но при низкотемпературных режимах, а также при применении хладагентов, имеющих низкую удельную энтальпию паров, такой способ охлаждения невыгоден из-за дополнительного перегрева газа при протекании через электродвигатель. В результате изменяется удельный объем (плотность) всасываемого газа и снижается его массовый расход.

Однако, если рабочим веществом является диоксид углерода, потери от охлаждения всасываемым газом довольно малы в допустимой области применения компрессора. Причинами тому являются высокий массовый расход CO_2

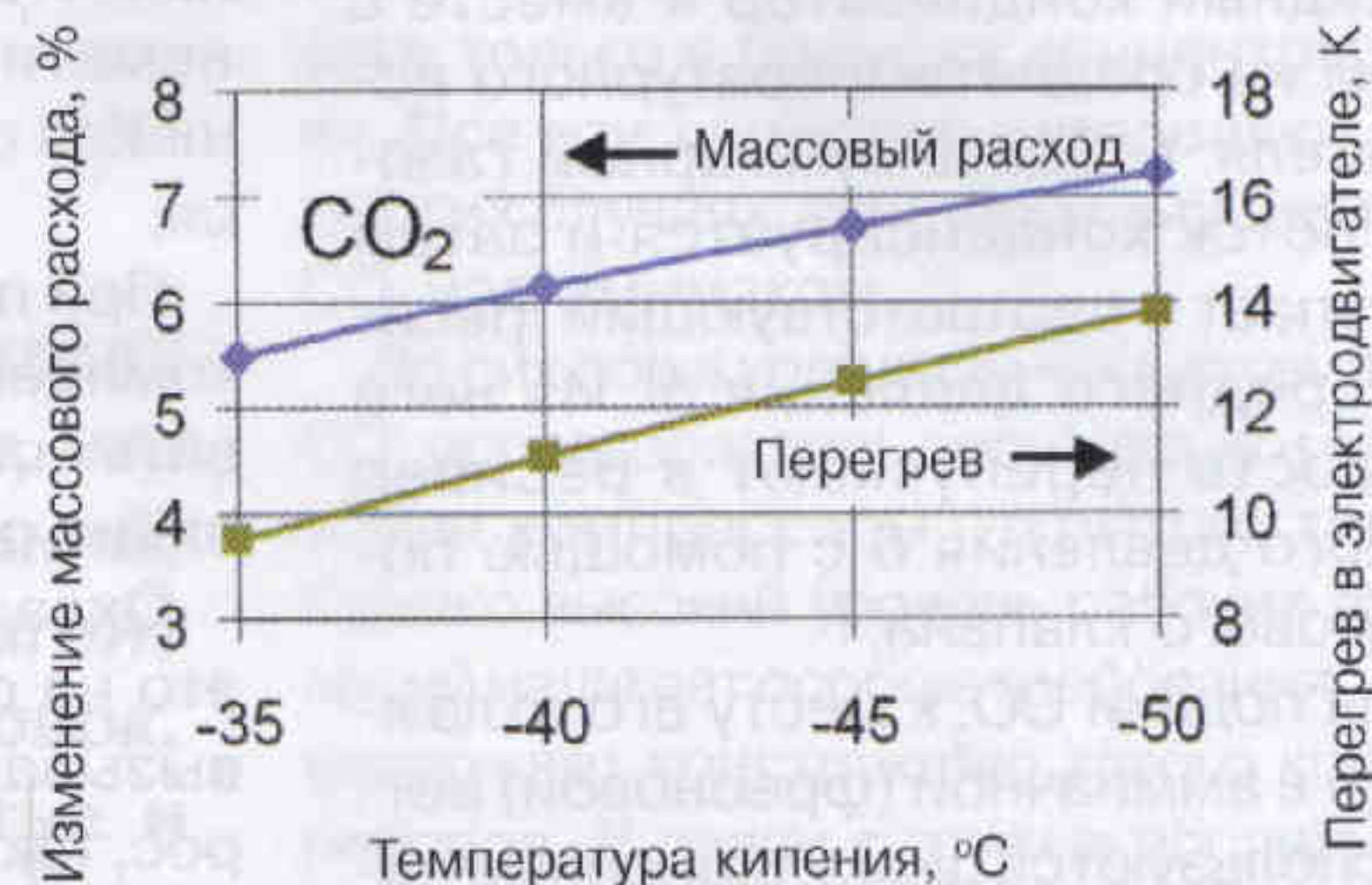


Рис. 7. Диаграмма изменения массового расхода CO_2 в зависимости от перегрева всасываемого газа в электродвигателе при различных температурах кипения (температура конденсации -10°C , перегрев 10°C)

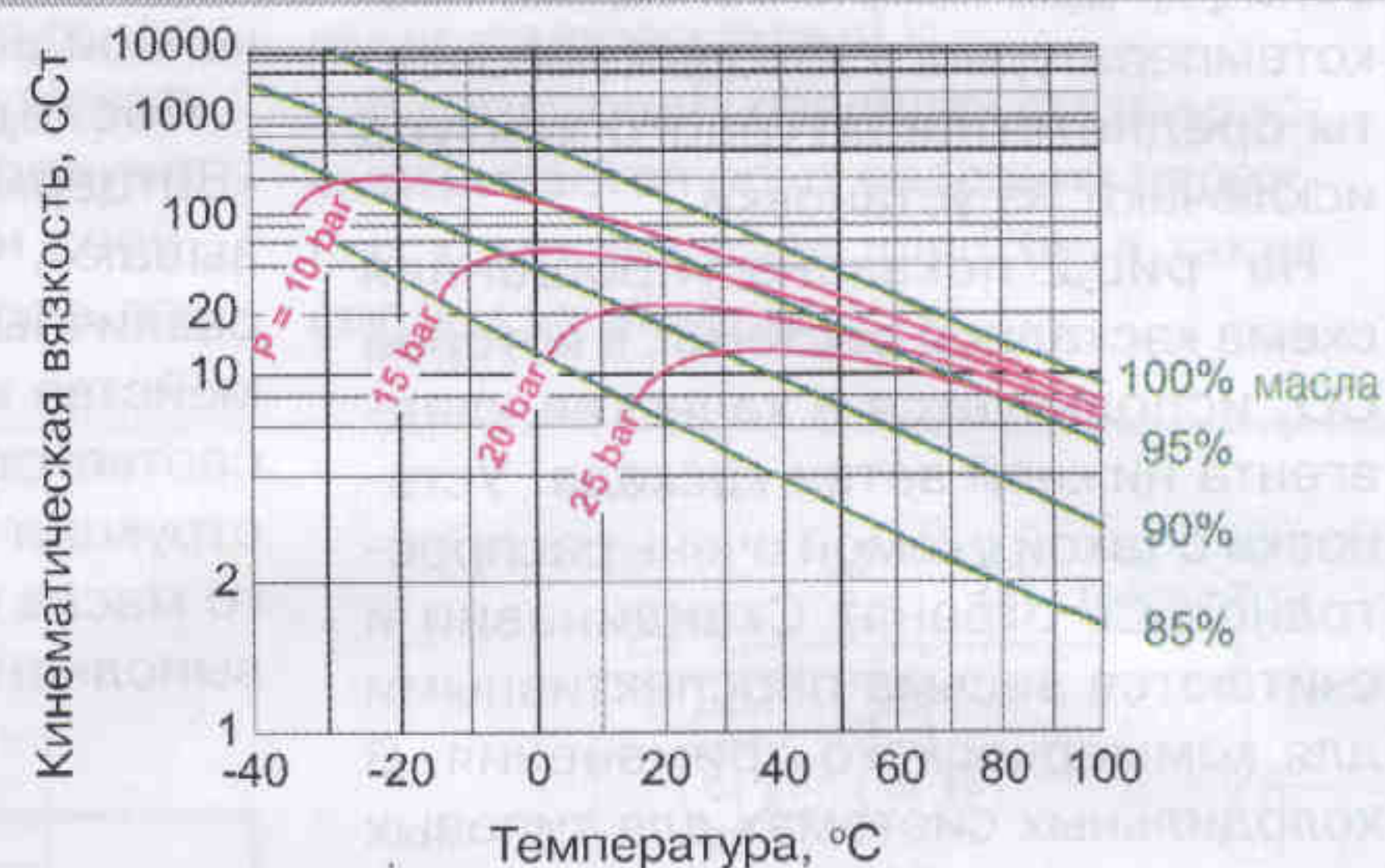


Рис. 8. Кинематическая вязкость смеси при растворении CO_2 в РОЕ-маслах

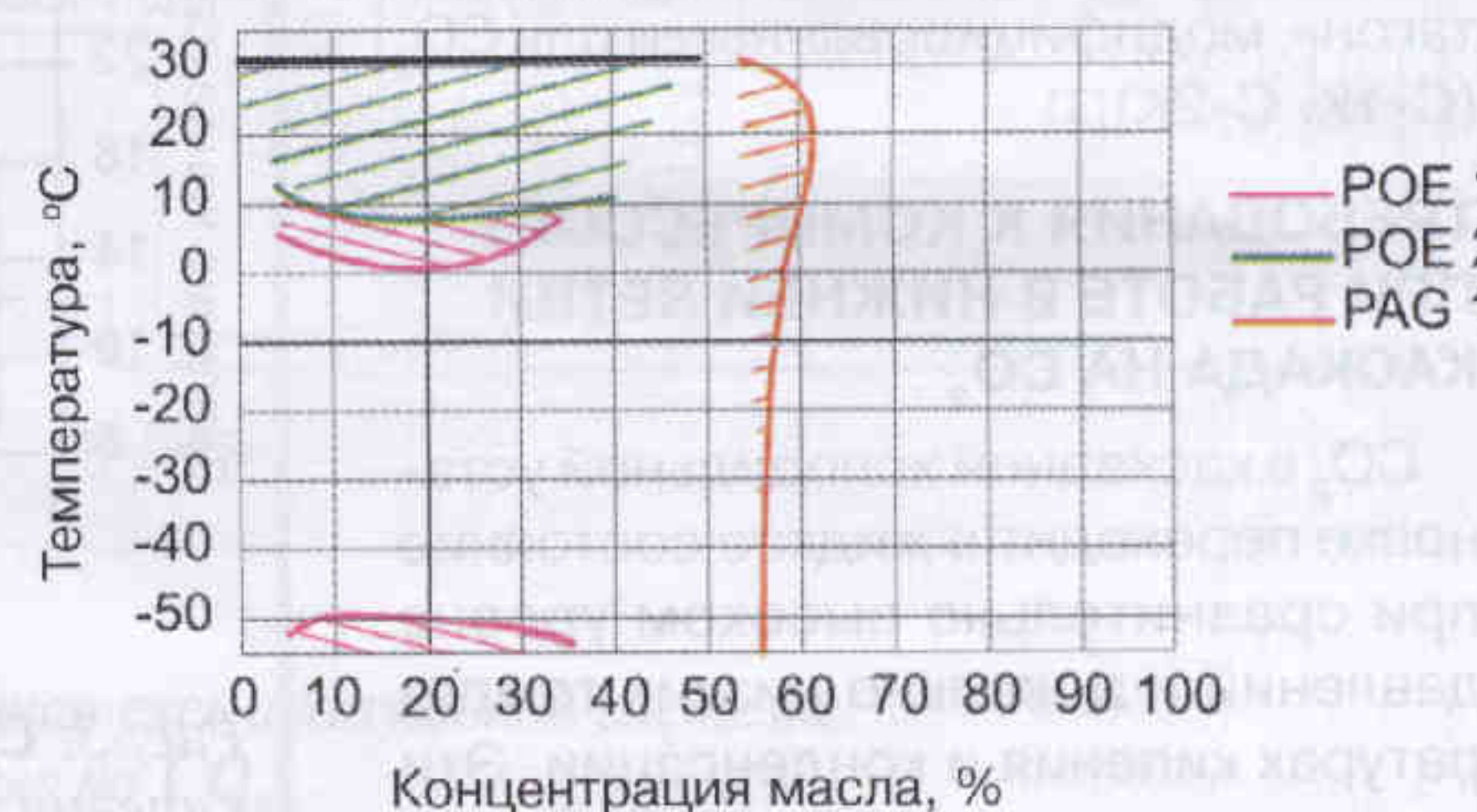


Рис. 9. Границы смешиваемости CO_2 с РОЕ-маслами и PAG-маслом при докритических температурах

и небольшой перегрев газа на всасывании при использовании затопленных испарителей. Это обеспечивает особенно интенсивное охлаждение электродвигателя и гарантирует низкую температуру обмоток, а следовательно, минимальные тепловые потери и высокую эффективность электродвигателя (рис. 7).

Каждая из обмоток электродвигателя оснащается соединенными с электронным защитным устройством датчиками температуры, обеспечивающими надежную защиту от перегрузок. При наличии достаточного охлаждения электродвигатель может работать при очень высоких нагрузках длительное время.

Смазка

Довольно большие механические нагрузки и высокая растворимость диоксида углерода в применяемых холодильных маслах определяют особые требования к их вязкостным и трибологическим свойствам, а также к конструкции компрессора.

Для надежного возврата масла из системы оно должно иметь хорошую смешиваемость с CO_2 даже при температуре -50°C и ниже.

Полиалкиленгликолевые (PAG) масла плохо растворяют CO_2 , обеспечивая при этом необходимую толщину слоя смазки с благоприятными вязкостными характеристиками. Однако вследствие неудовлетворительной смешиваемости с CO_2 наблюдаются трудности с циркуляцией масла в системе. Кроме того, очень высокая гигроскопичность PAG-масел может привести к резкому снижению их диэлектрических свойств, а также к повышению потенциала химической активности. Поэтому применение этих масел в полугерметичных компрессорах на CO_2 не рекомендуется.

Разносторонние научные и практические исследования показали, что модифицированные полиэфирные масла (Polar POE) вполне пригодны для использования в компрессорах с CO_2 , функционирующих в вышеуказанных условиях. Эти масла обладают высоким индексом вязкости (рис. 8), хорошими смазочными характеристиками, в приемлемой степени растворяют CO_2 , а также в отличие от PAG-масел и неполярных минеральных масел хорошо смешиваются с CO_2 [2] (рис. 9). Однако с учетом их гигроскопичности необходимо применять очень большой и мелкоячеистый фильтр-осушитель («молекулярное сито»).

Несмотря на то что полученные результаты исследований в целом пока вполне удовлетворительны, анализ состояния роликовых подшипников качения и подшипников скольжения показывает, что довольно часто происходит забивание поверхностей трения (при удовлетворительной вязкости смеси масла и CO_2). Одна из основных причин этого – образование значительной доли газовой фазы в смеси при испарении диоксида углерода в случае резкого падения давления и тепловыделения.

Из всего сказанного следует, что необходимы дальнейшие шаги как в поисках подходящих масел, так и в

разработках конструкций компрессоров.

Существенным фактором с точки зрения особых требований к конструкции компрессора является высокое давление всасывания. Поэтому в поршневых компрессорах «Битцер», работающих на CO_2 (рис. 5), используют подшипники с улучшенным материалом поверхности трения, рассчитанные на высокую нагрузку. Более того, система смазки проектируется таким образом, чтобы гарантировать быструю подачу масла после пуска компрессора и не допускать высокой концентрации газа в масле, подаваемом в подшипники.

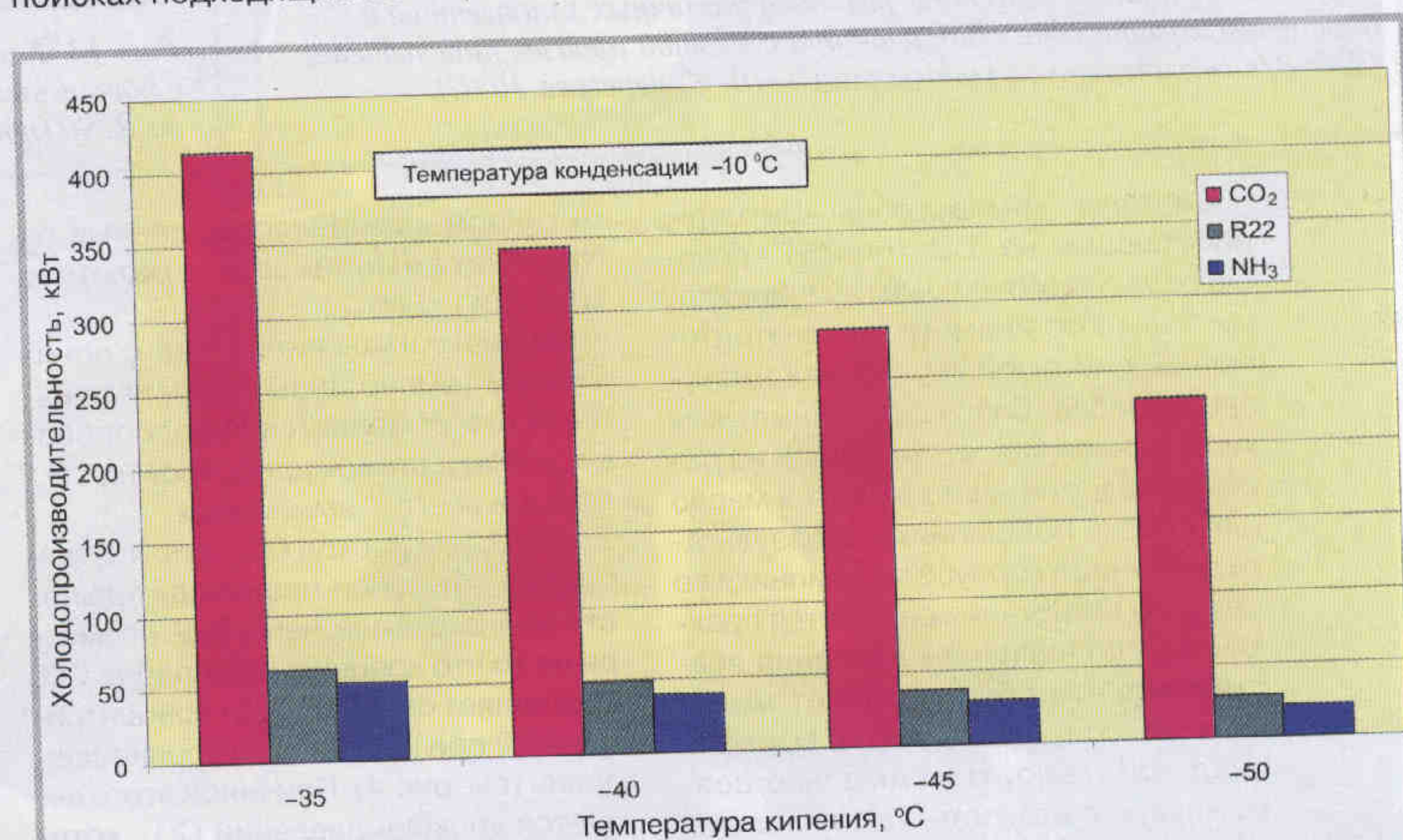


Рис. 10. Холодопроизводительность винтового компрессора «Битцер» при объемной производительности 220 м³/ч

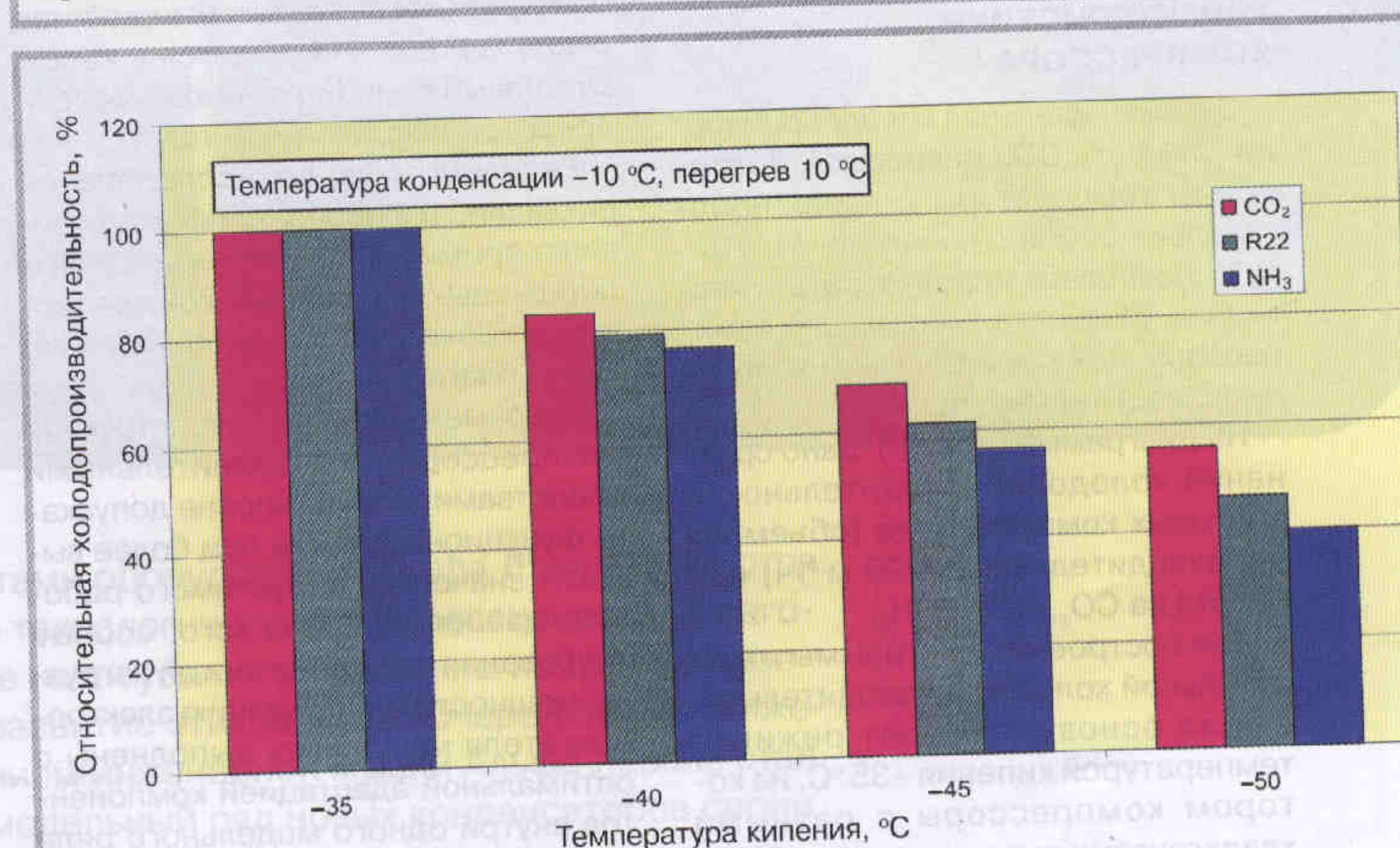


Рис. 11. Относительная холодопроизводительность при различных температурах кипения



Рис. 12. Сравнение массовых расходов различных хладагентов в винтовом компрессоре «Битцер» при объемной производительности 220 м³/ч (температура конденсации – 10 °C, перегрев 10 °C)

Винтовые компрессоры «Битцер», работающие на CO₂ (рис. 6), оснащают уже упомянутыми подшипниками большого диаметра и запатентованной системой внутренней циркуляции масла. Благодаря манжетным уплотнениям газ, вытекающий из рабочей полости, не поступает в масло для смазки подшипника. В результате давление в корпусе подшипника со стороны нагнетания снижается практически до величины давления всасывания, что обуславливает минимальное содержание CO₂ в масле и, следовательно, максимально возможную его вязкость. Такая система обеспечивает также значительное снижение реальной нагрузки на подшипники.

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА

Высокая удельная холодопроизводительность CO₂, зависимость которой от температуры кипения представляет собой очень пологую кривую, позволяет использовать в каскадных установках небольшие компрессоры даже при большой холодопроизводительности.

На диаграмме (рис. 10) дано сравнение холодопроизводительности винтовых компрессоров (объемная производительность 220 м³/ч) при работе на CO₂, R22 и NH₃.

Для построения диаграммы относительной холодопроизводительности за основу был взят режим с температурой кипения – 35 °C, на котором компрессоры с разными хладагентами имели равные холодопроизводительности. Данные по CO₂ и R22 были получены на полугер-

метичном компрессоре, данные по NH₃ – на компрессоре открытого типа (рис. 11).

Из диаграммы видно, что с понижением температуры кипения меньше всего изменяется холодопроизводительность компрессоров на CO₂, больше всего – аммиачных.

Массовый расход CO₂ (рис. 12) при равной объемной производительности намного выше, чем у R22, несмотря на то что концентрация паров CO₂ составляет около 60 % от концентрации R22 при идентичном уровне давлений (см. рис. 4). Причиной этого является уровень давлений CO₂, который в принятом диапазоне температур кипения примерно в 7–10 раз выше, чем у других хладагентов. Как было уже сказано выше, это свойство очень хорошо вписывается в конструктивный принцип охлаждения компрессора всасываемым газом.

Результаты наших исследований показали, что перспективы дальнейшего применения полугерметичных поршневых и винтовых компрессоров в каскадных установках с CO₂ очень благоприятны.

Современная базовая конструкция компрессоров с дополнительными средствами защиты вполне допускает функционирование при более высоких значениях допустимого рабочего давления. Более того, особые требования по механической нагрузке, мощности и охлаждению электродвигателя могут быть выполнены с оптимальной адаптацией компонентов внутри одного модельного ряда компрессоров.

Специально модифицированные полиэфирные (POE) масла уже до-



Рис. 13. Каскадная холодильно-морозильная установка с поршневыми компрессорами «Битцер» [верхняя ветвь на R290 (пропан), нижняя – на R744 (CO₂)]

статочно испытаны и вполне пригодны для смазки компрессоров. Однако требуются дополнительные исследования, чтобы обеспечить более надежную работу этих масел с CO₂.

Высокая объемная холодопроизводительность, а также довольно ровная характеристика холодопроизводительности – температура кипения CO₂ позволяют реализовать очень компактные и малозатратные схемные и конструктивные решения холодильных установок, которые определяют перспективы будущего широкого и экономичного применения CO₂ в низкотемпературных каскадных системах (рис. 13).

Экспериментальные исследования таких систем проводятся при уровне давлений, который находится в допустимом диапазоне, в связи с чем риск аварий остается сравнительно низким. Однако необходимо провести долговременные испытания образцов каскадных установок на CO₂, чтобы накопить достаточный опыт по эксплуатации компрессоров и других системных компонентов еще до того, как они начнут широко использоваться потребителями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Pearson F., Refrigeration Systems Using Low Pressure Receivers, IoR Paper (UK), 1983.
2. Fahl J., Lubricants for CO₂ – DKV Conference (Germany), 1997.

Обращайтесь в компанию «Битцер СНГ» по адресу: Россия, 192007, г. Санкт-Петербург, ул. Тамбовская, д. 12 по телефонам: (812) 118 84 24(25), факсу (812) 118 84 26 или по e-mail: center@bitzer.ru

УДК 621.57.041=213.3

Температурные режимы калориметрических испытаний малых герметичных холодильных компрессоров

Канд. техн. наук **И.А. АФАНАСЬЕВА**, главный специалист Ассоциации "Холод-Быт"
Д-р техн. наук **И.М. КАЛНИНЬ**, Московский государственный университет инженерной экологии
В.И. СМЫСЛОВ, исполнительный директор Ассоциации "Холод-Быт"
канд. техн. наук **К.Н. ФАДЕКОВ**, научный сотрудник НП "СЦ НАСТХОЛ"

Подписание Венской конвенции об охране озонового слоя (1985 г.) и дополняющего ее Монреальского протокола по веществам, разрушающим озоновый слой (1987 г.), послужило толчком к интенсивной разработке и появлению на рынке альтернативных озонобезопасных хладагентов, предназначенных в первую очередь для замены R12. Это могут быть как моновещества, так и смеси хладагентов, свойства которых, в том числе и теплофизические, отличаются от свойств R12. Поэтому для обеспечения эффективной работы холодильных машин на альтернативных хладагентах требуется применение специальных технических решений (новые смазочные масла и электроизоляционные материалы, новые или модернизированные компрессоры, учет неізотермичности процессов кипения и конденсации и др.).

Необходим также пересмотр методик и условий сравнительных испытаний компрессоров, чтобы разработчик холодильных машин и агрегатов получал объективную информацию об энергетической целесообразности применения того или иного хладагента и компрессора для работы на нем. В первую очередь это относится к малым герметичным компрессорам, используемым преимущественно в бытовых холодильниках и торговом холодильном оборудовании при небольших охлаждаемых объемах.

В настоящее время сравнительные испытания малых герметичных холодильных компрессоров (преимущественно для бытовых холодильников) проводятся при температурных условиях, установленных либо стандартом ASHRAE 41.9, либо европейским стандартом EN 12900 (CECOMAF), либо ГОСТ

Таблица 1.

Национальный стандарт	Температура, °C				
	конденсации	кипения	перед дросселем	всасывания	окружающей среды
ASHRAE 41.9	55	-23,3	32,2	32,2	32
EN 12900	55	-25	55	32	32
ГОСТ 17008-85	55	-20	55	32	32

The comparative temperature conditions currently used for testing compressors according to standards ASHRAE 41.9, EN 12900 and GOST 17008-85 do not correspond to the real operating conditions in domestic refrigerators. The standard ASHRAE is totally unacceptable for the assessment of characteristics of compressors operating on different refrigerants. The European standard is more acceptable, but the most objective comparison of compressors can be obtained only under temperature conditions actually existing in domestic refrigerators during most part of the year.

To evaluate the compressors working on zeotropic mixtures it is necessary to use the equivalent thermodynamic cycles that are considered in this article. If the compressor is designed for work in a two-compartment refrigerator its tests should be carried out according to a special cycle.

17008-85 [1, 5, 6] (табл. 1). Термодинамические циклы, соответствующие указанным температурным режимам, показаны на рис. 1.

Приведенные стандарты были приняты в то время, когда в бытовых холодильных приборах (БХП) использовался практически только один хладагент — R12. Тогда важно было установить единые температурные условия для сравнения характеристик компрессоров (холодопроизводительности, потребляемой мощности, холодильного коэффициента). При этом уровни температур не имели принципиального значения. Оценивать характеристики различных компрессоров можно было методом «больше-меньше». Однако сейчас к температурным режимам по этим стандартам имеются серьезные пре-

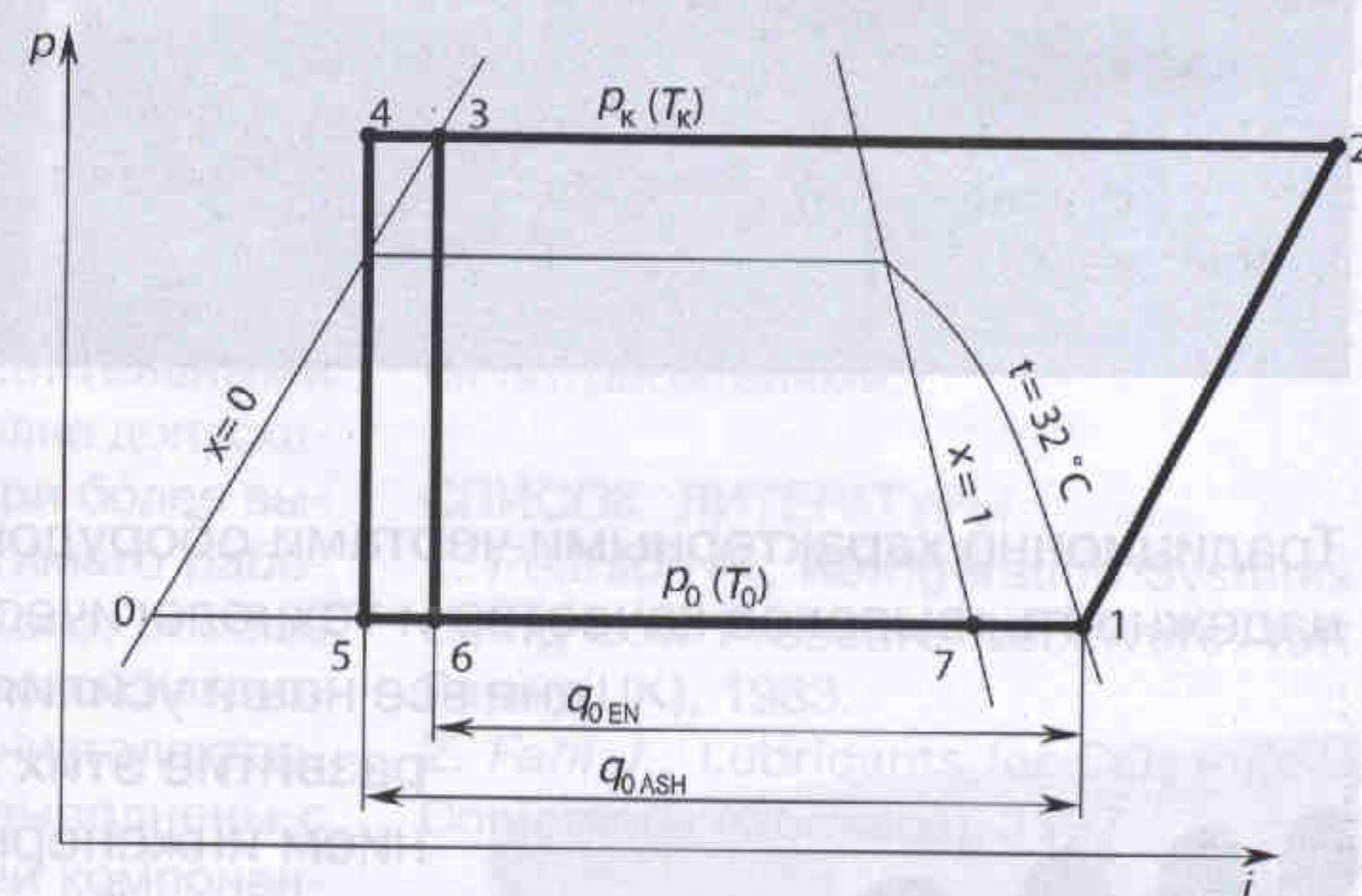


Рис. 1. Стандартизованные сравнительные термодинамические циклы на моновеществах: 1-2-4-5-1 — цикл по ASHRAE и ГОСТ; 1-2-3-6-1 — цикл по EN

тензии, так как они существенно отличаются от условий работы компрессора в БХП и, следовательно, полученные при испытаниях характеристики далеки от реальных.

Так, температура конденсации, как правило, ниже 55 °С даже при температуре окружающего воздуха 32 °С, а температура кипения хладагента в испарителе морозильной камеры ниже -25 °С. При естественном переохлаждении жидкого хладагента после конденсатора (при температуре окружающего воздуха 32 °С) его температура не может достичь 32 °С (ASHRAE и ГОСТ), а в случае переохлаждения в регенеративном теплообменнике она должна быть на 7...10 °С ниже (при температуре всасываемого пара 32 °С). В любом случае нет оснований для включения в удельную холодопроизводительность той ее части, которая определяется разностью энтальпий в точках 3 и 4 (см. рис. 1), как это предусмотрено стандартами ASHRAE и ГОСТ, поскольку при этом холодопроизводительность и холодильный коэффициент компрессора искусственно завышаются.

Для объективной сравнительной оценки энергоэффективности компрессоров целесообразно выбрать подтвержденный опытом эксплуатации температурный режим, в котором БХП работает большую часть года:

Температура, °С:

кипения	-28
конденсации	42
всасывания	25
окружающей среды	25

Перед дросселем температура определяется из баланса регенеративного теплообменника

Еще более серьезные проблемы возникают, когда сравнивают характеристики компрессора при работе на разных хладагентах. Использование режимов ASHRAE и ГОСТ в этом случае неприемлемо, так как влияние на удельную холодопроизводительность добавки от «переохлаждения» жидкости после конденсатора (15–25 %) будет неодинаковым для различных хладагентов, что искажает реальные соотношения характеристик. Покажем это на примере сравнительного термодинамического цикла по стандарту ASHRAE (см. рис. 1).

Удельная холодопроизводительность цикла (кДж/кг):

$$q_{0ASH} = i_1 - i_5 = (i_7 - i_6) + (i_1 - i_7) + (i_6 - i_5).$$

Разность энтальпий в точках 7 и 6 характеризует удельную холодопроизводительность цикла без регенерации и может быть записана в следующем виде (кДж/кг):

$$i_7 - i_6 = r_0 - c'_{xcp}(T_k - T_0),$$

где $r_0 = (i_7 - i_6)$ – теплота парообразования при давлении кипения p_0 ;

$$c'_{xcp} = \frac{i_3 - i_0}{T_k - T_0} \text{ – средняя удельная теплоемкость}$$

насыщенной жидкости в интервале температур конденсации (T_k) и кипения (T_0), кДж/(кг·К).

Разность энтальпий в точках 1 и 7 отражает величину, на которую увеличивается удельная холодопроизводительность в регенеративном цикле с температурой пара на выходе из регенеративного теплообменника

$t_1 = 32$ °С. Эта величина (кДж/кг) может быть представлена как

$$i_1 - i_7 = c_{pcp}(T_1 - T_0),$$

где $c_{pcp} = \frac{i_1 - i_7}{T_1 - T_0}$ – средняя удельная теплоем-

кость перегретого пара при давлении кипения p_0 , кДж/(кг·К).

Удельная холодопроизводительность регенеративного цикла (кДж/кг)

$$q_{0рег} = (i_1 - i_6) = (i_7 - i_6) + (i_1 - i_7) = r_0 - c'_{xcp}(T_k - T_0) + c_{pcp}(T_1 - T_0).$$

Разность энтальпий в точках 3 и 4 (процесс «переохлаждения» жидкого хладагента после конденсации) может быть представлена в виде

$$i_3 - i_4 = \Delta q_{ж} = c'_{xcp}(T_k - T_1).$$

Тогда

$$q_{0ASH} = q_{0рег} + \Delta q_{ж}.$$

Влияние $\Delta q_{ж}$ на удельную холодопроизводительность установим из соотношения

$$\delta = \frac{q_{0ASH} - q_{0рег}}{q_{0рег}} = \frac{\Delta q_{ж}}{q_{0рег}} = \frac{c'_{xcp}(T_k - T_1)}{r_0 - c'_{xcp}(T_k - T_0) + c_{pcp}(T_1 - T_0)} = \frac{c'_{xcp} \cdot (T_k - T_1)}{1 - \frac{c'_{xcp}}{c_{pcp}} \frac{(T_k - T_0)}{(T_1 - T_0)}},$$

где $\frac{c'_{xcp}}{c_{pcp}} = \frac{c'_{xcp}}{r_0}$ – приведенная средняя удельная

теплоемкость насыщенной жидкости, 1/К;

$\frac{c_{pcp}}{r_0} = \frac{c_{pcp}}{r_0}$ – приведенная средняя удельная теплоем-

кость перегретого пара, 1/К.

Результаты расчета величины δ в температурном режиме по стандарту ASHRAE для четырех хладагентов приведены в табл. 2. Существенное различие в величине δ показывает, что необоснованно включаемая в удельную холодопроизводительность величина $\Delta q_{ж}$ искажает реальное соотношение холодопроизводительностей (холодильного коэффициента) при использовании различных хладагентов.

Режим по стандарту EN, не вносящий таких искажений, приемлем для сравнения характеристик компрессора при работе на разных моновеществах. Температурные условия этого стандарта нужно рассматривать как предельные при расчете компрессоров и БХП, в том числе при расчете теплопритоков к холодильнику ($t_{oc} = 32$ °С).

При испытании компрессора на зеотропном смесе-

Таблица 2

Хладагент	$\bar{c}' \cdot 10^{-3}$, 1/К	$\bar{c}_p \cdot 10^{-3}$, 1/К	$\delta \cdot 10^2$
R12	5,985	3,715	18,502
R134a	6,689	3,812	22,173
R22/R142b	5,338	2,941	16,328
R600a	6,463	4,217	20,242

вом хладагенте в методику постановки эксперимента и обработки его результатов должен быть внесен ряд серьезных уточнений, которые обеспечат эквивалентность термодинамического цикла на смеси циклу на моновеществе и корректность сравнения характеристик.

При работе холодильной машины на зеотропной смеси (ЗС) в отличие от моновещества (МВ) процессы конденсации хладагента в конденсаторе и кипения в испарителе происходят с переменной температурой. Величина неизотермичности процессов, зависящая от состава смеси и теплофизических свойств компонентов, для практически используемых в настоящее время хладагентов составляет 4...15 °С.

Особенностью термодинамических циклов на ЗС является повышение давления кипения при понижении температуры жидкого хладагента перед дросселем (переохлаждении), в том числе за счет докипания части жидкого хладагента в регенеративном теплообменнике [2, 3]. Это повышает холодильный коэффициент цикла, а также эффективность холодильной машины в целом благодаря понижению отношения давлений $\pi_k = p_k/p_0$, а следовательно, повышению электрического КПД компрессора.

Для сравнения характеристик холодильных машин (компрессоров), работающих на ЗС и МВ, необходимо принять эквивалентный, энергетически наиболее эффективный термодинамический цикл для смесевых хладагентов (рис. 2), который характеризуется следующим:

- средняя температура $T_{k\text{cp}}$ в процессе конденсации ЗС соответствует температуре конденсации T_k для МВ;
- средняя температура $T_{0\text{cp}}$ в процессе кипения ЗС соответствует температуре кипения T_0 для МВ;
- температура парообразного хладагента на входе в компрессор $t_{\text{вс}}$ (температура на выходе из регенеративного теплообменника) в циклах для ЗС и МВ совпадает;
- в цикле для ЗС учитывается докипание части жидкого хладагента в регенеративном теплообменнике, что снижает температуру жидкого хладагента перед дросселем.

В этом цикле (см. рис. 2):

- 1–2 – изэнтропное сжатие пара в компрессоре;
- 2–5 – охлаждение (2–3) и конденсация (3–5) пара в конденсаторе. Средняя температура конденсации T_k соответствует условию $i_3 - i_4 = i_4 - i_5$;
- 8–10 – кипение хладагента в испарителе. Средняя температура кипения T_0 соответствует условию $i_{10} - i_9 = i_9 - i_8$;
- 11–1 – нагрев пара в регенеративном теплообменнике;
- 5–6 – переохлаждение жидкого хладагента в регенеративном теплообменнике. Согласно тепловому балансу регенеративного теплообменника $i_1 - i_{11} = i_5 - i_6$;
- 10–11 – докипание жидкого хладагента в начальной части регенеративного теплообменника;
- 6–7 – дополнительное переохлаждение жидкого хладагента за счет докипания в процессе 10–11. Из теплового баланса процессов переохлаждения и докипания в регенеративном теплообменнике $i_{11} - i_{10} = i_6 - i_7$.

Удельная массовая холодопроизводительность цикла (кДж/кг) $q_0 = (i_1 - i_5) = (i_{10} - i_8)$.

Удельная объемная холодопроизводительность цикла (кДж/м³) $q_v = q_0/v_1$,

где v_1 – удельный объем пара на всасывании в ком-

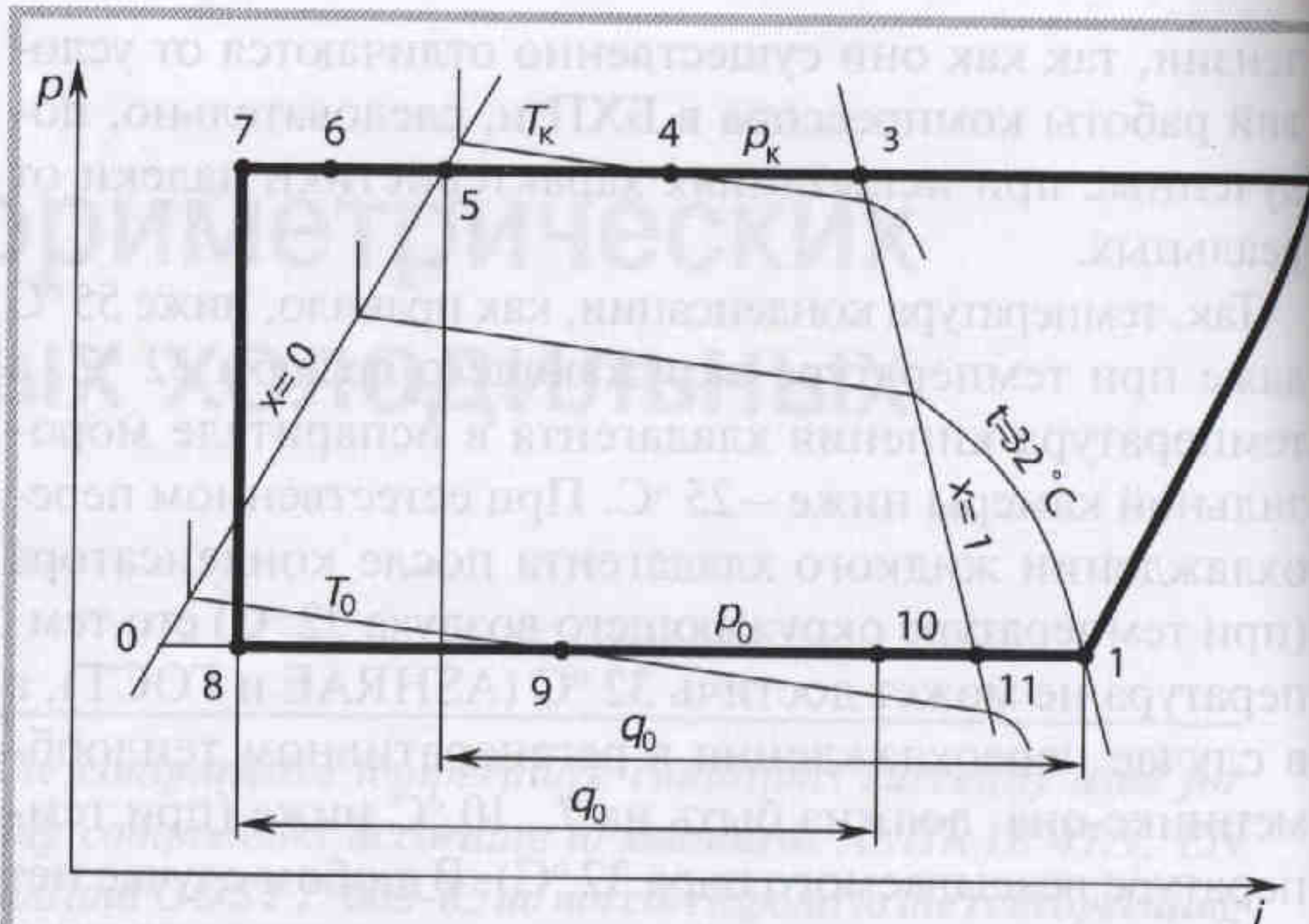


Рис. 2. Эквивалентный сравнительный термодинамический цикл на зеотропных смесях.

рессор, м³/кг.

Изоэнтропная работа сжатия (кДж/кг)

$$l_s = (i_2 - i_1).$$

Холодильный коэффициент цикла $\epsilon_u = q_0/l_s$.

Холодопроизводительность холодильной машины с данным компрессором (кВт)

$$Q_0 = V_r q_0 \lambda,$$

где V_r – теоретическая объемная производительность компрессора, м³/с;

λ – коэффициент подачи.

Холодильный коэффициент холодильной машины с данным компрессором $\epsilon_3 = \epsilon_u \eta_3$,

где η_3 – электрический КПД компрессора при отношении давлений $\pi_k = p_k/p_0$ в выбранном режиме работы.

Эквивалентный цикл для ЗС (см. рис. 2) соответствует условиям использования компрессора в однокамерных бытовых холодильниках, морозильниках, холодильных машинах различного назначения.

Частной, но весьма распространенной областью применения герметичных компрессоров являются двухкамерные бытовые холодильники, включающие морозильную и холодильную камеры. В этом случае регламентируемая сравнительным режимом температура кипения хладагента реализуется как средняя в морозильной камере. Термодинамический цикл, соответствующий условиям работы холодильной машины (агрегата) в двухкамерном холодильнике, представлен на рис. 3. Удельная холодопроизводительность распределяется примерно поровну между морозильной и холодильной камерами:

$$i_{10} - i_9 \approx i_9 - i_8.$$

Доля удельной холодопроизводительности для охлаждения морозильной камеры:

$$i_9 - i_8 \approx 0,5(i_{10} - i_8) = 0,5q_0.$$

Изотерма регламентируемой в сравнительном цикле средней температуры кипения проходит через точку 12, положение которой соответствует условию

$$i_9 - i_{12} = i_{12} - i_8 = 0,25q_0.$$

Давление кипения p_0 в данном цикле будет выше, чем в цикле на рис. 2, в котором изотерма $T_{0\text{cp}}$ пересекается с изобарой кипения в точке 9. В результате холодильный коэффициент цикла и холодильной машины для двухкамерного холодильника при равных температур-

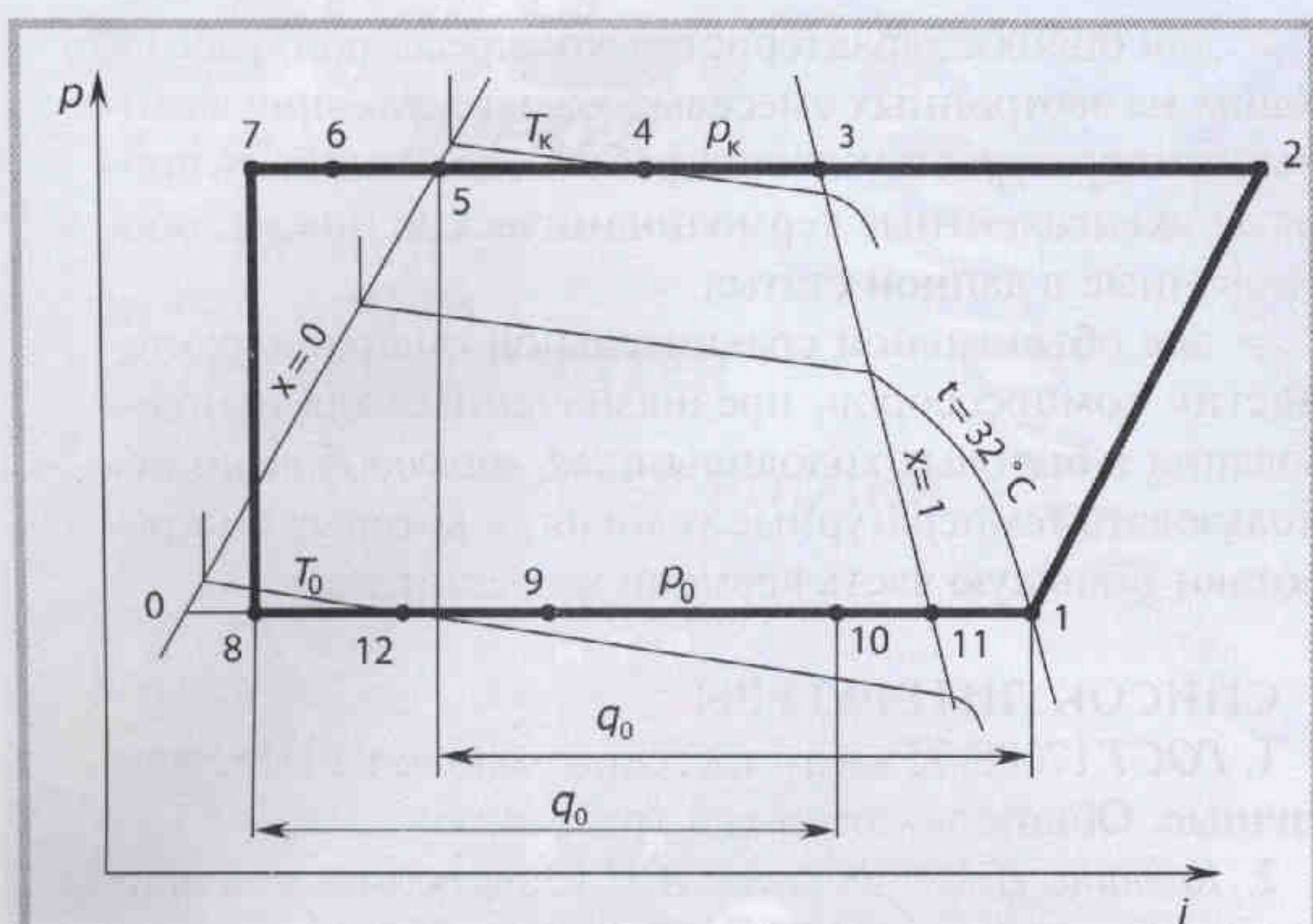


Рис. 3. Эквивалентный сравнительный термодинамический цикл на зеотропных смесях применительно к двухкамерному БХП

ных условиях будет выше.

Если компрессор предназначен для работы на ЗС в двухкамерном холодильнике, то его испытания на калориметре целесообразно проводить с привязкой к циклу на рис. 3, так как полученные результаты в большей степени будут соответствовать реальным условиям. Для компрессора общего применения испытания должны проводиться по циклу на рис. 2.

Построение эквивалентных сравнительных термодинамических циклов (см. рис. 2 и 3) с выполнением всех указанных выше условий может быть произведено методом последовательных приближений. Возможен расчет параметров таких циклов с использованием вычислительной техники.

При проведении калориметрических испытаний необходимо установить на стенде давления всасывания и нагнетания, соответствующие давлениям кипения p_0 и конденсации p_k принятого эквивалентного цикла. Непосредственно по результатам испытаний определяют массовый расход хладагента G_a (кг/с) и потребляемую компрессором мощность N_s (Вт). Остальные параметры получают расчетным путем с использованием диаграмм или таблиц параметров состояния хладагента.

В табл. 3 приведены параметры термодинамических циклов и характеристики холодильной машины на смеси R22/R142b для двух температурных режимов:

- по европейскому стандарту EN;
- рекомендуемого при испытании компрессоров БХП.

Для сравнения аналогичные параметры при использовании моновеществ R12 и R134a приводятся в табл. 4.

По табл. 3 можно проследить, как влияет переохлаждение жидкого хладагента, сопровождающееся повышением давления кипения, на параметры цикла и показатели работы холодильной машины. Эти соотношения подтверждены экспериментом [4].

Таблица 3

Температурные условия, °C			Вид цикла*	p_k , МПа	p_0 , МПа	π_k	v_1 , м³/кг	q_0 , кДж/кг	q_v , кДж/м³	l_s , кДж/кг	ϵ_{11}	λ	$\lambda \cdot q_v$, кДж/м³	η_s	ϵ_s
t_k	t_0	t_{sc}													
55	-25	32	1	14,392	0,972	14,807	0,22907	135,301	590,654	69,256	1,954	0,447	264,022	0,308	0,602
			2	14,392	1,018	14,138	0,26514	173,742	655,291	82,445	2,107	0,460	301,434	0,335	0,705
			3	14,392	1,137	12,658	0,23804	173,593	729,248	78,340	2,216	0,490	357,331	0,375	0,831
			4	14,392	1,250	11,514	0,21611	173,462	802,663	74,807	2,319	0,507	406,950	0,407	0,944
42	-28	25	1	10,421	0,873	11,937	0,24416	153,096	627,024	62,471	2,451	0,500	313,512	0,400	0,980
			2	10,421	0,908	11,477	0,29862	191,599	641,626	75,238	2,547	0,510	327,229	0,410	1,044
			3	10,421	0,984	10,590	0,27283	191,509	701,938	72,549	2,640	0,526	369,219	0,425	1,122
			4	10,421	1,078	9,667	0,24975	191,390	766,317	68,918	2,777	0,545	417,643	0,440	1,222

*1 – цикл без регенерации ($t_{sc} = t_0 + 5$ K); 2 – регенеративный цикл; 3 – по рис 2; 4 – по рис 3.

Таблица 4

Температурные условия, °C			Вид цикла (хладагент)	p_k , МПа	p_0 , МПа	π	v_1 , м³/г	q_0 , Д/г	q_v , Д/м³	l_s , Д/г	ϵ_{11}	λ	$\lambda \cdot q_v$, Д/м³	η_s	ϵ_s
t_k	t_0	t_{sc}													
55	-25	32	1 (R12)	13,600	1,240	10,968	0,13450	88,790	660,149	44,044	2,016	0,520	343,277	0,420	0,846
			2 (R12)	13,600	1,240	10,968	0,16556	120,248	726,311	54,660	2,200	0,520	377,682	0,420	0,924
			1 (R134a)	14,926	1,063	14,041	0,18636	107,827	578,595	56,936	1,894	0,460	266,154	0,335	0,634
			2 (R134a)	14,926	1,063	14,041	0,26445	151,168	571,632	75,178	2,011	0,460	262,951	0,335	0,674
42	-28	25	1 (R12)	10,050	1,095	9,178	0,15195	100,926	664,205	40,454	2,495	0,555	368,634	0,450	1,123
			2 (R12)	10,050	1,095	9,178	0,18780	132,760	706,922	50,220	2,644	0,555	392,342	0,450	1,189
			1 (R134a)	10,733	0,926	11,59	0,21232	126,166	594,226	52,506	2,403	0,508	301,867	0,405	0,973
			2 (R134a)	10,733	0,926	11,591	0,26260	169,648	646,032	65,222	2,601	0,508	328,184	0,405	1,053

1 – цикл без регенерации, 2 – регенеративный цикл

Зависимость коэффициента подачи и электрического КПД компрессора от отношения давлений π_k определялась по результатам испытаний герметичного компрессора с объемом цилиндра 5,54 см³.

Следует особо подчеркнуть, что при создании бытового холодильника после оптимального выбора всех элементов холодильного агрегата должен быть проведен подбор дозы заправки хладагента и длины капиллярной трубки по критерию минимума расхода энергии. Этот подбор проводится методом перебора сочетаний длины капилляра и дозы заправки по специальной методике.

При этом минимум расхода энергии для холодильника, работающего на зеотропной смеси, неизбежно реализуется при докипании жидкого хладагента в регенеративном теплообменнике при условии, что поверхность теплообмена между капиллярной трубкой и всасывающим трубопроводом компрессора достаточна.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

- сравнительные температурные условия по стандартам ASHRAE 41.9, EN 12 900 (CECOMAF) и ГОСТ 17008-85 не соответствуют реальным условиям работы компрессоров в составе БХП. Условия EN предпочтительны;
- температурные режимы ASHRAE и ГОСТ не пригодны для сравнительной оценки характеристик компрессоров, работающих на разных хладагентах;

➤ для оценки характеристик компрессоров, работающих на зеотропных смесевых хладагентах при заданных температурных условиях работы, должны быть приняты эквивалентные термодинамические циклы, обоснованные в данной статье;

➤ для объективной сравнительной оценки характеристик компрессоров, предназначенных для использования в бытовых холодильниках, целесообразно использовать температурные условия, в которых они работают большую часть времени в течение года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 17008-85 «Компрессоры холодильные герметичные. Общие технические требования».
2. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Эффективность применения альтернативных хладагентов // Холодильная техника. 1999. № 4.
3. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Эффективность применения зеотропных смесевых хладагентов в бытовых холодильниках // Холодильная техника. 1999. № 8.
4. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Экспериментальное исследование системы охлаждения бытового холодильника // Холодильная техника. 2002. № 2.
5. Стандарт ASHRAE 41.9 «Standart Method of Measurement of Fluid Flow».
6. Стандарт EN 12900 «Compresseurs pour fluid frigorigenes. Conditions de determination des caracteristiques, tolerances et presentation des performances du fabricant» AFNOR, 1999.

Вниманию руководителей предприятий и объединений – потребителей и производителей компрессоров и компрессорного оборудования!

**18–20 июня 2003 г. в Санкт-Петербурге
состоится девятый Международный симпозиум**

«ПОТРЕБИТЕЛИ - ПРОИЗВОДИТЕЛИ КОМПРЕССОРОВ И КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ»

Место проведения –

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет.

Генеральный спонсор симпозиума –
ОАО «ГАЗПРОМ»

Организатор и научный спонсор:

кафедра и проблемная лаборатория компрессорной, вакуумной и холодильной техники Санкт-Петербургского государственного политехнического университета при поддержке администрации СПб ГПУ, Ассоциации компрессорщиков и пневматиков, Санкт-Петербургского отделения Международной академии холода.

По вопросам участия и представления докладов обращаться в Оргкомитет Симпозиума-2003.

Адрес Оргкомитета: 195251, Россия, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, СПб ГПУ, кафедра KBXT,
тел./факс: (812)552-65-86, тел. (812) 552-65-87/80,
e-mail: galerkin@mebil.stu.neva.ru, elaserg@mebil.stu.neva.ru

Телефоны для справок:

(812) 552-65-86 – председатель Оргкомитета, проф. Юрий Борисович Галеркин,
(812) 552-65-80 – ответственный секретарь Оргкомитета Элеонора Исмагиловна Сергачева,
(812) 534-33-02 – член Оргкомитета, начальник ОНТИ СПб ГПУ Светлана Евгеньевна Воронько.

e-mail: elaserg@mebil.stu.neva.ru

Каскадная установка, работающая на CO₂/NH₃ Оптимальное решение для низкотемпературных промышленных холодильных установок

В 2001 г. на выставке ИКК в Ганновере были представлены винтовые компрессорные агрегаты средней мощности, работающие на CO₂, холодопроизводительностью 750 кВт для использования в составе каскадных холодильных установок.

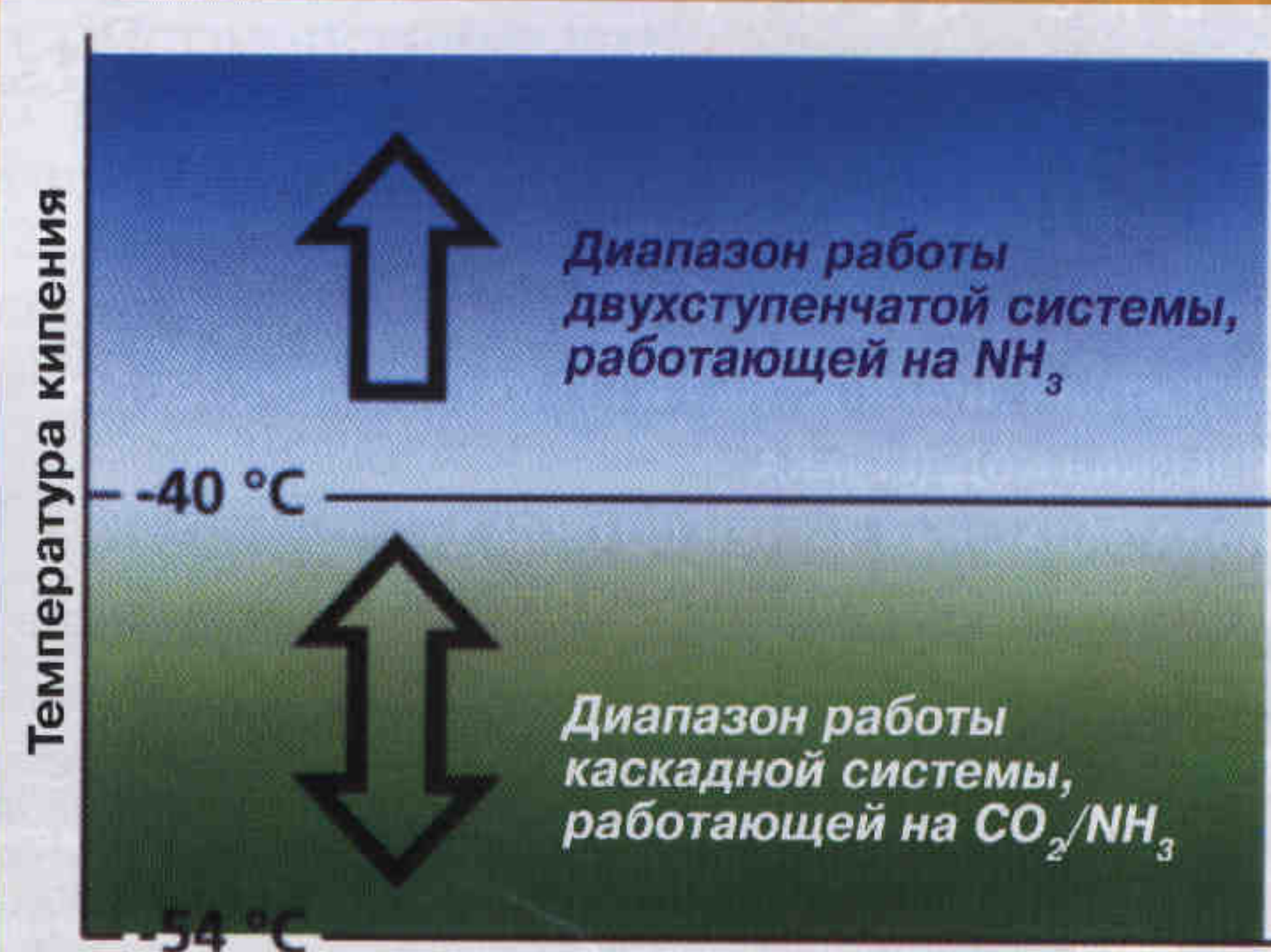
Сегодня фирма «Грассо» предлагает каскадные холодильные установки (далее ХУ) на базе винтовых компрессорных агрегатов для CO₂/NH₃ холодопроизводительностью 280...2587 кВт при температуре кипения в нижней ветви каскада -45 °С (см. таблицу).

В каскадных ХУ применяются стандартные компрессоры «Грассо» и другие стандартные компоненты аммиачных холодильных установок.

Каскадная схема может найти применение как при создании новых, так и при реконструкции существующих ХУ. В этом случае нижняя ветвь каскада на CO₂ может быть подключена к имеющейся ХУ с температурой кипения -15...-10 °С. Использование винтовых компрессоров обеспечивает плавное регулирование производительности любой ветви каскада в диапазоне 10–100 %.

Важным аргументом в пользу применения CO₂ в качестве хладагента является возможность замены большого количества NH₃ на нетоксичное и невзрывоопасное вещество.

На основании исследований, проведенных фирмой «Грассо» для различных холодильных систем в диапазоне температур кипения -54...-40 °С, был сделан вывод, что при этих температурах каскадная ХУ более эффективна, чем аммиачная двухступенчатая (см. рисунок).



Таким образом, каскадные установки могут применяться для сублимационной сушки кофе, замораживания рыбы и мяса, низкотемпературного хранения и быстрого замораживания продуктов.

На все холодильные машины фирмы «Грассо» имеются сертификаты соответствия ГОСТ Р и разрешение на применение Госгортехнадзора РФ.



Винтовой компрессорный агрегат (CO ₂)	Объемный расход газа, м ³ /ч	Холодопроизводительность (кВт) при t ₀ = -45 °С	Винтовой компрессорный агрегат (NH ₃)	Объемный расход газа, м ³ /ч
CF-5BC	231	280	MB-2BG	690
DF-5BC	265	332	PB-2BG	805
EF-5BE	321	399	RB-2BH	1040
GF-5BE	372	472	SB-2BK	1290
HF-5BH	471	616	VB-2BL	1640
LF-5BH	544	711	WB-2BO	1940
MF-5BL	690	902	YB-2BO	2296
PF-5BL	805	1061	YB-2BO	2296
NF-5BL	860	1124	ZB-2BP	2748
RF-5BM	1040	1371	Alfa-2BR	3250
SF-5BO	1290	1700	Gamma-2BZ	4900
VF-5BR	1640	2187	Gamma-2BZ	4900
WF-5BU	1940	2587	Delta-2BZ	5800

Ветвь на CO₂: t₀ = -45 °С. Перегрев на всасывании 2 °С, t_к = -10 °С.
Ветвь на NH₃: t₀ = -13 °С, t_к = +35 °С.

Грассо Рефрижерейшн, ООО

Grasso International GmbH/B.V. Представительство:

в Москве: 105094, Россия, Москва, ул. Семеновский вал, д.6, стр.1.

Тел.: (095) 787-20-11, 787-20-13, факс (095) 787-20-12.

в Санкт-Петербурге: 197198, Санкт-Петербург, Большой проспект П.С., д.26/2, оф.25.

Тел.(812) 237-16-71, факс (812) 237-17-93.

e-mail: grasso@gea.ru, адрес в Интернете: <http://www.grasso-global.com>

Хладагент R404A (FX70) и ретрофит холодильных систем, работающих на R502

С. Б. БАБАКИН
МГУПБ

Хладагент R404A (FX70) – квазиазеотропная смесь R125/R143/R134a с соотношением массовых долей компонентов 44/52/4. Температурный глайд менее 0,5 °C. Экологические характеристики: ODP = 0, HGW = 0,94.

Первоначально (с 1993 г.) хладагент R404A использовали в новом оборудовании, рассчитанном на низкие и средние температуры кипения.

В настоящее время R404A применяют для ретрофита систем, работающих на R502, и в новом оборудовании (вместо R22).

Хладагент R404A используют в рефрижераторных контейнерах для получения низких температур, он перспективен также для применения на судовом рефрижераторном транспорте.

Ниже приводятся результаты исследований свойств R404A (FX70) в области рабочих температур -60...+60 °C (ATOFINA).

Зависимость давления паров R404A и R502 от температуры (рис.1) показывает, что в области температур 0...-60 °C обе кривые практически совпа-

дают. С повышением температуры от 0 до 60 °C давление паров хладагента R404A становится выше, чем у R502, но не более чем на 9 %. Это позволяет не заменять оборудование при ретрофите холодильных систем и переводе их с R502 на R404A.

Плотность насыщенной жидкости

Thermophysical and operational properties of quasi-azeotropic ozonesafe refrigerant R404A are presented. It is shown that it can be effectively used for retrofit of refrigerating systems, working on R502. No change of refrigerating equipment is required in this case. Special attention is given to particular features of retrofit and process of change of refrigerating oil.

R404A (рис. 2) в диапазоне температур -60...+40 °C ниже плотности жидкого R502 на 12-18 %, поэтому заправляемое при ретрофите в холодильную систему количество хладагента R404A по массе в среднем на 10 % меньше, чем количество R502. Вследствие этого ресиверы, трубопроводы и насосы, используемые ранее в системе на R502, подходят для работы на R404A.

Значение растворимости в воде хла-

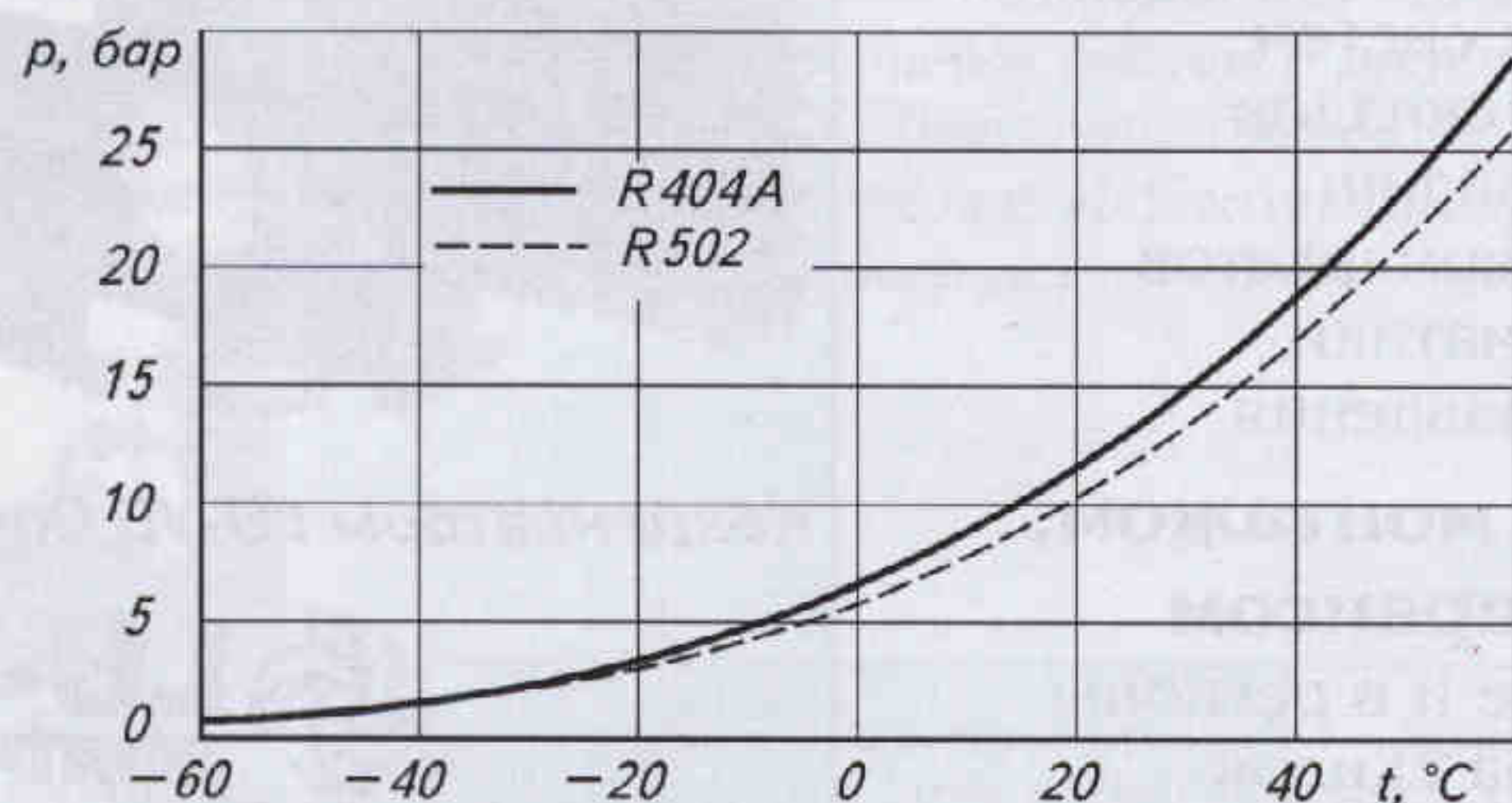


Рис. 1. Зависимость давления паров R404A и R502 от температуры

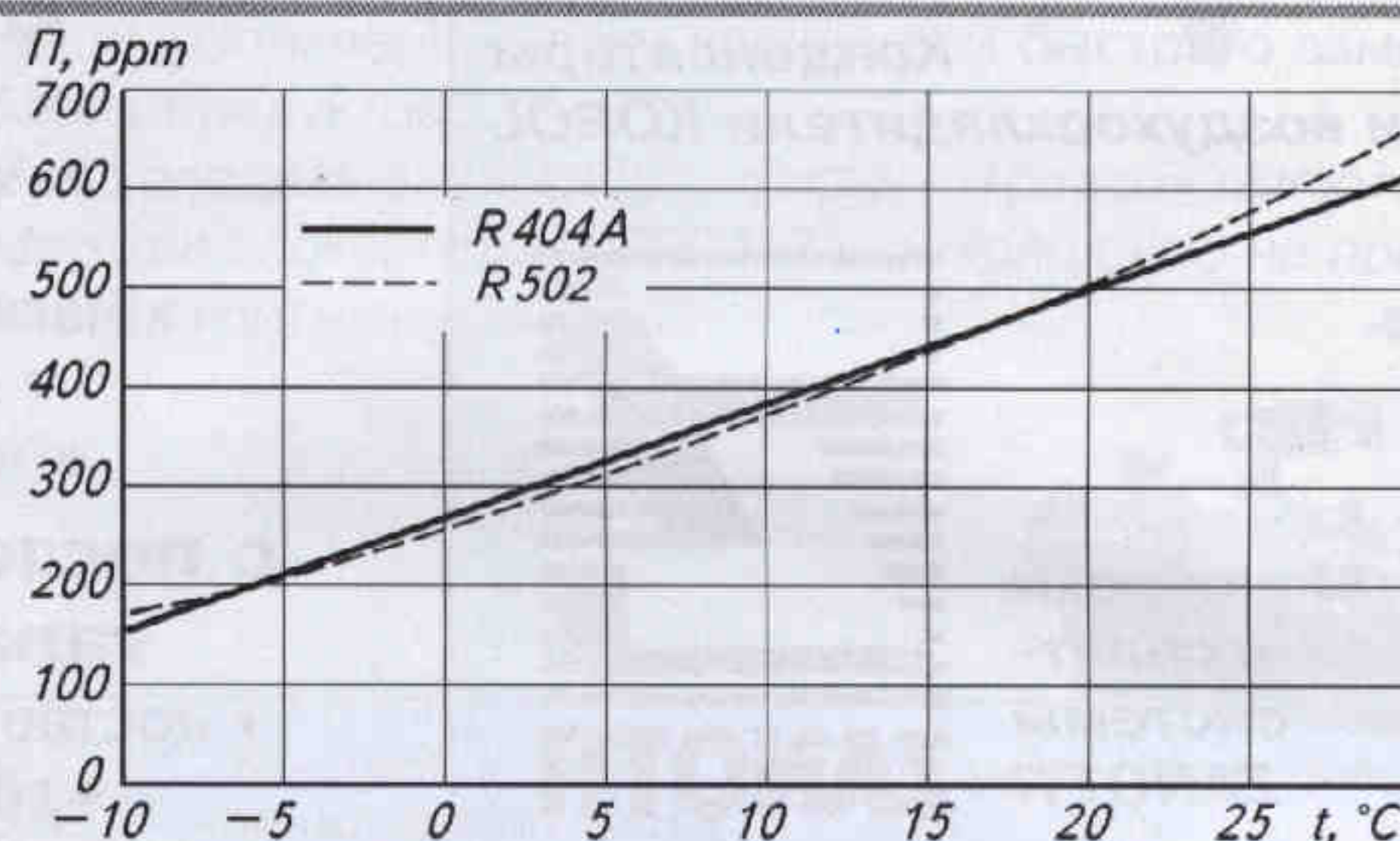


Рис. 3. Зависимость растворимости хладагентов R404A и R502 в воде от температуры

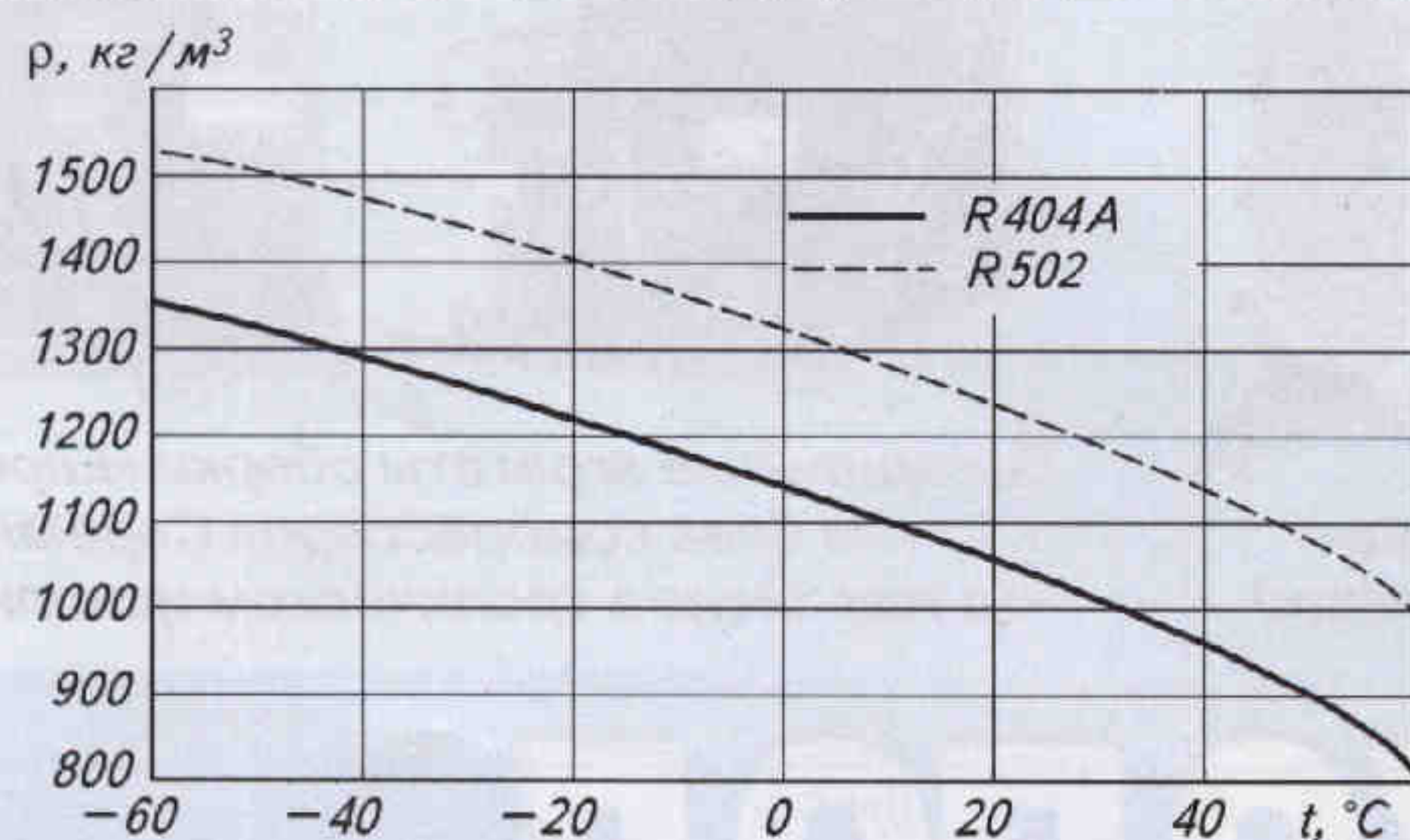


Рис. 2. Зависимость плотности насыщенной жидкости R404A и R502 от температуры

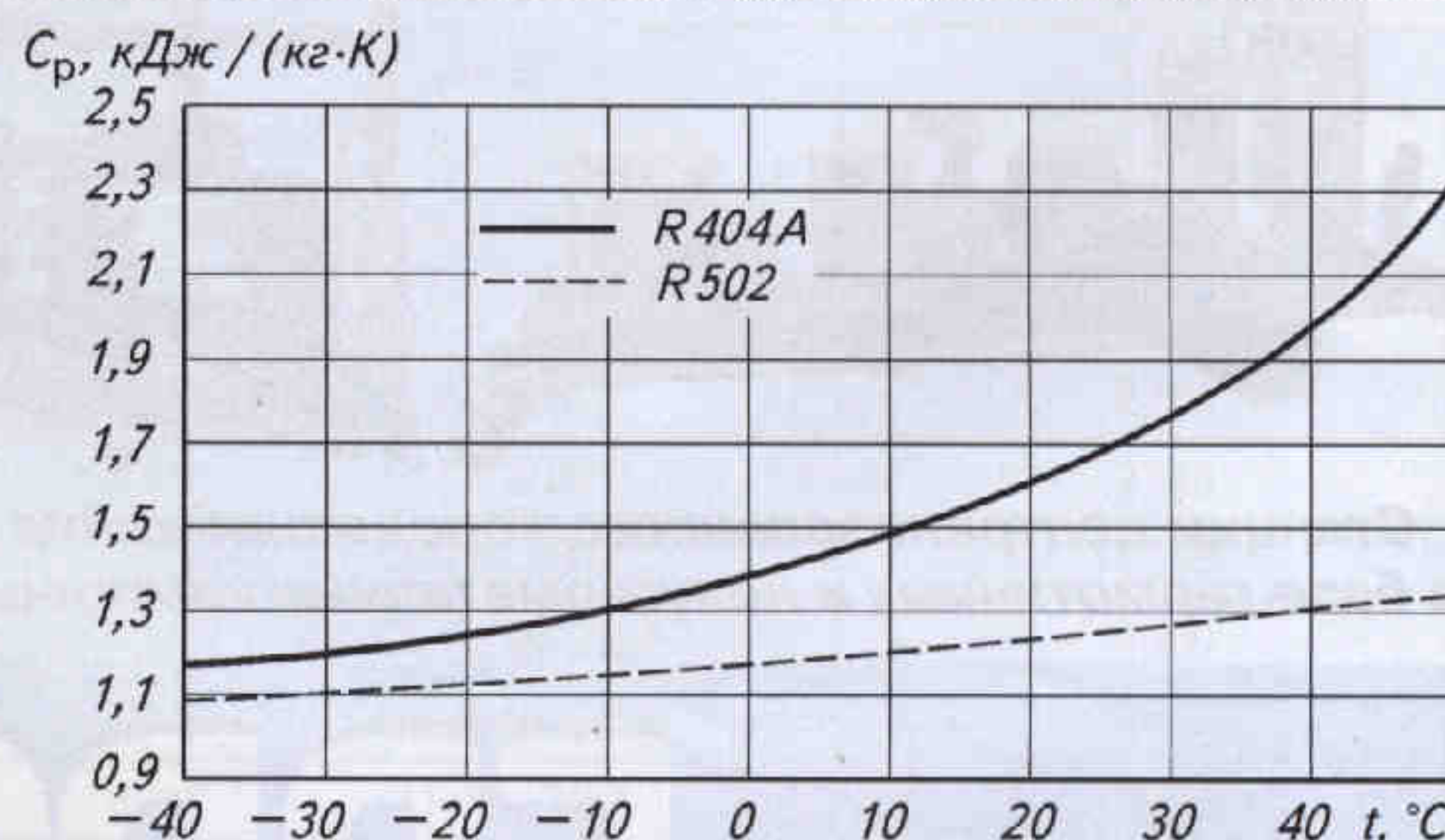


Рис. 4. Зависимость удельной теплоемкости насыщенной жидкости R404A и R502 от температуры

дагента R404A в области температур $-5...+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ такое же, как у R502, а в области температур $20...30\text{ }^{\circ}\text{C}$ оно ниже в среднем на 3–4 % (рис.3).

Удельная теплоемкость насыщенного жидкого хладагента R404A выше, чем у жидкого R502 (рис.4), на 7...43 $^{\circ}\text{C}$, поэтому переохлаждение R404A следует осуществлять более эффективно.

Теплопроводность насыщенной жидкости R404A в диапазоне температур $-40...+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ в среднем на 1–10 % выше, чем у R502, что повышает эффективность теплообмена и снижает затраты на эксплуатацию холодильной системы (рис. 5).

Коэффициент динамической вязкости R404A меньше, чем у R502, на 23–34 % в области температур $-40...+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 6), что позволяет поддерживать более низкое давление в аппаратах и трубопроводах.

Поверхностное натяжение у R404A в области температур $-40...+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ немного ниже (на 1–6 %), чем у R502 (рис. 7), в результате чего кипение хладагента в испарителе происходит более интенсивно, повышая тем самым эффективность теплообмена в аппарате.

Температура нагнетания паров R404A ниже, чем R502, примерно на 10% при температурах кипения хладагента $-40...-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис.8), что благоприятно сказывается на эксплуатации компрессоров, а также на свойствах прокладочных и изоляционных материалов.

Это позволяет при переводе систем на R502 уменьшить риск сгорания электродвигателя компрессора или его заклинивания.

Испытания холодильного агрегата – чиллера холодопроизводительностью 15 кВт при температурах конденсации $36\text{ }^{\circ}\text{C}$, на всасывании $15...30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и кипения $-15...-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ показали следующие результаты:

- холодопроизводительность хладагента R404A близка к холодопроизводительности R502 (рис. 9);
- значения потребляемой мощности холодильной системы при работе на R404A и на R502 близки в области температур $-15...-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 10);
- холодильный коэффициент в области температур кипения $-15...-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ у R404A на 2...5 % ниже, чем у R502 (рис. 11).

При использовании R404A изменение состава циркулирующей в охла-

дающих системах смеси может привести к ухудшению характеристик систем, особенно если в схеме предусмотрен ресивер или она имеет значительную длину коммуникационных линий.

Теплофизические характеристики хладагента R404A выше, чем у R502, поэтому любую незначительную потерю КПД при сжатии можно возместить за счет более интенсивного теплообмена.

Из-за высокой полярности составных компонентов R404A не смешивается с минеральными и алкилбензольными маслами. Хладагент R404A хорошо смешивается с полиэфирными маслами (например, PLANETELF ACD 32): в области температур $-60...+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ находится зона полной растворимости (рис. 12).

На рис. 13 показано изменение растворимости хладагента R404A в полиэфирном масле в зависимости от содержания минерального масла в растворе. При ретрофите систем с заменой R502 на R404A необходимо добиться минимального остаточного содержания минерального или алкилбензольного масла в системе, так как от этого существенно зависит смешиваемость R404A с полиэфирными маслами. Фирма «Du Pont» рекомендует добиваться остаточного содержания минерального или алкилбензольного масла не более 5 % общего количества масла в холодильной системе, а фирма «Danfoss» – не более 1 %.

Эластомеры и пластмассы (прокладочные материалы, изоляция и детали электродвигателя и т.д.) постоянно

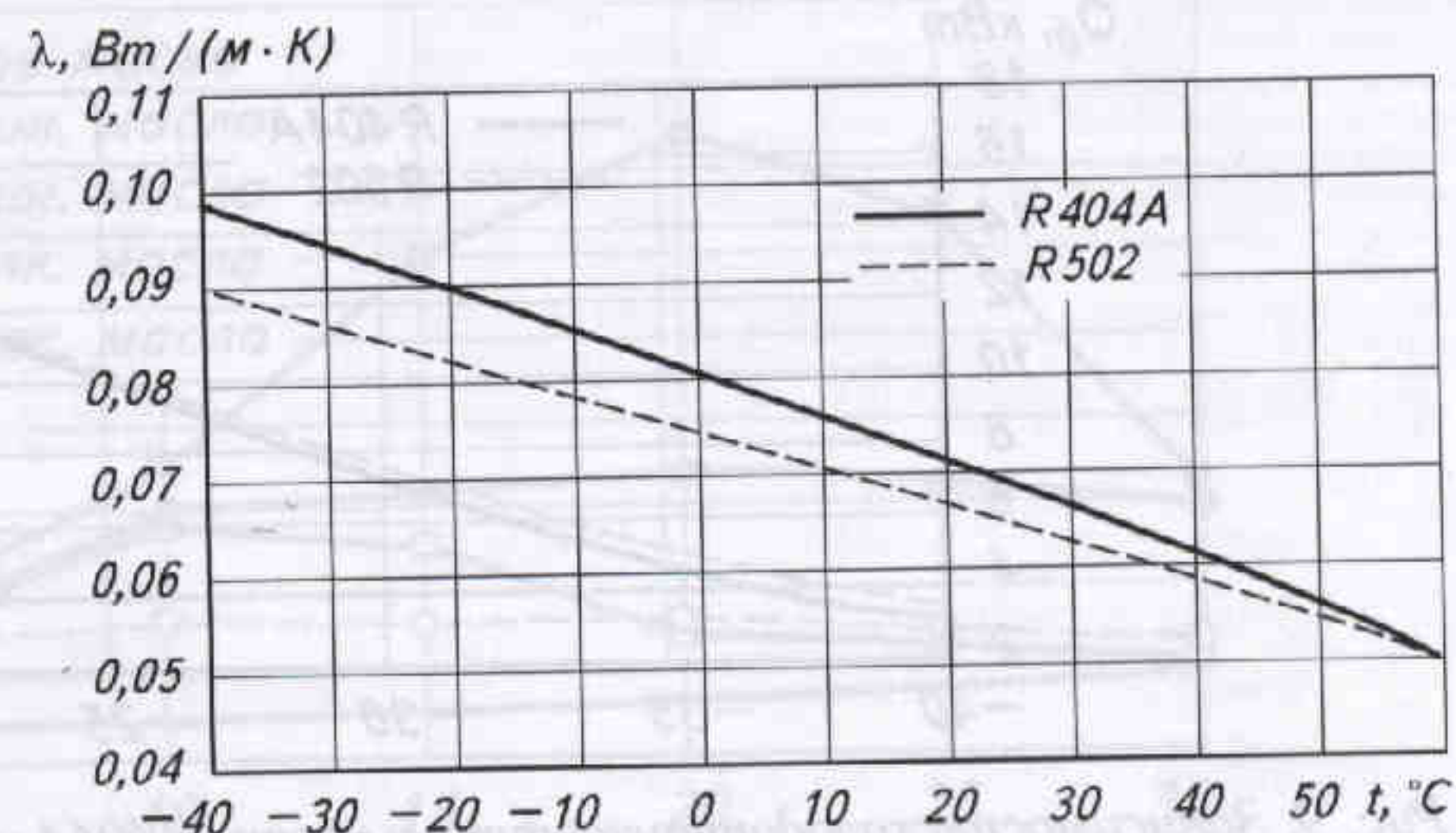


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплопроводности насыщенной жидкости R404A и R502 от температуры

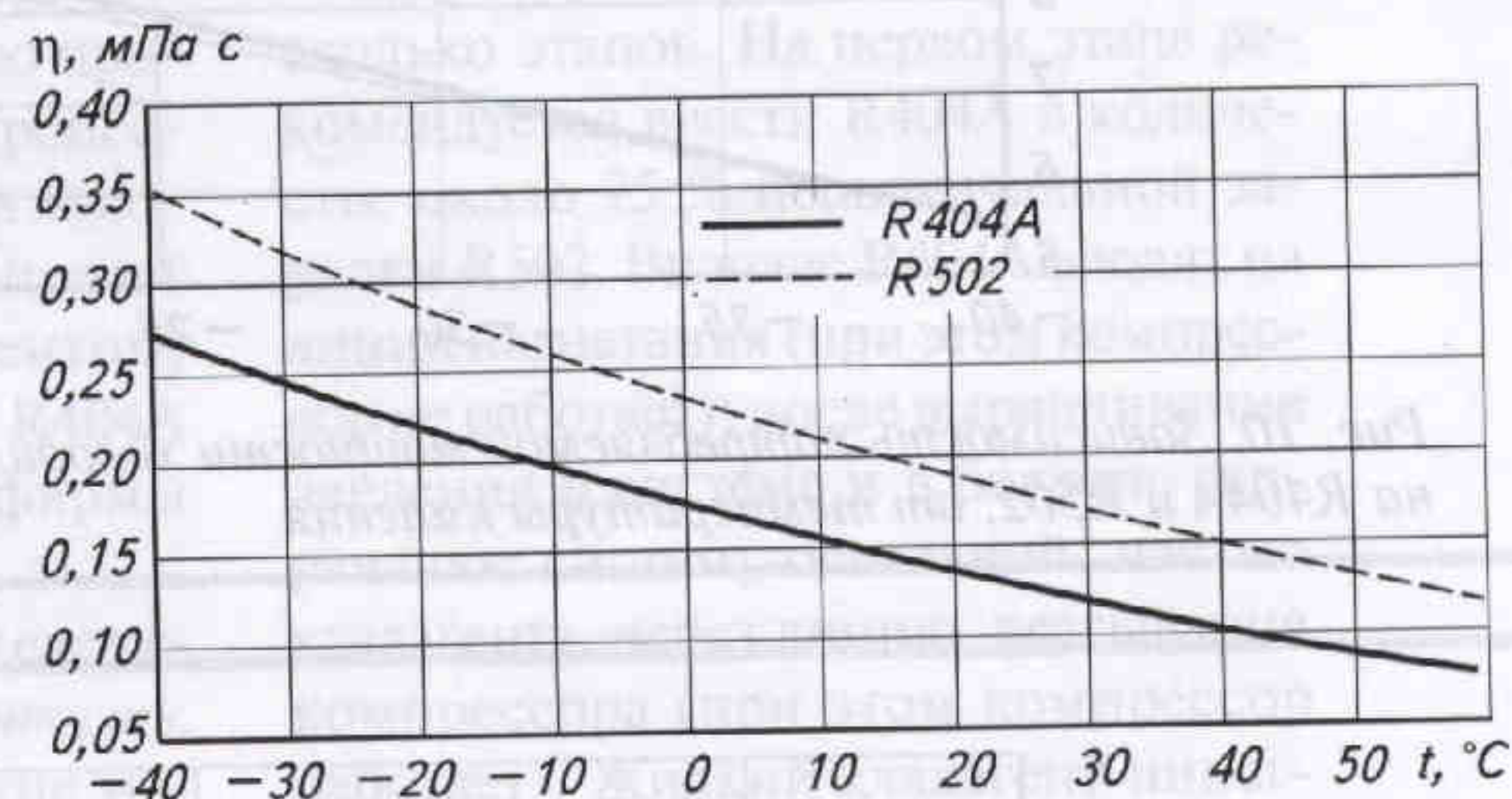


Рис. 6. Зависимость коэффициента динамической вязкости R404A и R502 от температуры

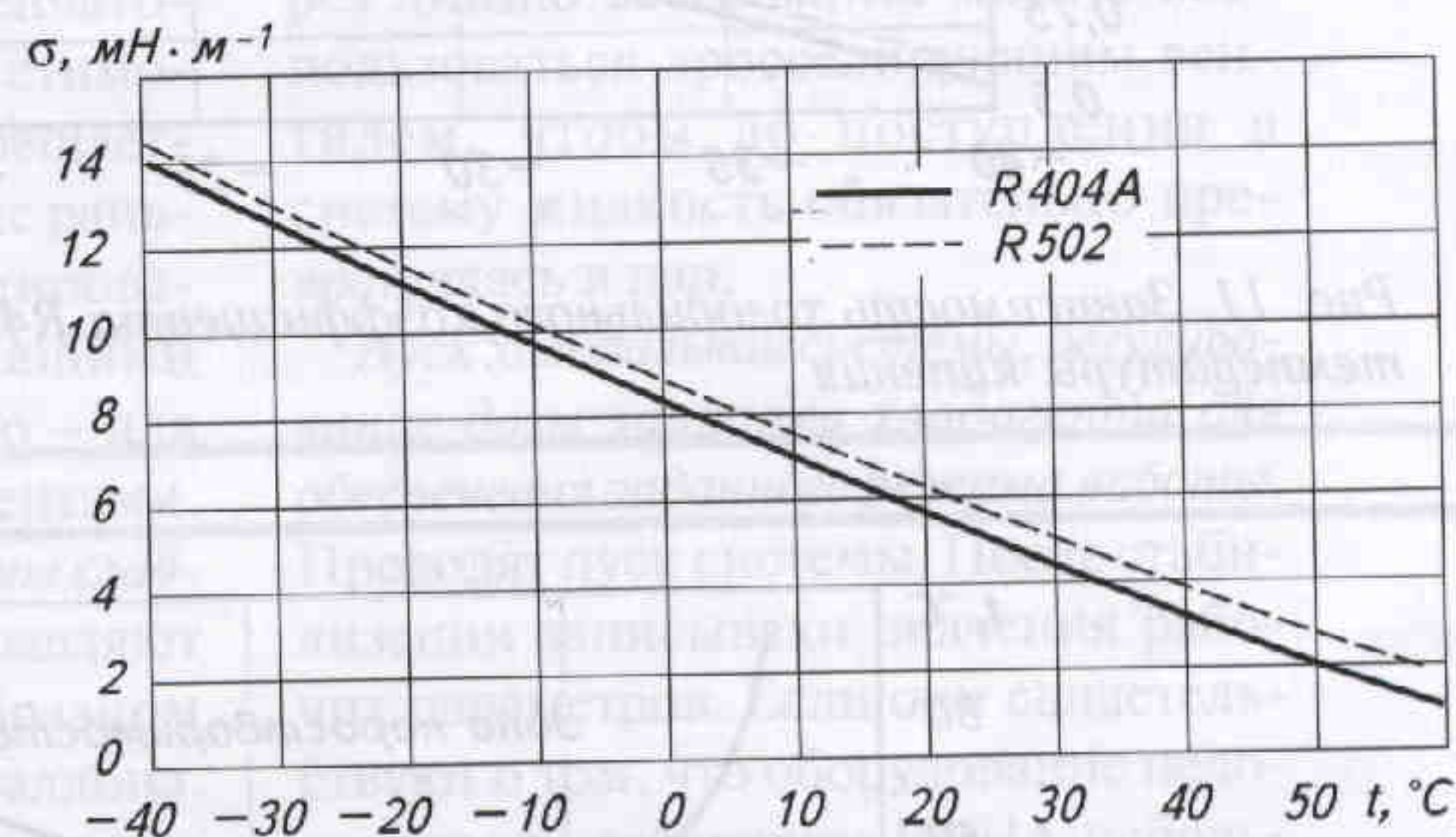


Рис. 7. Зависимость поверхностного натяжения R404A и R502 от температуры

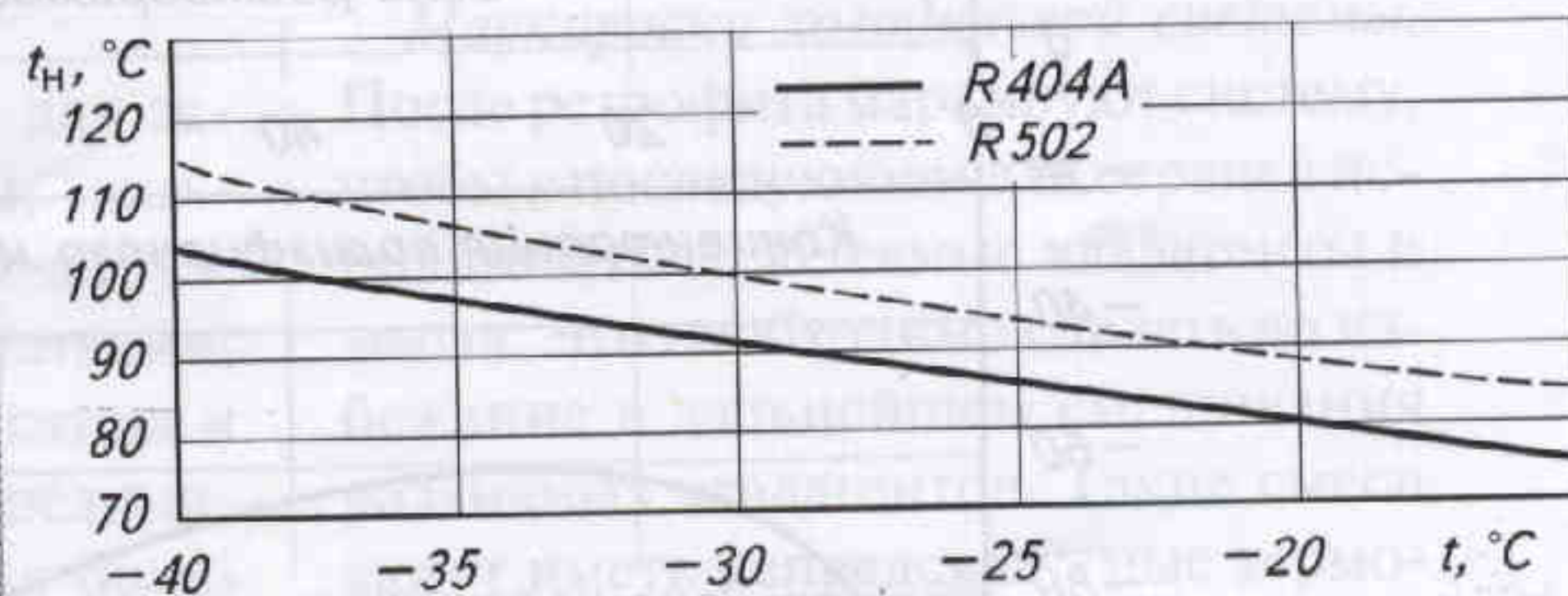


Рис. 8. Зависимость температуры нагнетания R404A и R502 от температуры

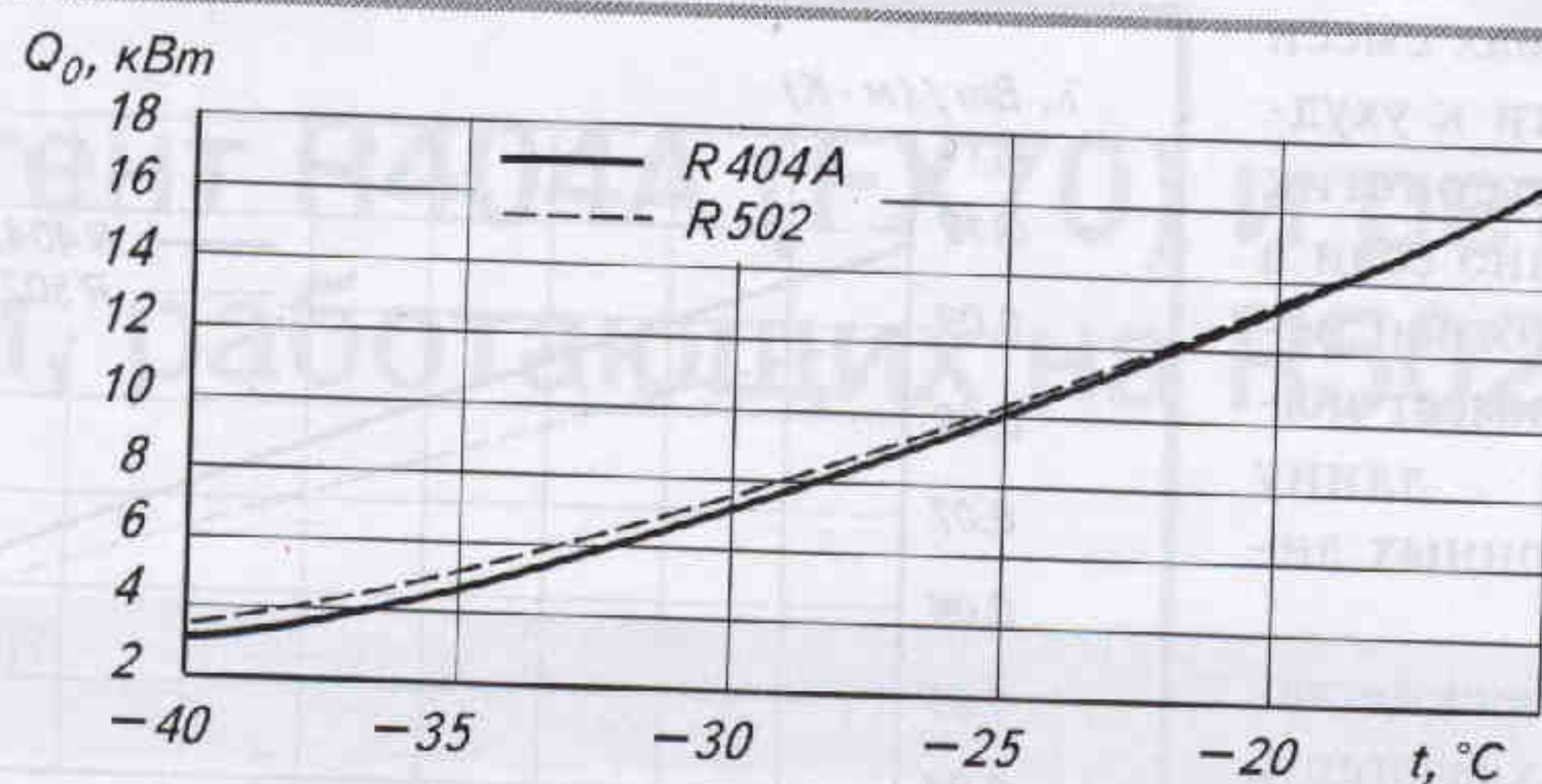


Рис. 9. Зависимость холодопроизводительности R404A и R502 от температуры кипения

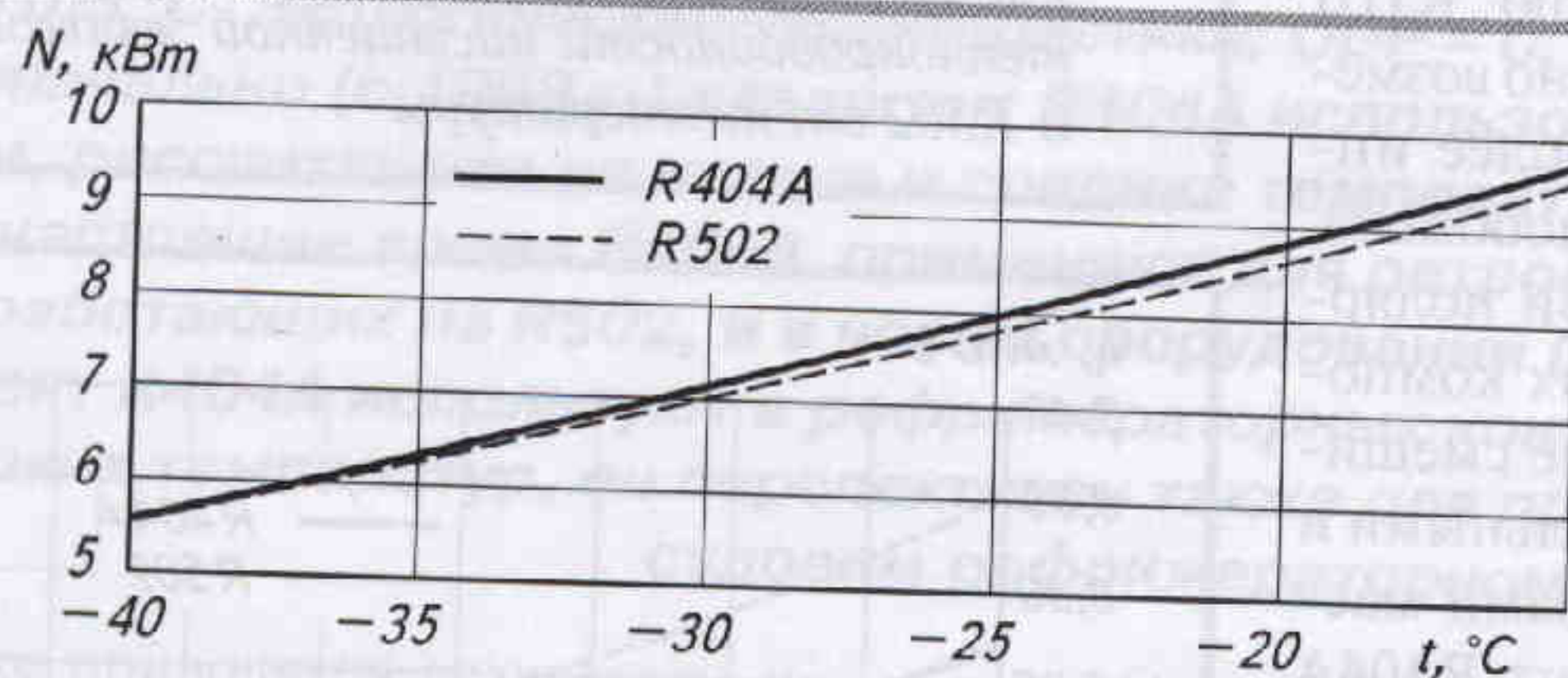


Рис. 10. Зависимость потребляемой мощности холодильной системы, работающей на R404A и R502, от температуры кипения

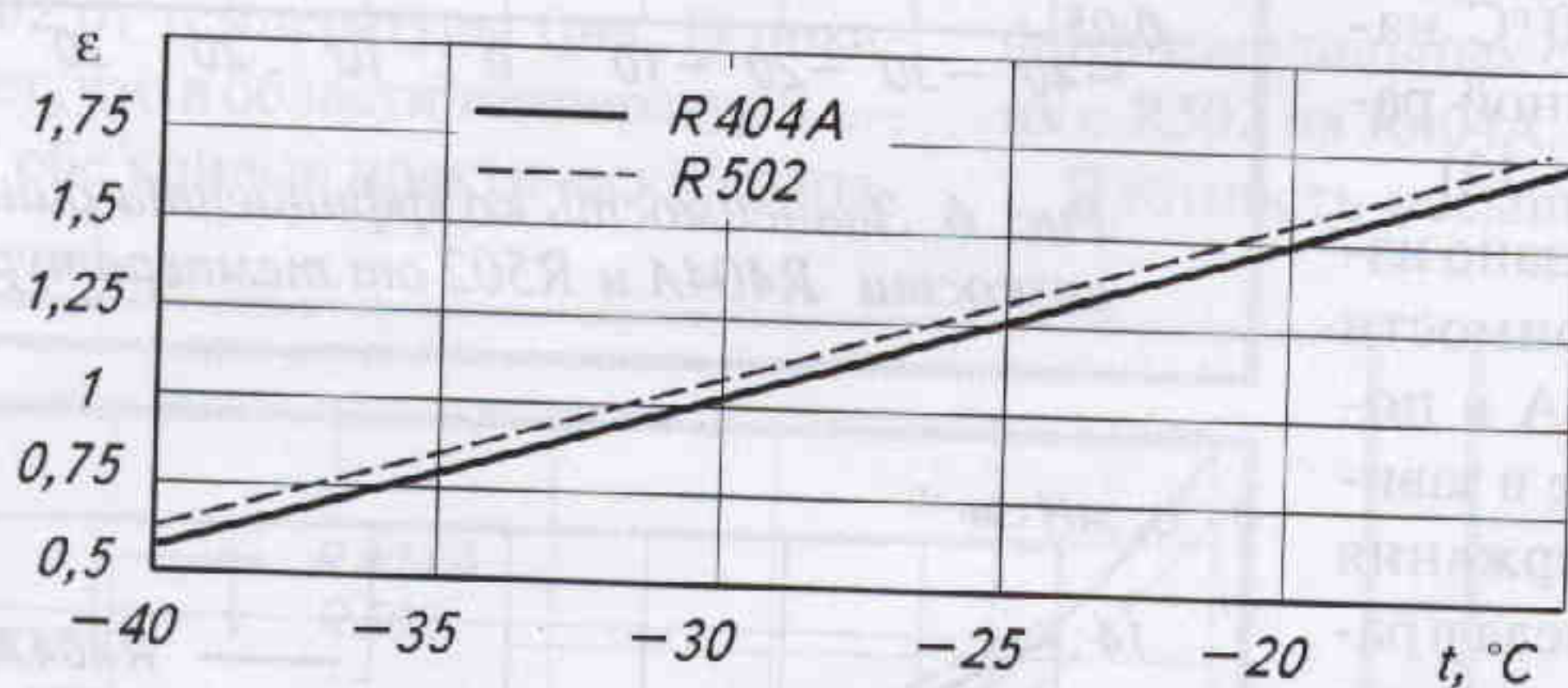


Рис. 11. Зависимость холодильного коэффициента R404A и R502 от температуры кипения

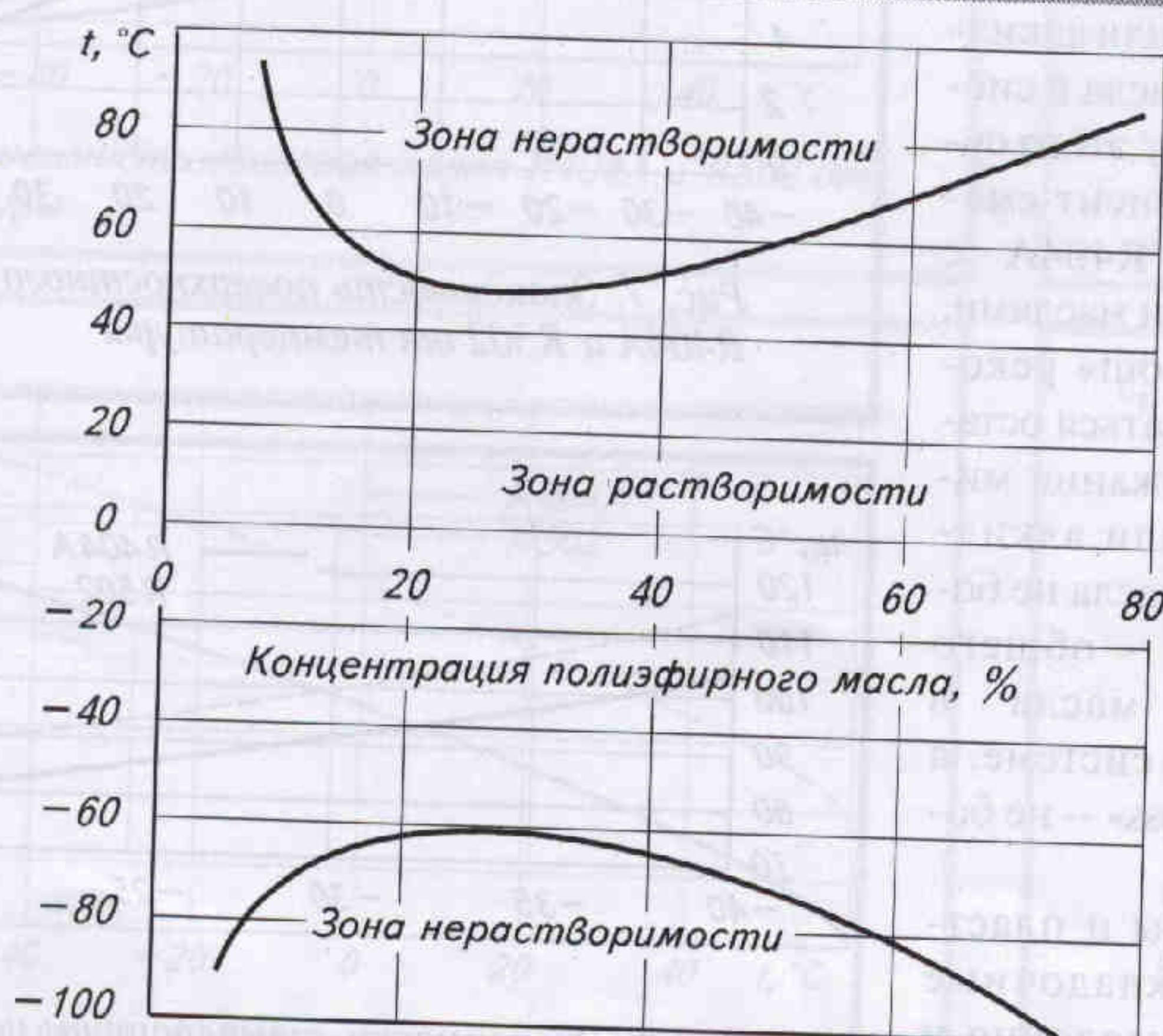


Рис. 12. Растворимость R404A в полиэфирном масле

контактируют со смесью хладагента и масла. Чтобы оценить химическую стабильность эластомеров и пластмасс при контакте со смесью R404A+полиэфирное масло, фирмой ATOFINA были проведены испытания в соответствии с требованиями стандарта NFT 46013 (продолжительность испытаний 7 сут при температуре 60 °C). Тесты проводили со следующими марками эластомеров: EPDM, NEOPRENE, NBR, HYPALON, HNBR— и пластмасс: PA 6/6, PET, PTFE. Как показали результаты испытаний, изменения геометрических параметров, механических свойств и массы эластомеров и пластмасс под воздействием смеси R404A + полиэфирное масло примерно такие же, как и под воздействием смеси R502 + минеральное масло.

Основные этапы ретрофита холодильных систем при переводе их с R502 на R404A следующие.

Определение рабочих параметров действующей холодильной системы. Определяют и записывают параметры холодильной системы, работающей на R502. В особенности это рекомендуется тем, кто только начинает заниматься ретрофитом оборудования.

Замена в холодильной системе минерального или алкилбензольного масла на полиэфирное. При замене минерального или алкилбензольного масла в системе оставляют хладагент R502, направляя его в ресивер. В системах с небольшими герметичными компрессорами, где нет отверстия для слива масла, для извлечения масла из компрессора может потребоваться его демонтаж. В подобных случаях масло можно слить из линии всасывания компрессора. В большинстве небольших систем таким образом удастся удалить до 90–95 % масла. Если система включает маслоотделитель, то все находящееся в нем масло сливают.

После этого измеряют количество собранного масла (не менее 50 %) и сравнивают его со значением, приведенным в спецификации на оборудование, чтобы убедиться, что основная часть масла слита из компрессора. Записывают, сколько масла удалено из системы. Затем заправляют компрессор полиэфирным маслом в необходимом количестве, равном количеству масла, уда-

ленному на предыдущем этапе. Если нет каких-либо дополнительных рекомендаций завода-изготовителя, используют полиэфирное масло той же вязкости, что и минеральное или алкилбензольное. Чтобы добиться смешиваемости R404A с полиэфирным маслом, эквивалентной смешиваемости R502 с минеральным или алкилбензольным, остаток минерального или алкилбензольного масла должен составлять не более 5% общего количества масла. Такой остаточный уровень достигается путем многократной промывки системы полиэфирным маслом, при этом может потребоваться до трех промывок.

Промывка холодильной системы предусматривает:

- удаление хладагента R502 в ресивер;
- слив масла из системы по технологии, описанной выше;
- выбор полиэфирного масла, вязкость которого должна быть равна вязкости минерального или алкилбензольного масла, слитого из системы;
- заправку системы полиэфирным маслом в количестве, равном количеству удаленного минерального или алкилбензольного масла;
- включение системы в работу с R502 для тщательного перемешивания полиэфирного и минерального масел. Система должна проработать более 24 ч.

Все перечисленные этапы повторяют еще два раза. При последующей промывке заменяют R502 на R404A. На этом же этапе устанавливают на место компрессор, если он был снят с холодильного агрегата для слива масла.

Удаление хладагента R502 из холодильной системы и его утилизация. R502 удаляют из системы и собирают в баллон для сбора хладагента. Существуют различные варианты устройств, позволяющих провести эту процедуру и создать необходимый вакуум в системе (34...67 кПа). На этом этапе взвешивают удаленный хладагент (особенно если неизвестно количество хладагента, которое рекомендуется заправить в систему). Начальную зарядку сервисной смеси определяют, исходя из количества R502, удаленного из системы. Остаточное содержание R502 в контуре не должно превышать 0,02%.

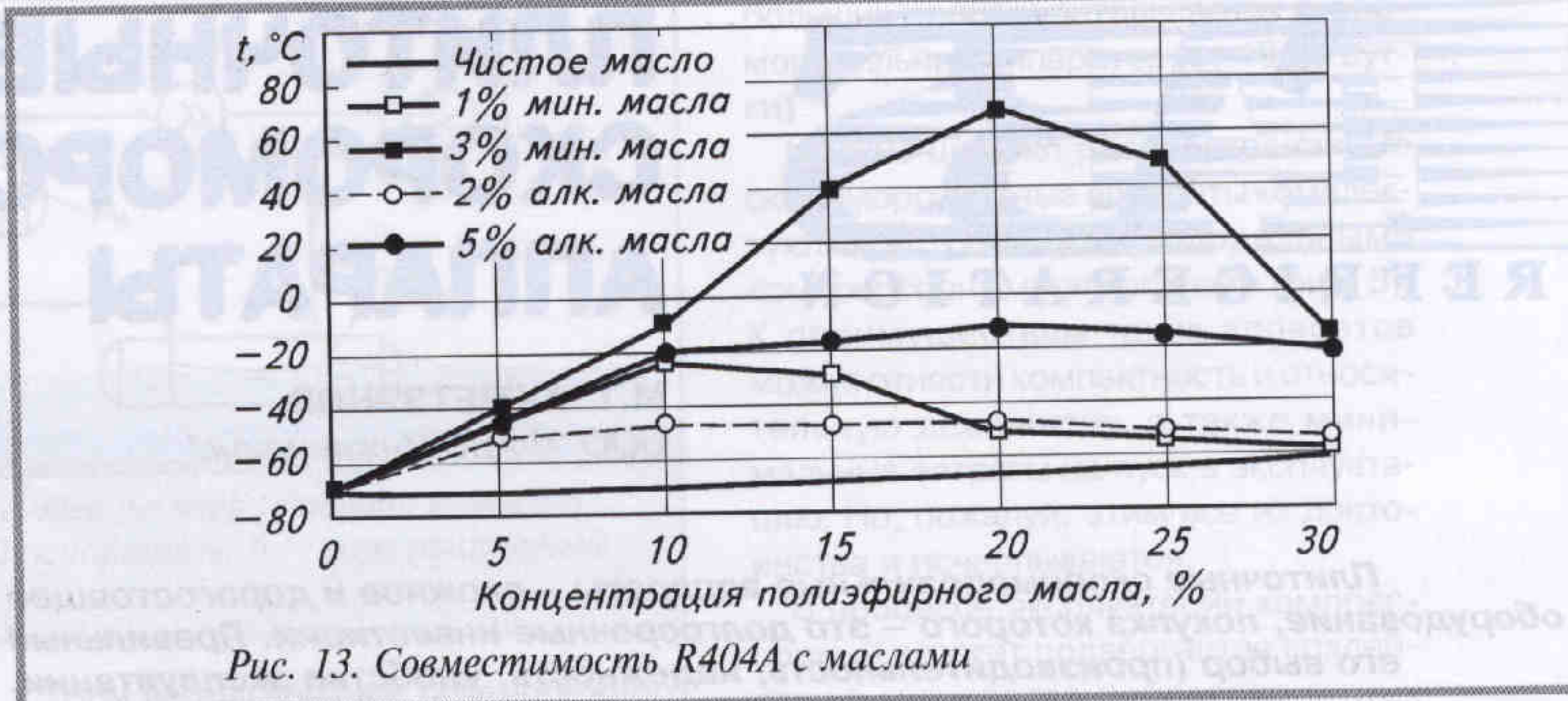


Рис. 13. Совместимость R404A с маслами

Замена фильтра-осушителя. Замена фильтра-осушителя при ретрофите представляет собой обычную процедуру, которую проводят в процессе технического обслуживания холодильной системы. Выбирают фильтр-осушитель с адсорбентом, совместимым с хладагентом R404A (например, ХН-9 или ХН-7 фирмы UOP).

Вакуумирование холодильной системы и проверка ее на герметичность. Чтобы удалить воздух и другие неконденсирующиеся газы, систему вакуумируют до давления 0,14 кПа и убеждаются в ее герметичности. Наилучшего результата можно добиться с помощью двухступенчатого вакуумного насоса, совместимого с хладагентом R404A. Запрещается применять насосы, которые раньше использовали для вакуумирования контуров с хлорсодержащими хладагентами или поочередно — для работы с различными хладагентами.

Заправка холодильной системы хладагентом R404A. Систему заправляют хладагентом R404A в газообразном или жидком состоянии из баллона. Баллоны с R404A многократного пользования оснащены погружными трубками. Это создает условия для извлечения жидкости из баллона, находящегося в вертикальном положении.

Масса R404A, требуемого для зарядки холодильной системы, меньше, чем у R502. Оптимальная загрузка зависит от условий эксплуатации, размеров испарителя, конденсатора и ресивера, а также от длины соединительных труб в системе. Для большинства типов оборудования оптимальное количество хладагента составляет 75–90% первоначальной зарядки R502, которую осуществил

производитель оборудования.

Заправку системы проводят в несколько этапов. На первом этапе рекомендуется ввести R404A в количестве около 75 % первоначальной зарядки R502. Вначале R404A вводят на линии нагнетания (при этом компрессор не работает); после выравнивания давления в системе и в баллоне заправляют систему остальной частью хладагента через линию всасывания компрессора (при этом компрессор работает). Жидкий хладагент никогда не должен поступать через линию всасывания компрессора из-за опасности гидравлического удара. При необходимости заправки хладагента через линию всасывания можно воспользоваться дросселирующим вентилем, чтобы до поступления в систему жидкость обязательно превращалась в пар.

Пуск холодильной системы, регулирование дозы заправки хладагента для обеспечения заданного режима работы. Проводят пуск системы. После стабилизации записывают значения рабочих параметров. Если они свидетельствуют о том, что оборудование недозаряжено, добавляют R404A небольшими порциями (3–5 % первоначальной зарядки), пока рабочие параметры не достигнут желаемых значений.

Маркировка холодильной системы. После ретрофита маркируют систему, чтобы в последующем для сервиса использовать те же самые хладагенты и масла. Это необходимо сделать во избежание в дальнейшем смешивания различных хладагентов. Такие смеси могут иметь непредсказуемые термодинамические характеристики, что приведет к уменьшению холодопроизводительности и падению эффективности работы системы.

М.Т. АХМЕТЗЯНОВ
ООО "ФАБС Инжиниринг"

Плиточные скороморозильные аппараты – сложное и дорогостоящее оборудование, покупка которого – это долгосрочные инвестиции. Правильный его выбор (производительность, надежность, удобство эксплуатации, ремонтпригодность) определяет отдачу от вложенных средств. Чтобы облегчить потребителю сложную задачу выбора плиточного скороморозильного оборудования, приводим описание принципов его работы и различные варианты технического исполнения.

Контактное плиточное замораживание – один из наиболее эффективных его способов. Непосредственный контакт испарителя и замораживаемого продукта позволяет достигнуть максимальной интенсивности теплообмена и соответственно максимальной скорости замораживания.

Для увеличения поверхности контакта с плитами и, следовательно, повышения эффективности аппарата замораживаемый продукт подпрессовывают (рис. 1).

В плиты может подаваться как непосредственно хладагент, так и промежуточный хладоноситель. Непосредственное кипение хладагента в плитах имеет ряд преимуществ: температура кипения хладагента в плите

достаточно близка температуре всасываемого пара (разница около 1 °С), а в некоторых схемах она постоянна по всей длине каналов, что обеспечивает максимально низкую температуру поверхности плит, и, соответственно, равномерно-интенсивное замораживание. Отсутствие промежуточного хладоносителя обеспечивает режим, оптимизирующий работу компрессора, а именно повышение холодопроизводительности и понижение удельного энергопотребления.

Схемы с непосредственным кипением разделяются на схемы с перегревом и затопленные.

В схемах с перегревом весь хладагент, подаваемый в плиты, при прохождении через скороморозильный

аппарат испаряется. Безопасность работы компрессора в таких условиях зависит от перегрева – разности между температурой кипения и температурой пара на входе в компрессор. Величина перегрева задается различными регулирующими приборами. Точность настройки определяет надежность работы системы.

Схематично процесс кипения в плитах при различных значениях перегрева представлен на рис. 2.

При значительном изменении тепловой нагрузки величина перегрева сильно колеблется и часто становится нулевой, т.е. компрессор подвергается опасности гидравлического удара. Для полной защиты от гидроударов после испарителя необходимо устанавливать отделитель жидкости, вместимость которого должна быть не менее всего объема хладагента, заполняющего плиточный испаритель.

В схемах с затопленным испарителем, как видно из названия, весь его внутренний объем заполнен жидким хладагентом. В плитах скороморозильного аппарата испаряется только часть хладагента. Неиспарившийся жидкий хладагент обеспечивает более высокий коэффициент теплопередачи, и процесс замораживания протекает более интенсивно. Кроме того, в таком испарителе отсутствует зона 100%-ного пара (зона перегрева), где интенсивность теплообмена на порядок ниже, чем в зоне кипения.

При одинаковой площади поверхности испарителя интенсивность теплообмена в схеме с затопленным испарителем на 10–30% выше, чем в схеме с перегревом. Иными словами, при одинаковой геометрии плиточного испарителя и одинаковой холодопроизводительности компрессора можно заморозить на 10–30% больше продукции.

Жидкий хладагент в плиты испарителя подается из циркуляционного ресивера с помощью насоса или под действием силы тяжести. При этом большое значение для скорости замо-

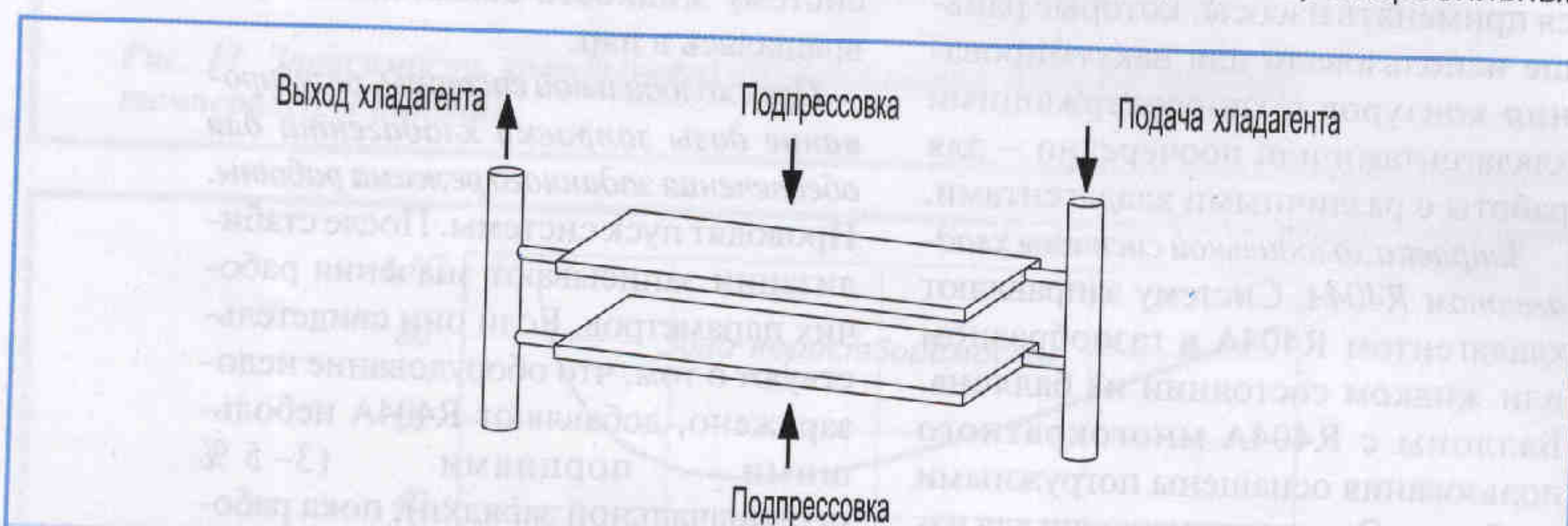


Рис. 1. Схема плиточного аппарата

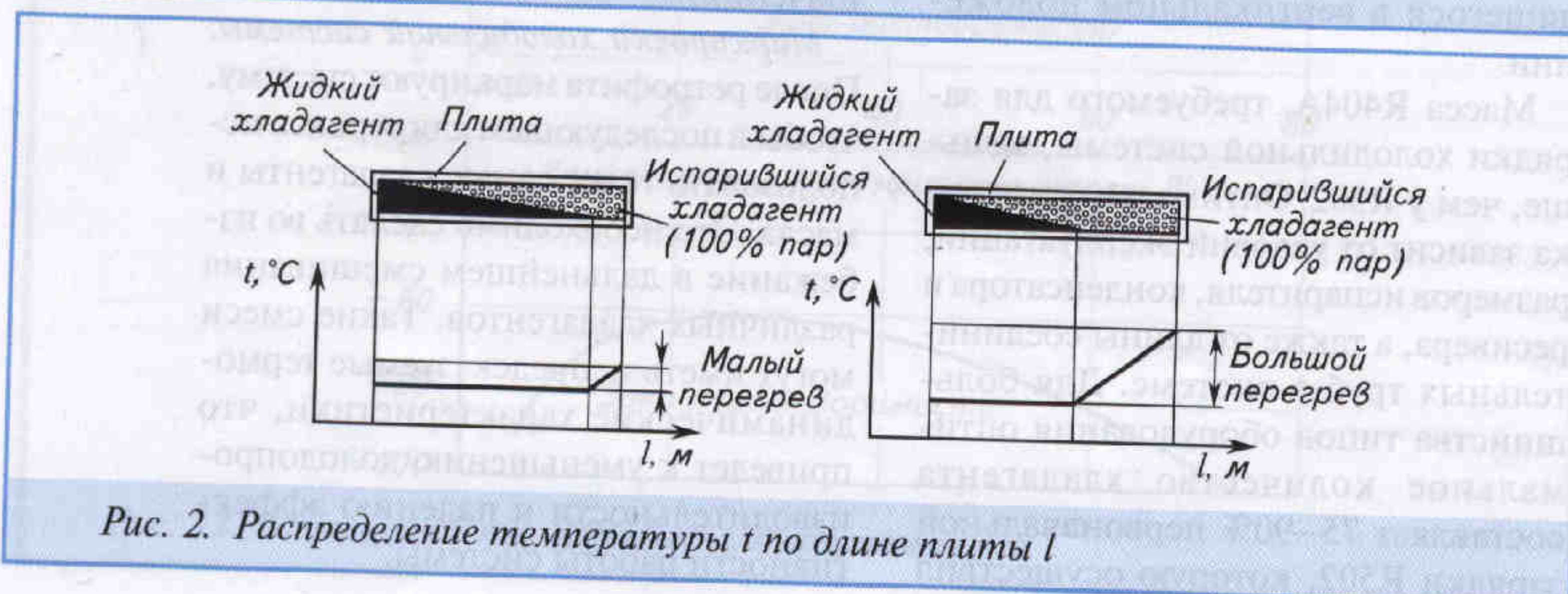
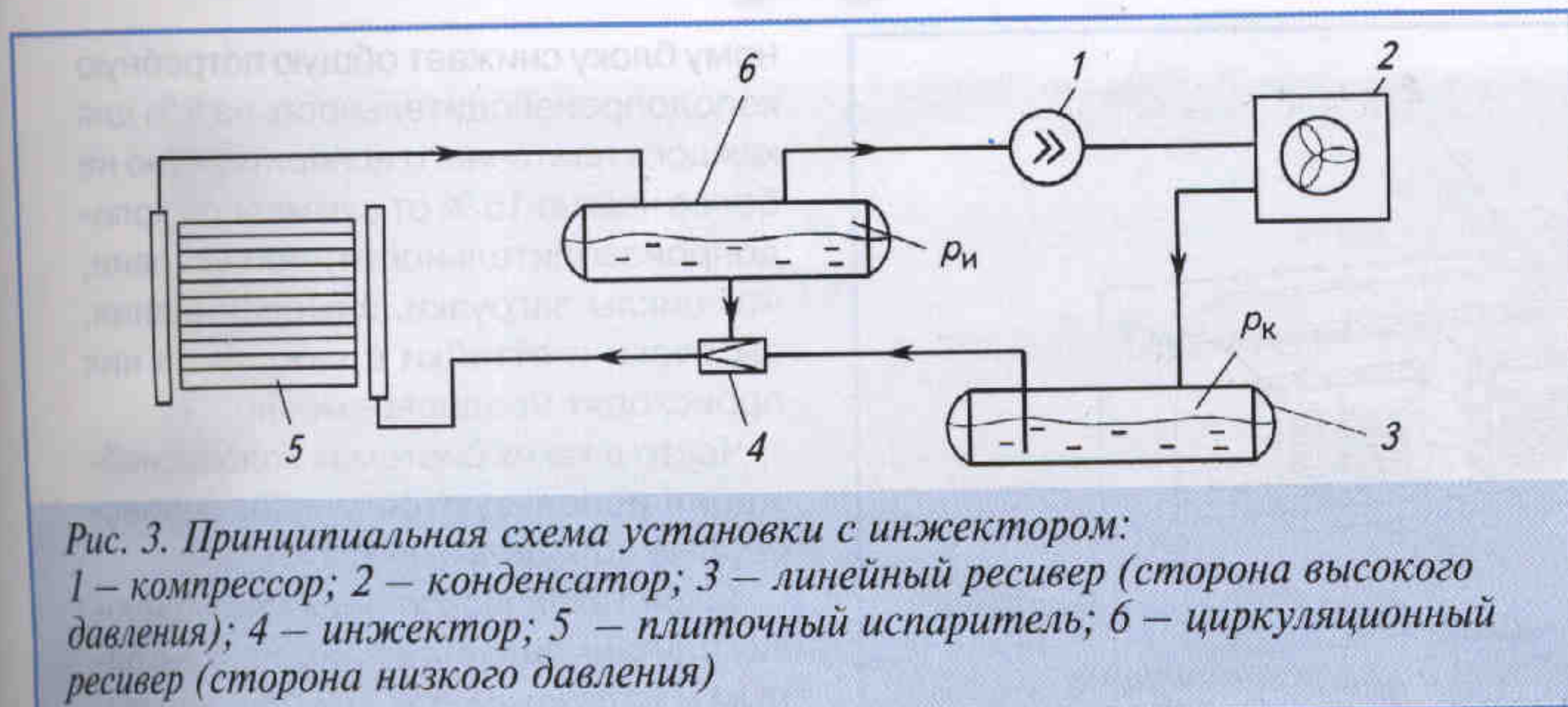


Рис. 2. Распределение температуры t по длине плиты l



больших производительностях скоромороозильных аппаратов (от 10 т в сутки).

Многие широко распространенные скоромороозильные аппараты комплектуются встроенными холодильными компрессорными агрегатами (рис. 5). К преимуществам таких аппаратов можно отнести компактность и относительную дешевизну, а также минимальные затраты на пуск в эксплуатацию. Но, пожалуй, этим все их достоинства и исчерпываются.

В процессе эксплуатации компрессорный агрегат подвергается воздействию множества неблагоприятных факторов, прежде всего агрессивной среды, используемой для оттайки плит и т. д. Не исключено нежелательное вмешательство в работу агрегата находящегося рядом персонала. Кроме того, компрессорный агрегат сам является источником шума и тепла.

Производительность скоромороозильных аппаратов со встроенным компрессорным агрегатом, как правило, ограничивается 5...7 т/сут.

Для увеличения производительности (10 т/сут и выше) оптимальным решением является использование выносного компрессорного агрегата, что обеспечивает ряд преимуществ:

- исключается вредное воздействие агрессивных сред;
- ограничивается доступ к агрегату (обслуживает только специально обученный квалифицированный персонал);
- шум и дополнительное тепло от агрегата не проникают в технологическое рабочее помещение;
- при проведении регламентных работ технический персонал большую часть времени находится вне техноло-

раживания имеет кратность циркуляции, т. е. отношение массы жидкости, перекачиваемой в системе за единицу времени, к массе испарившегося газа.

Существует два принципиально разных типа насосов, которые нашли широкое применение в плиточных скоромороозильных аппаратах. Это струйные насосы, более известные как инжекторы (далее – инжекторы), и центробежные насосы (далее – насосы).

Инжекторы обеспечивают подачу струи хладагента из циркуляционного ресивера в плиты скоромороозильного аппарата в результате смешения потоков подаваемой и подающей жидкости. Принципиальная схема холодообеспечения с инжектором представлена на рис. 3.

При инжекторной подаче хладагента в плиты кратность циркуляции, скорость потока жидкости зависят от большого числа переменных факторов (давлений нагнетания и всасывания, качества изготовления самого инжектора, потерь давления в системе и др.), многие из которых изменяются по времени. В инжекторной схеме не рекомендуется снижать давление конденсации, что, в свою очередь, не позволяет оптимизировать энергозатраты на единицу замороженной продукции, а также увеличить производительность компрессора.

При использовании центробежного насоса (рис. 4) многие из перечисленных факторов практически не оказывают никакого влияния на объемную подачу хладагента в плиты, которая, как и интенсивность теплообмена и скорость замораживания продукта, определяется только характеристиками насоса. Для достижения заявленного времени замораживания в плиточных скоромороозильных аппаратах производители рекомендуют обеспечить кратность циркуляции 4:1–5:1 для R22 и 7:1 для аммиака.

Насос обеспечивает равномерную подачу хладагента в плиты, благодаря чему исключается образование застойных зон и поддерживается интенсивный теплоотвод от замороженного продукта. Насосная циркуляция хладагента позволяет получать одинаковые температуры кипения в плитах независимо от их расположения по высоте и соответственно одинаковые температуры в замороженных блоках независимо от того, в какой части (внизу или наверху) плиточного испарителя находился замораживаемый блок. Высокая скорость хладагента в плитах препятствует «замасливанию» (накоплению масла в испарителе) и снижению интенсивности теплообмена (уменьшению скорости замораживания).

Использование насосно-циркуляционной схемы оправдано при средних и

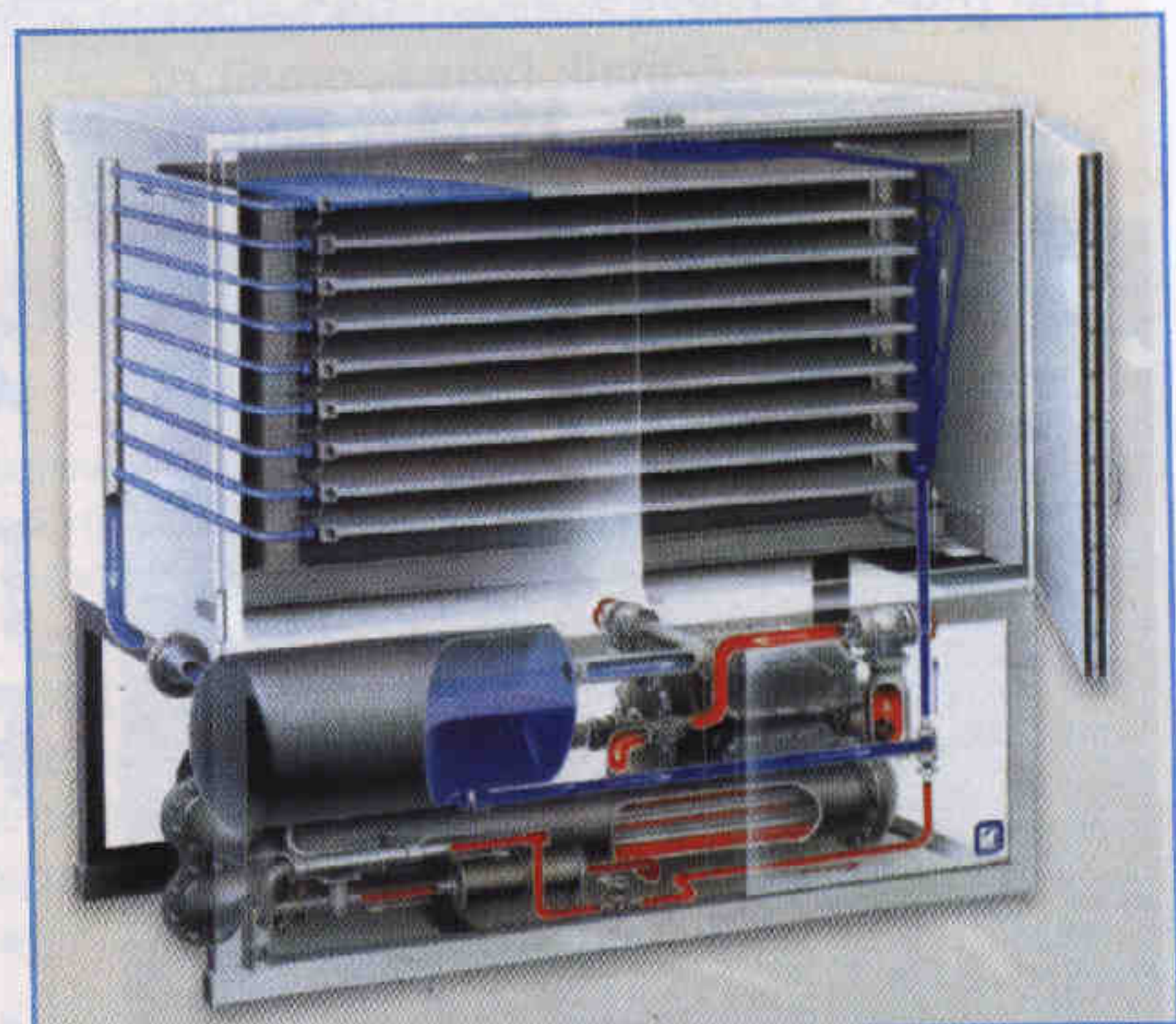
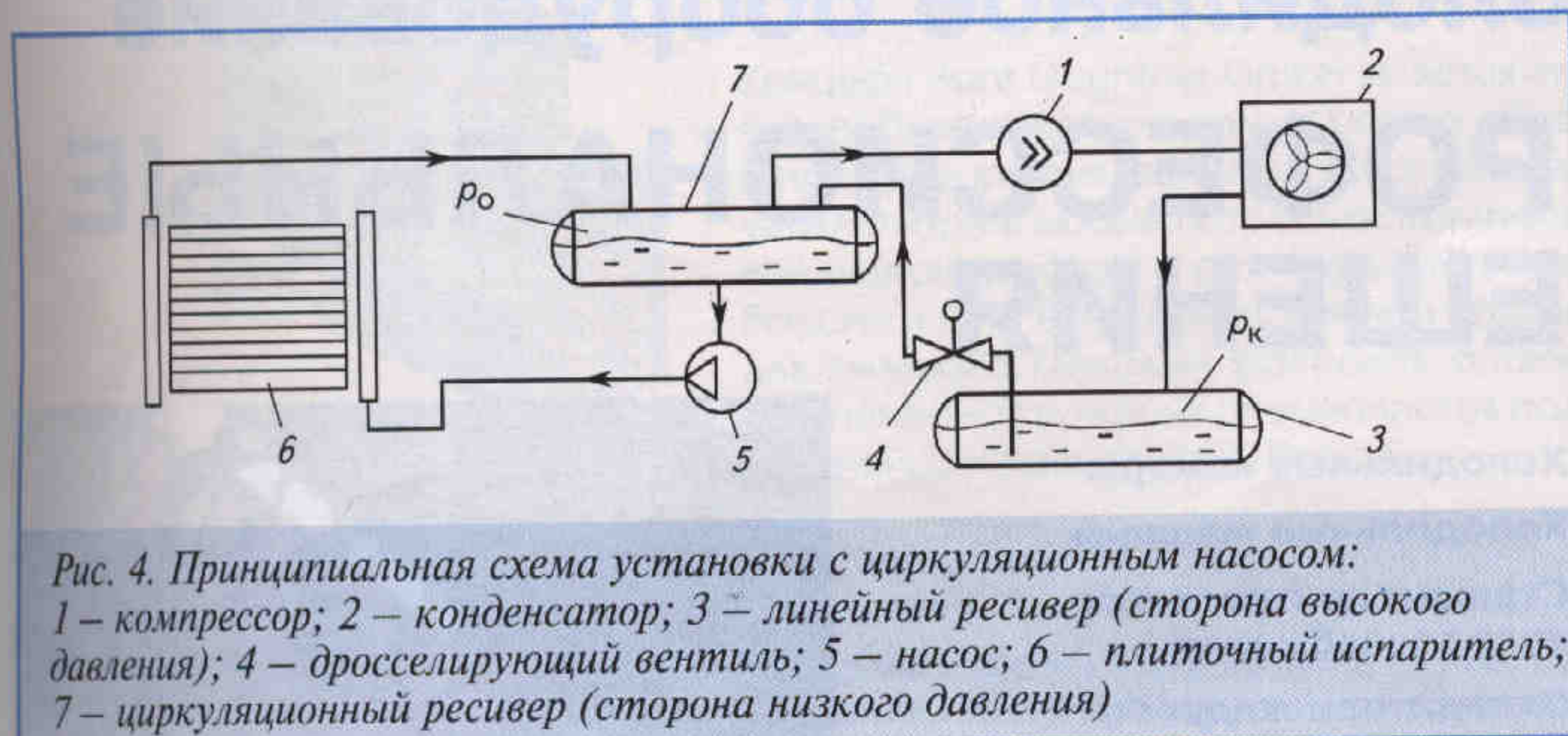


Рис. 5. Плиточный скоромороозильный аппарат со встроенным холодильным компрессорным агрегатом

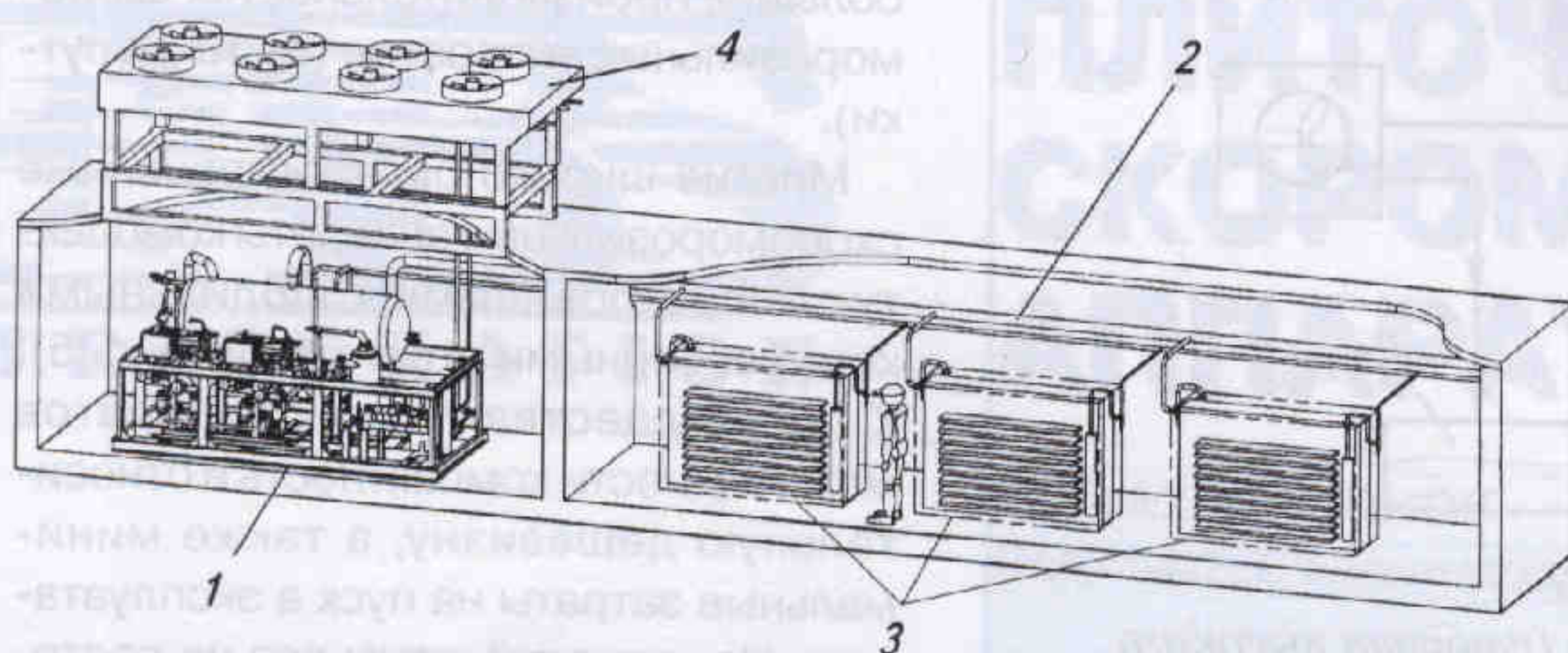


Рис. 6. Компрессорный блок с группой плиточных испарителей:
1 — компрессорный агрегат с циркуляционным ресивером и циркуляционными насосами; 2 — коллекторы подачи и возврата хладагента; 3 — плиточный испаритель; 4 — воздушный конденсатор

гического помещения (чем обеспечивается соблюдение санитарных норм). Его пребывание ограничено зонами компрессорного агрегата, конденсатора и маслоохладителя;

- при компоновке выносного компрессорного агрегата нет необходимости вписываться в определенные небольшие габариты, поэтому расположение отдельных узлов и элементов может быть таким, как это требуется для удобства контроля, обслуживания и даже замены отдельных узлов.

К недостаткам таких систем холодо-снабжения можно отнести относительно сложный и длительный (до несколь-

ких недель) процесс монтажа и пусконаладочных работ, часто проводимых в очень трудных условиях. Однако эксплуатационные преимущества компенсируют все первоначальные трудности и затраты.

Плиточные скороморозильные аппараты производительностью 10 т/сут и более рекомендуется оснащать холодильной станцией, работающей по насосно-циркуляционной схеме, что позволяет легко организовать холодо-снабжение нескольких плиточных испарителей, работающих параллельно (рис. 6).

Подключение к одному компрессор-

ному блоку снижает общую требуемую холодопроизводительность на 5 % для каждого плиточного испарителя (но не более чем на 15 % от суммарной холодопроизводительности) при условии, что циклы загрузки, замораживания, выгрузки и оттайки в каждом из них происходят одновременно.

Часто в таких системах холодо-снабжения используются многокомпрессорные холодильные блоки.

Такое техническое решение во многих случаях является наиболее выгодным и надежным, так как обеспечивает:

- большую холодопроизводительность (увеличение холодопроизводительности кратно числу компрессоров);

- высокую степень надежности всего холодильного комплекса (при выходе из строя одного из компрессоров оставшиеся обеспечат работу всех плиточных аппаратов);

- оптимальное соотношение цены и производительности.

Продолжение следует

ООО «ФАБС Инжиниринг»
125 190, Россия, г. Москва,
Ленинградский пр. 80
Тел.: (095) 737 82 52, 943 92 26,
E-mail: fabs@comail.ru

FABS
REFRIGERATION

Москва, Ленинградский пр-т, 80
Тел: (095) 737-8252, факс: 943-9226
E-mail: fabs@comail.ru
www.fabs.ru



Холодильное оборудование ПРОФЕССИОНАЛЬНЫЕ РЕШЕНИЯ

- Холодильные камеры
- Холодильные машины
- Станции центрального холодо-снабжения
- Охладители жидкости
- Скороморозильное оборудование
- Климатическое оборудование
- Льдоаккумуляторы





Компрессорное оборудование компании «Данфосс»

Спиральные компрессоры

В настоящее время в номенклатуре выпускаемого компанией «Данфосс» компрессорного оборудования четко просматриваются два направления: Danfoss Household Compressors – компрессоры и компрессорно-конденсаторные агрегаты бытового и торгового применения (рис. 1) и Danfoss Commercial Compressors – компрессоры и компрессорно-конденсаторные агрегаты коммерческого применения (рис. 2).

С 1 января 2003 г. завод Danfoss Maneurop переименован в Danfoss Commercial Compressors.



Рис. 1. Компрессоры бытового и торгового применения



Рис. 2. Компрессорное оборудование коммерческого применения

Номенклатурный ряд компрессоров коммерческого применения пополнился большими спиральными компрессорами SY/SZ 240/300 холодопроизводительностью в режиме кондиционирования до 78 кВт. В 2003 г. начинается выпуск низкотемпературных спиральных компрессоров (далее СК) с температурой кипения до -45°C .

Компания «Данфосс» выпускает СК под маркой Performer (рис. 3).

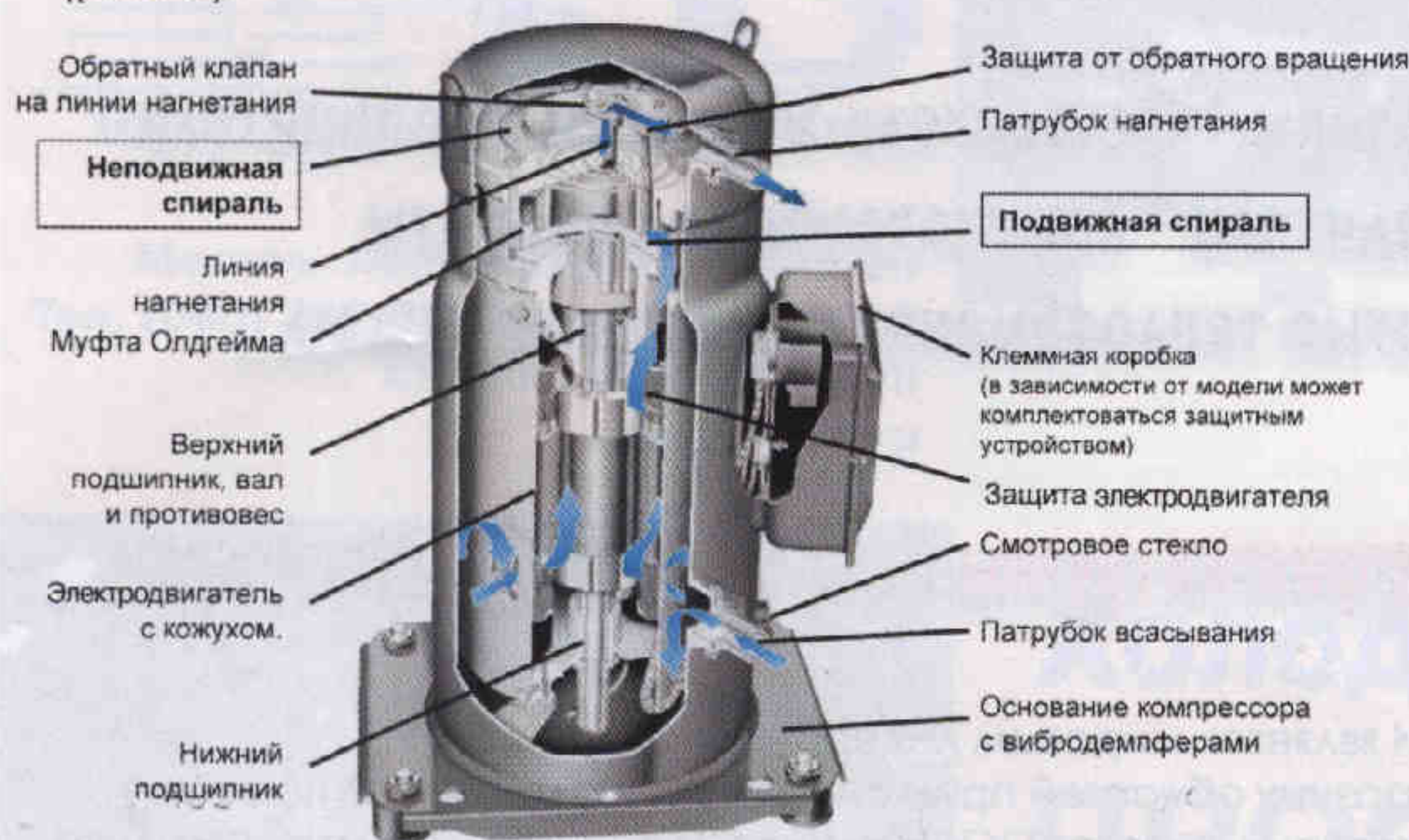


Рис. 3. Конструкция спирального компрессора Performer

Высокие экономические и эксплуатационные показатели СК обусловлены следующими его конструктивными особенностями:

- сжатие газа происходит одновременно в нескольких ячейках от периферии к центру, перепад давлений между соседними полостями сжатия меньше общего перепада, при этом горячий сжатый газ отделен от холодного всасываемого;
- малый перепад давлений между соседними полостями сжатия уменьшает потери от перетечек;
- крутящий момент на валу незначительно отклоняется от среднего значения;
- число пар трения в спиральном компрессоре в несколько раз меньше, чем в поршневом.

Перечисленные особенности приводят к уменьшению вибраций, снижению уровня шума, повышению надежности и срока службы, уменьшению размеров и массы компрессора, увеличению КПД.

Так, холодильный коэффициент поршневого компрессора MT80 (при температурах кипения 5°C , конденсации 40°C) составляет 2,84. Равный по мощности СК Performer SM084 имеет холодильный коэффициент 3,27. Преимущества очевидны. Уровень шума компрессоров MT80 равен 74,8 дБ, компрессора SM084 – 70 дБ, т. е. примерно в три раза ниже, что благоприятнее для человеческого слуха.

Коэффициент подачи СК значительно превышает этот параметр поршневого компрессора.

Один из путей увеличения эффективности работы спирального компрессора – уменьшение перетечек между соседними полостями сжатия СК. Для этого необходимо обеспечить герметизацию боковых и торцевых поверхностей спиралей (рис. 4).

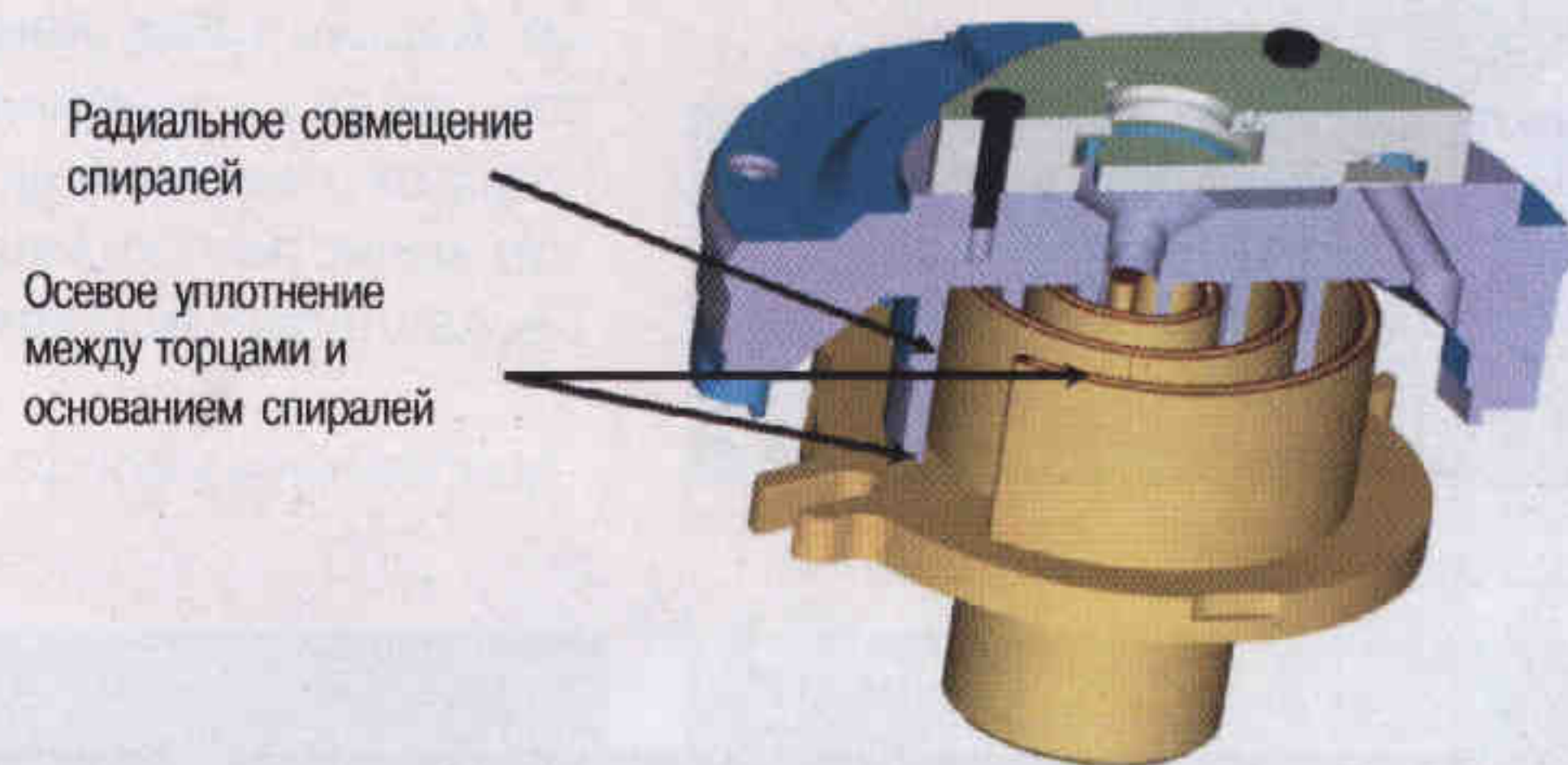


Рис. 4. Performer®. Конструкция уплотнений

В настоящее время известны две технологии уплотнения спиральных элементов по торцу:

- сверхточное совмещение сопряженных спиралей;
- использование различных видов торцевых уплотнений.

В компрессорах марки Performer компания «Данфосс» использует запатентованные торцевые уплотнения спиралей с плавающими пластинами (рис. 5).



Рис. 5. Торцевое уплотнение: а – конструкция уплотнения; б – уплотняющие пластины

Такая технология имеет ряд преимуществ.

За счет давления газов пластины прижимаются к спиральям, скольжение металлических поверхностей происходит по масляной пленке. Между торцами и основаниями спиралей теоретически всегда есть небольшой зазор, поэтому трения металла о металл не происходит. При таком уплотнении нет необходимости в сверхточном совмещении спиральных элементов, которое очень трудно выполнить. Торцевые уплотнения позволяют сглаживать отклонения размеров и формы. Их уникальная конструкция обеспечивает идеальную герметичность по всей длине спиралей при любых условиях работы СК.

Уплотнение боковых поверхностей спиралей Performer показано на рис. 6. При работе компрессора спирали скользят относительно друг друга по масляной пленке.

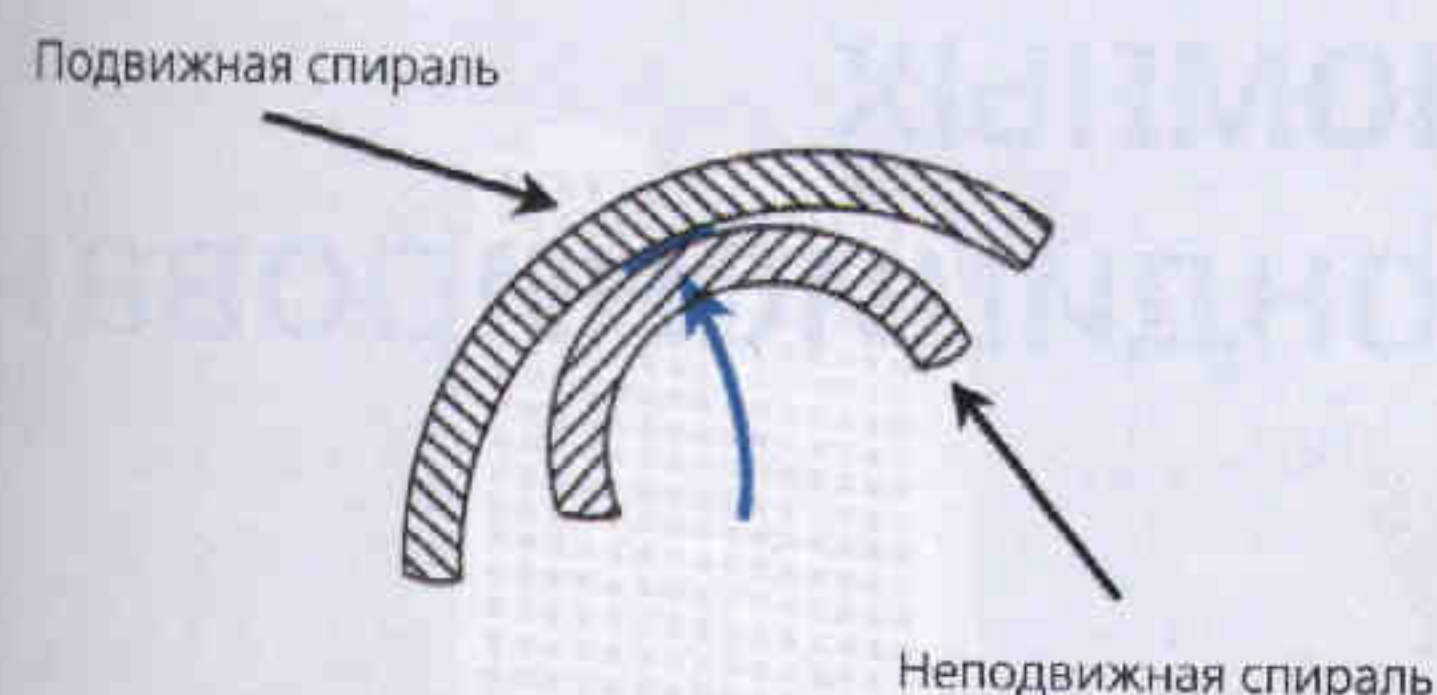


Рис. 6. Уплотнение боковых поверхностей спиралей

Уникальная технология уплотнений в сочетании с высокой точностью механической обработки спиралей гарантирует высокую эффективность и долговечность работы СК.

Схемы холодильных установок на базе поршневых и спиральных компрессоров практически не различаются, хотя есть некоторые особенности, о которых речь пойдет далее.

Возврат масла при параллельном монтаже компрессоров

Специально для СК Performer была разработана и протестирована компанией «Данфосс» динамическая система возврата масла с минимальными потерями давления, которая позволяет исключить традиционные маслоотделители из холодильных установок.

СК Performer, особенно большие модели, выбрасывают минимальное количество масла в линию нагнетания, поэтому не требуются дополнительные устройства возврата масла (например, маслоотделители), а достаточно применить динамическую систему маслоотделения при условии правильного расчета и подбора трубопроводов и других компонентов системы.

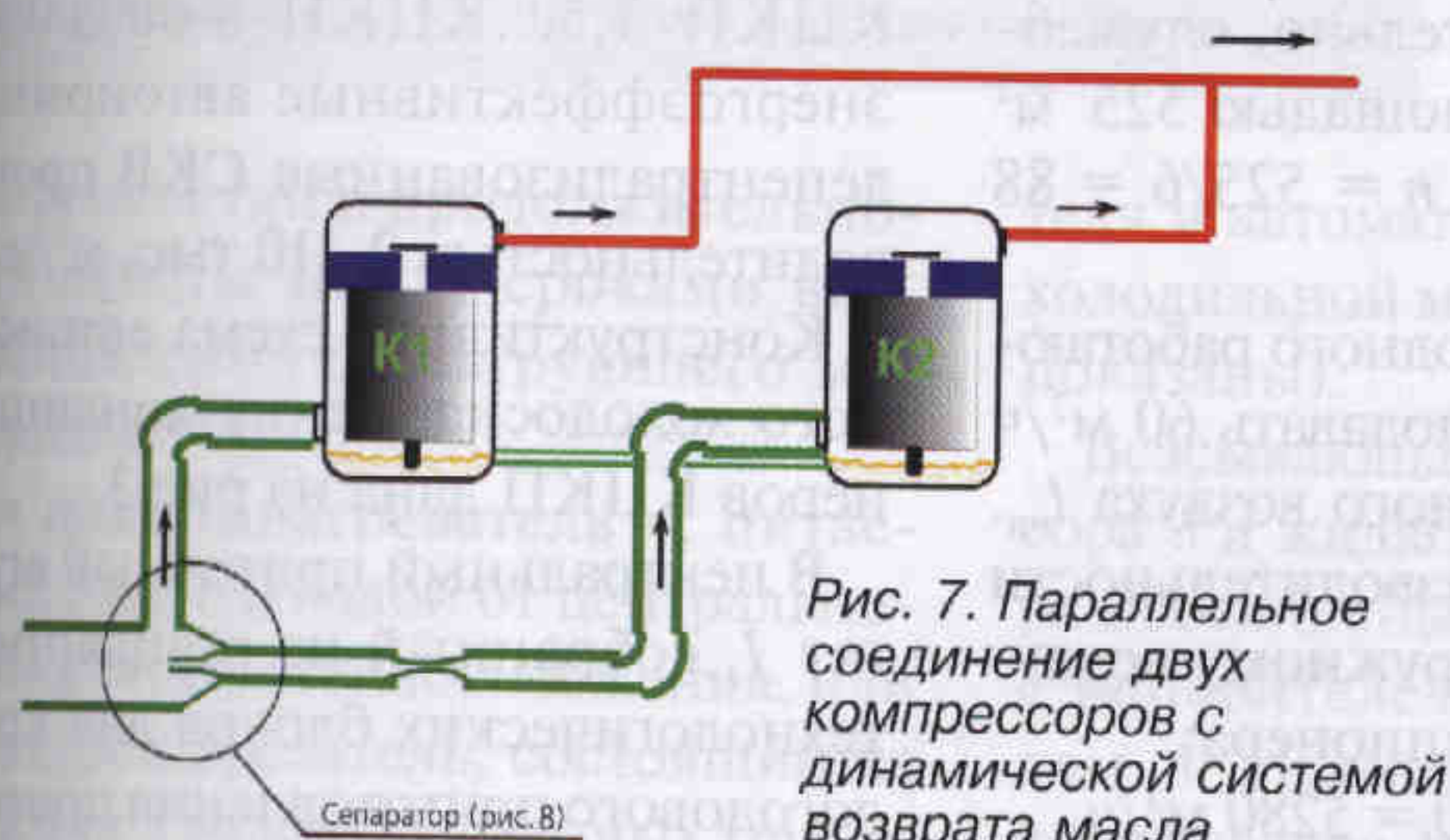


Рис. 7. Параллельное соединение двух компрессоров с динамической системой возврата масла

Параллельное соединение двух компрессоров с динамической системой возврата масла показано на рис. 7.

Благодаря использованию сепаратора, конструкция которого показана на рис. 8, основное количество масла поступает в 1-й компрессор. Кроме того, сопло сепаратора создает перепад давлений. Избыточное давление в 1-м компрессоре выталкивает масло во 2-й через линию выравнивания. Диаметр линии 3/8" для малых типоразмеров компрессоров и 1/2" – для больших. При параллельном соединении компрессоров разной мощности первым должен быть более мощный компрессор.

Важно отметить, что диаметр сопла подбирается путем

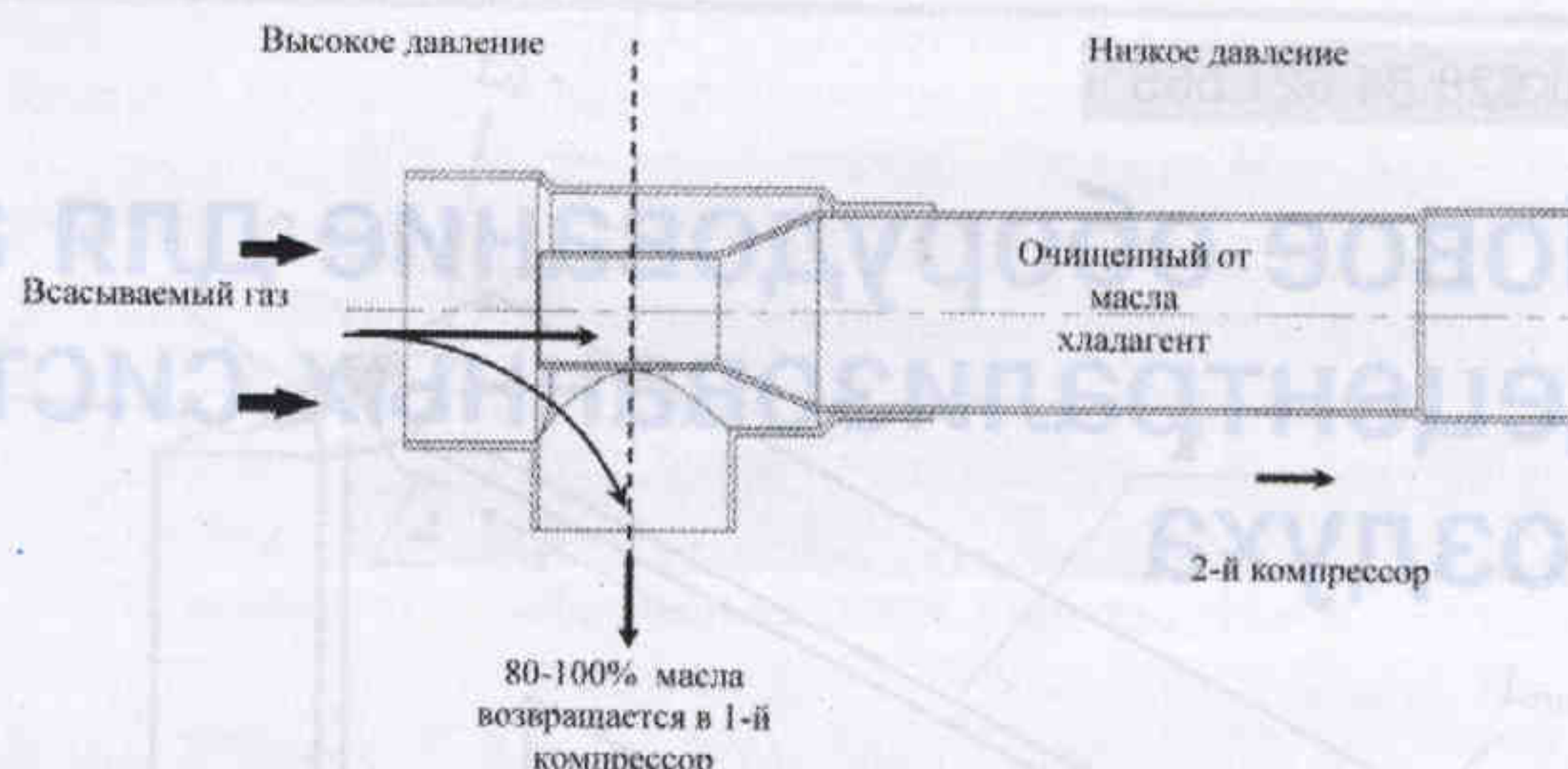


Рис. 8. Конструкция сепаратора динамической системы возврата масла (разрез сопловой части)

испытаний для каждой модели компрессора. Компания «Данфосс» производит такие сопла для всей гаммы СК Performer.

Динамическая система обеспечивает нормальный возврат масла при параллельной работе до четырех компрессоров разных типоразмеров, в то время как статическая система возврата масла применима максимум для трех компрессоров одного типоразмера.

Применение спиральных компрессоров с пластинчатыми теплообменными аппаратами

Пластинчатые теплообменные аппараты имеют относительно малый внутренний объем, поэтому во избежание чрезмерного повышения давления длина линии нагнетания должна быть не менее 1 м. Необходимо обеспечить и достаточную длину линии всасывания.

Шумовые характеристики СК в условиях жестких требований к уровню шума

Конструкция СК позволяет уменьшить уровень шума и вибраций до значения, приемлемого в системах кондиционирования. Частоты, которые генерируют больший уровень шума, были повышены, чтобы снизить его слышимость и возможность распространения. Тем не менее установки, работающие в нестандартных условиях, например при высокой степени сжатия или большей длине трубопроводов, должны быть проверены на отсутствие резонансных гармоник, которые могут вызвать нежелательное повышение шума или вибрации. При неприемлемом уровне шума одним из вариантов его снижения может быть установка глушителей на линии нагнетания. Кроме того, изменяя длину и форму трубопроводов на линиях всасывания и нагнетания, можно повысить частоту гармоники до уровня, генерирующего меньшие шум и вибрации.

Наибольшее применение компрессоры Performer находят в установках кондиционирования, чиллерах. Они хорошо зарекомендовали себя у производителей холодильной техники и оборудования для кондиционирования воздуха. Среди них такие хорошо известные компании, как Carrier, Trane, Lennox, Aermec, а также российские фирмы «Остров» и Домодедовский завод «Кондиционер».

А. Н. АНГЕЛЬЧЕВ

отдел холодильной техники и кондиционирования
ЗАО «Данфосс»

ЗАО «Данфосс»

127018, Москва,
ул. Полковая, 13
Тел.: (095) 792-5757
Факс: (095) 792-5760
E-mail: ANA@danfoss.ru
Internet: www.danfoss.ru

Филиал

197342, Санкт-Петербург,
ул. Торжковская, 5, офис 525
Тел.: (812) 327-8788
(812) 324-4012
Факс: (095) 327-8782
E-mail: spb@danfoss.ru

Филиал

34006, Ростов-на-Дону,
проспект Соколова, 29, офис 7
Тел.: (8632) 92-32-95
E-mail: Komarov@danfoss.ru

Филиал

690087, Приморский край,
г. Владивосток, ул. Котельникова, 2
Тел./факс: (4232) 20-45-10
Моб. тел.: 8 903 532-8781
E-mail: Yuferov@danfoss.ru

УДК628.84:621.565

Новое оборудование для автономных децентрализованных систем кондиционирования воздуха

Д-р техн. наук **О.Я. КОКОРИН**
МГСУ
Канд. техн. наук **А.М. ДЕРИПАСОВ**
фирма «Веза»

The experience of application of self-conditioning systems in modern multistory buildings is described. The layout of provision of unit blocks of central air conditioners with self-contained sources of refrigeration is presented. Characteristics of compressor units added to standard central air conditioners are given. The calculation of operating conditions of the air conditioner in the warm time period in Moscow is presented.

Приближение установок кондиционирования воздуха (кондиционеров) к обслуживаемым помещениям позволяет значительно сократить протяженность приточных воздуховодов и, следовательно, снизить расходы на их сооружение и затраты энергии на преодоление аэродинамического сопротивления.

Как правило, децентрализованные системы кондиционирования воздуха предназначены для обслуживания группы помещений с одинаковой ориентацией окон по отношению к солнцу. Это позволяет осуществлять наиболее энергосберегающие режимы работы систем.

Децентрализованные СКВ получили широкое распространение в односемейных домах и квартирах, при обслуживании помещений с повышенными требованиями к качеству и точности поддержания внутренних параметров воздуха (операционные в больницах, «чистые помещения» в электронном производстве и др.). Однако децентрализованные СКВ применяют и в современных многоэтажных зданиях. Примером этого может служить 52-этажное здание «Сумито-мо Билдинг» в Токио (рис. 1).

На рис. 2 показана принципиальная схема применения трех СКВ для обслуживания служебных помещений на одном из этажей. Площадь каждого этажа равна 2624 м². В центре здания по всей высоте проходит треугольный атриум.

Кондиционеры 1 располагаются в торцах треугольного (в плане) этажа здания. Каждый кондиционер связан приточным воздуховодом 2 с помещениями, расположенными вдоль одного из фасадов. Общая площадь обслуживаемых одним кондиционером помещений 525 м². Современные служебные помещения насыщены большим количеством офисной техники (компьютеры, сканеры и т.д.), размещение которой требует порядка 6 м² площади пола на одного работающего. Следовательно, служебные помещения площадью 525 м² смогут разместить $n = 525/6 = 88$ человек.

По СНиП [3] на одного работающего необходимо подавать 60 м³/ч приточного наружного воздуха $l_{\text{пр}}$. Это потребует производительности по приточному наружному воздуху от одного кондиционера:

$$L_{\text{пр}} = n l_{\text{пр}} = 88 \cdot 60 = 5280 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Отработанный воздух забирается вытяжным агрегатом 3 из коридора и выбрасывается наружу. Забор приточного $L_{\text{пр}}$ и выброс вытяжного $L_{\text{в}}$ воздуха осуществляются через подвижные направляющие, проходящие по всей высоте здания.

На рис. 1 хорошо видно архитектурное оформление мест забора приточного наружного и выброса удаляемого вытяжного воздуха.

Значительные энергетические преимущества обеспечивает применение индивидуального источника холода для приточных агрегатов 1 (см. рис. 2). Это создает автоном-

ность каждой из СКВ, обслуживающих часть этажа вдоль определенного фасада. Режимы работы источников холодоснабжения легко согласуются с особенностями формирования теплового режима в помещениях каждой из сторон здания.

Фирма «Веза» разработала и изготавливает новое оборудование, позволяющее при совмещении с разработанными ею стандартными центральными кондиционерами типоразмерного ряда КЦКП-3,5...КЦКП-8 создавать энергоэффективные автономные децентрализованные СКВ производительностью 2...10 тыс. м³/ч.

Конструктивная схема автономного холодоснабжения кондиционеров КЦКП дана на рис. 3.

В центральный приточный агрегат 1, собранный из стандартных технологических блоков для круглогодичного приготовления приточного наружного воздуха в количестве $L_{\text{п}} = L_{\text{пр}}$, входят:

- воздушный клапан 2 с электрическим приводом, заблокированным с пускателем электродвигателя приточного вентилятора (при пуске электродвигателя и начале работы приточного вентилятора электрический привод открывает воздушные клапаны, а при остановке электродвигателя вентилятора закрывает их, что препятствует проникновению наружного воздуха в кондиционер);

- воздушный фильтр 3, который выбирают по требуемой сте-

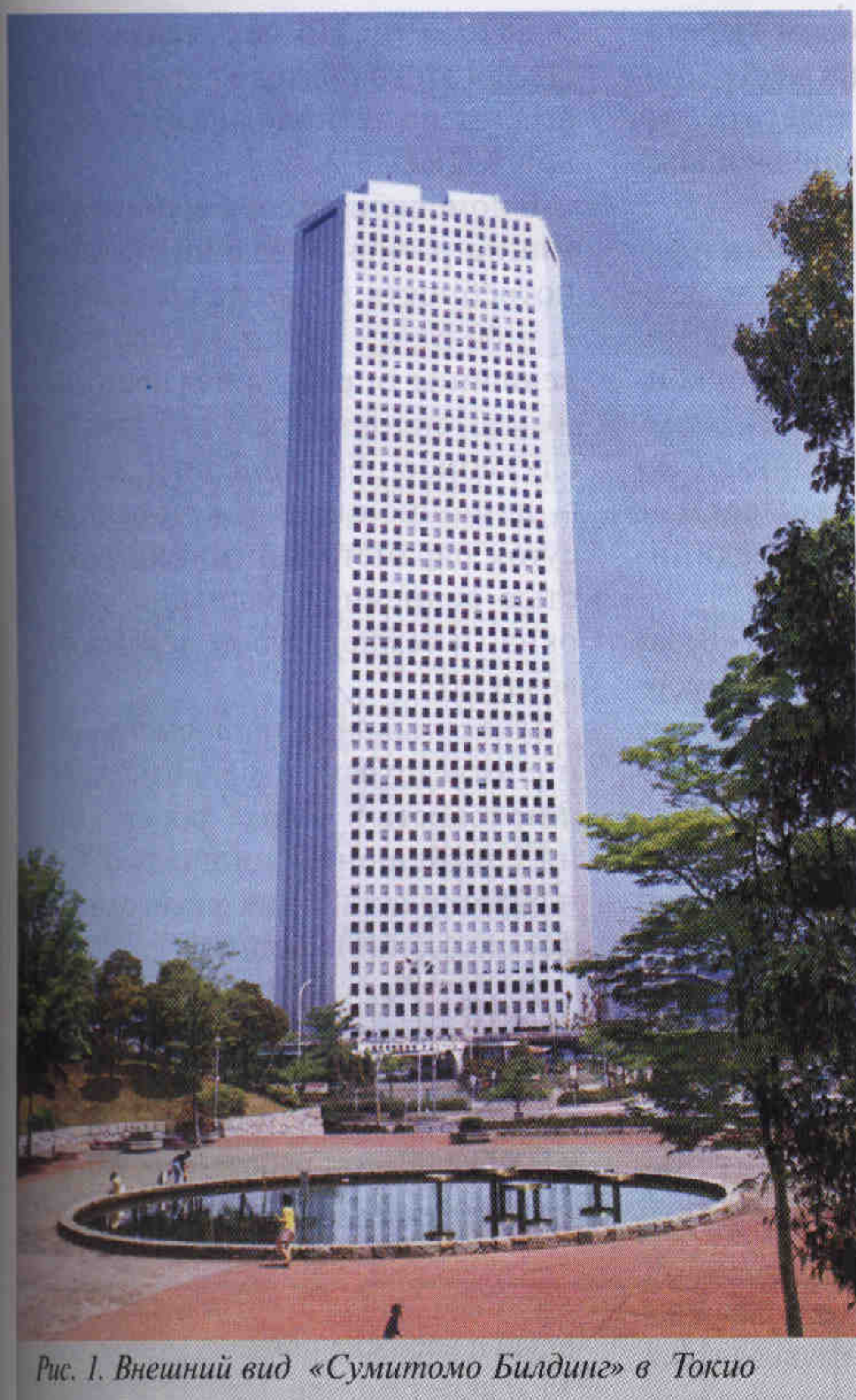


Рис. 1. Внешний вид «Сумитомо Билдинг» в Токио

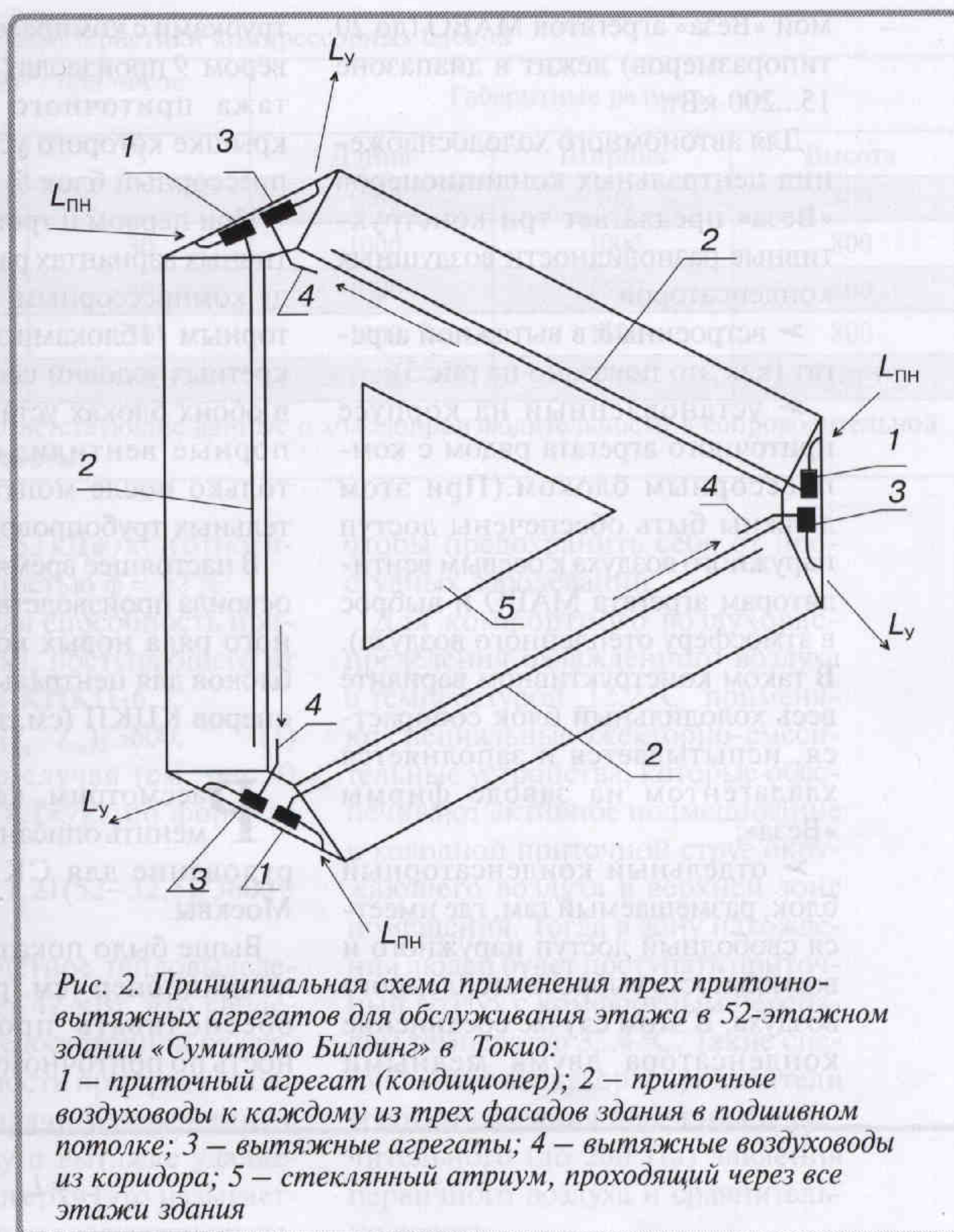


Рис. 2. Принципиальная схема применения трех приточно-вытяжных агрегатов для обслуживания этажа в 52-этажном здании «Сумитомо Билдинг» в Токио:

1 — приточный агрегат (кондиционер); 2 — приточные воздуховоды к каждому из трех фасадов здания в подшивном потолке; 3 — вытяжные агрегаты; 4 — вытяжные воздуховоды из коридора; 5 — стеклянный атриум, проходящий через все этажи здания

пени очистки и продолжительности работы между сроками восстановления фильтрующего материала [1];

- воздухонагреватель 4, питаемый горячей водой от центрального источника теплоснабжения, или электронагреватель, состоящий из 1, 2 или 3 рядов оребренных трубок [1];

- воздухоохладитель 5 с непосредственным кипением хладагента (R22 или R134a) в трубках;

- приточный вентилятор 6 двухстороннего всасывания с приводом от электродвигателя через ременную передачу с облегченными шкивами из алюминиевого сплава (возможно регулирование частоты вращения в диапазоне $\pm 10\%$).

Сверху на каркасе секций КЦКП смонтирован новый компрессорный блок 7, состоящий из компрессора 8, ресивера 9, фильтра-осушителя

и автоматики защиты работы холодильной машины (на рис. 3 не показаны).

Всасывающая сторона компрессора 8 и жидкостная часть ресивера 9 соединены медными трубками с испарителем-воздухоохладителем 5. Нагнетательная сторона компрессора 8 и верхняя часть ресивера 9 соединены с воздушным конденсатором 11, встроенным в вытяжной агрегат 10.

Фирма «Веза» разработала и поставляет выносные модульные агрегаты воздушного охлаждения типа MABO, включающие теплообменник из медных трубок диаметром 12 мм с наружным алюминиевым пластинчатым оребрением (глубина пластины 25 мм, расстояние между трубками 50 мм). В качестве выносных воздушных конденсаторов холодильных машин рекомендуется использовать модификацию агрегатов MABO-K, от-

личительной особенностью которой является применение медных трубок диаметром 12 мм с внутренним микрооребрением по технологии «INNER GROOVED TUBE». Теплообмен в таких трубках на 25 % интенсивнее, чем в традиционных с гладкой внутренней поверхностью.

Модификация MABO-Д предназначена для воздушного охлаждения жидкостей (воды или антифриза).

Движение воздуха через оребренную часть теплообменников осуществляется с помощью осевых вентиляторов, приводимых компактными электродвигателями с внешним ротором типа Никотра 630-4-25 с частотой вращения 1320 об/мин. В зависимости от числа осевых вентиляторов (их может быть от одного до шести) и размеров теплообменника холодопроизводительность выпускаемых фир-

мой «Веза» агрегатов MABO (до 20 типоразмеров) лежит в диапазоне 15...200 кВт.

Для автономного холодоснабжения центральных кондиционеров «Веза» предлагает три конструктивные разновидности воздушных конденсаторов:

- встроенный в вытяжной агрегат (как это показано на рис.3);
- установленный на корпусе приточного агрегата рядом с компрессорным блоком. (При этом должны быть обеспечены доступ наружного воздуха к осевым вентиляторам агрегата MABO и выброс в атмосферу отепленного воздуха). В таком конструктивном варианте весь холодильный блок собирается, испытывается и заполняется хладагентом на заводе фирмы «Веза»;
- отдельный конденсаторный блок, размещаемый там, где имеется свободный доступ наружного и возможность выброса отепленного воздуха. В этом случае соединение конденсатора двумя медными

трубками с компрессором 8 и ресивером 9 производят на месте монтажа приточного агрегата, на крышке которого установлен компрессорный блок 7.

При первом и третьем конструктивных вариантах расстояние между компрессорным 7 и конденсаторным 11 блоками зависит от конкретных условий сборки. Поэтому в обоих блоках устанавливают запорные вентили, открываемые только после монтажа соединительных трубопроводов.

В настоящее время фирма «Веза» освоила производство типоразмерного ряда новых компрессорных блоков для центральных кондиционеров КЦКП (см. таблицу).

Рассмотрим, как можно применить описанное выше оборудование для СКВ в условиях Москвы.

Выше было показано, что один кондиционер (см. рис.2) должен обеспечивать производительность по приточному воздуху $L_{\text{пр}} =$

$= 5820 \text{ м}^3/\text{ч}$. По рекомендациям [1] для этого подходит приточный агрегат из технологических блоков КЦКП-6,3.

В помещениях современных административных зданий удельная потребность в холоде составляет $q_x = 80 \text{ Вт}/\text{м}^2$. При этом 50% этой величины определяется постоянными тепловыделениями (люди, служебное оборудование), а 50% — изменяющимися по времени суток параметрами (интенсивностью солнечной радиации через окна и температурой наружного воздуха).

Максимальное тепловыделение и соответственно максимальная потребность в холоде для служебных помещений площадью $F = 525 \text{ м}^2$ (часть этажа вдоль одного фасада здания) составит

$$Q_{\text{х.макс}} = F q_x \cdot 10^{-3} = 525 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 42 \text{ кВт}.$$

Из таблицы видно, что компрессорным блоком кондиционера КЦКП-6,3 при работе трех компрессоров обеспечивается холодо-

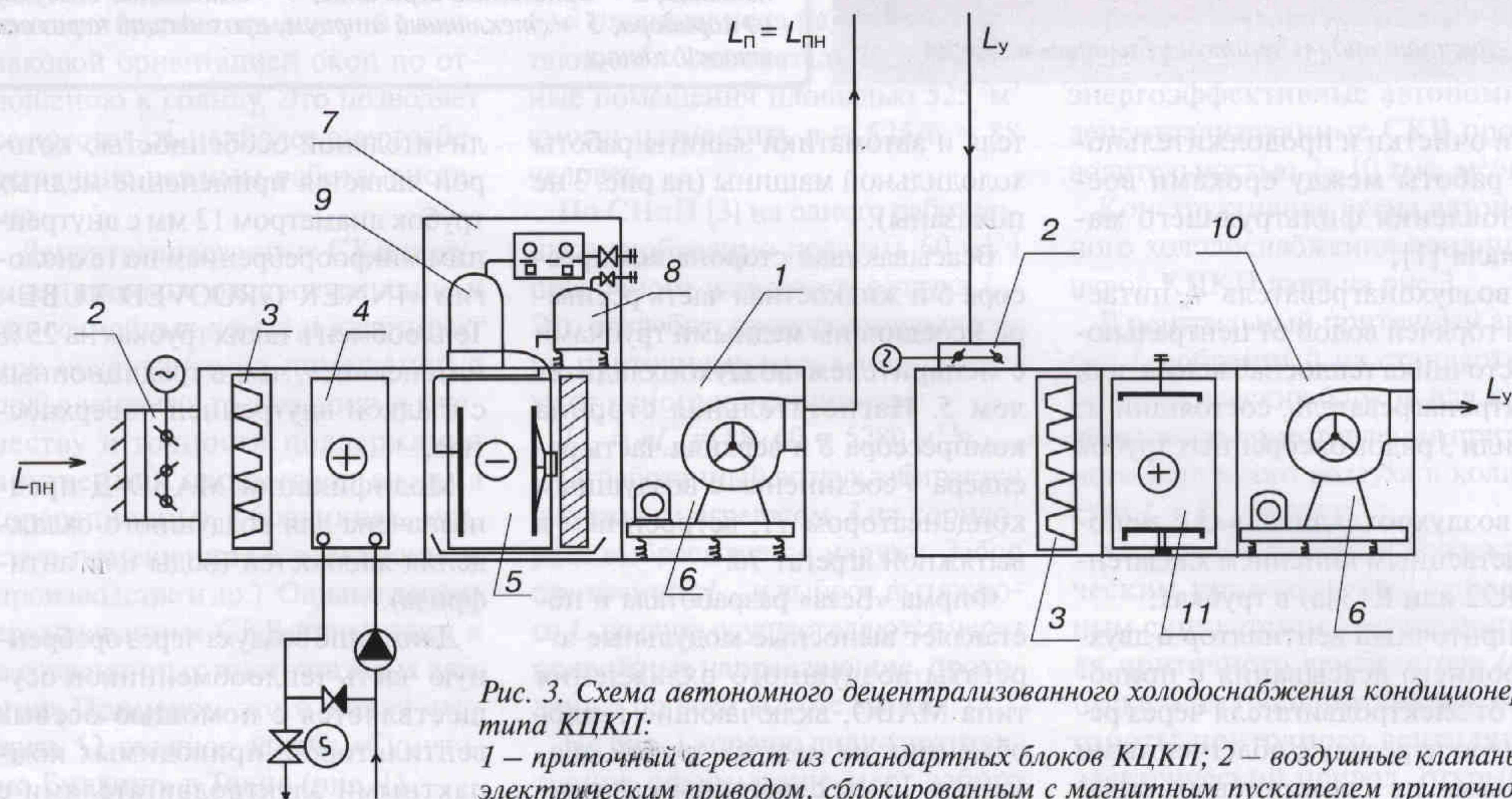


Рис. 3. Схема автономного децентрализованного холодоснабжения кондиционеров типа КЦКП:

1 — приточный агрегат из стандартных блоков КЦКП; 2 — воздушные клапаны с электрическим приводом, заблокированным с магнитным пускателем приточного вентилятора; 3 — воздушный фильтр; 4 — воздухонагреватель; 5 — воздухоохладитель с поддоном для сбора конденсата и сепаратором из полипропиленовых профильных листов для удержания возможного уноса капель сконденсированной влаги; 6 — вентилятор двухстороннего всасывания с приводом от электродвигателя через регулируемую ременную передачу; 7 — компрессорный блок; 8 — поршневой или спиральный компрессор фирмы Mabeuror-Danfoss; 9 — ресивер для сбора жидкого хладагента; 10 — вытяжной агрегат из стандартных блоков КЦКП; 11 — блок воздушного конденсатора, связанный медными трубопроводами с компрессором и ресивером в компрессорном блоке

Типоразмерный ряд кондиционеров	Характеристики компрессорных блоков					
	Холодопроизводительность (кВт*) при числе компрессоров			Габаритные размеры, мм		
	1	2	3	Длина	Ширина	Высота
КЦКП-3,15	10	20		1000	700	800
КЦКП-5,0	10	20	30	1000	1000	800
КЦКП-6,3	20	30	40	1000	1300	800
КЦКП-8,1	30	40	50	1000	1600	800
КЦКП-8,2	40	50	60	1000	1300	1015

* Фирма—производитель холодильных компрессоров дает соответствующие данные о холодопроизводительности в сопроводительной технической документации в зависимости от параметров их работы.

производительность $Q_x = 40$ кВт.

Вычислим параметры охлажденного приточного наружного воздуха при параметрах Б в климате Москвы [3] (рис. 4) $t_n = 28,5$ °C; $I_n = 54$ кДж/кг; $d_n = 10$ г/кг:

$$I_{ox} = I_n - \frac{Q_x \cdot 3600}{L_{пн} \rho_{пн}} = 54 - \frac{40 \cdot 3600}{5280 \cdot 1,21} = 31,5 \text{ кДж/кг.}$$

Процесс приготовления приточного воздуха в воздухоохладителе Н-ОХ протекает с охлаждением и осушением. Параметры точки ОХ: $t_{ox} = 11,2$ °C; $d_{ox} = 7,9$ г/кг.

Служащие (88 человек) выполняют работу средней тяжести и выделяют 70 Вт/чел. явного тепла и 185 г/(ч·чел.) влаги. Санитарная норма охлажденного и осушенного воздуха обеспечивает поглощение расчетного количества влаговыделений $W_{вл}$ при следующем рабочем перепаде влагосодержания d :

$$\Delta d_{раб} = \frac{W_{вл}}{L_{пн} \rho_{пн}} = \frac{185 \cdot 88}{5280 \cdot 1,21} = 2,55 \text{ г/кг.}$$

Влагосодержание в помещении станет

$$d_b = d_{ox} + \Delta d_{раб} = 7,9 + 2,55 = 10,45 \text{ г/кг.}$$

В приточном вентиляторе и воздуховодах охлажденный воздух нагревается на 1 °C, тогда параметры приточного воздуха будут: $t_{пн} = 12,2$ °C; $d_{пн} = 7,9$ г/кг; $I_{пн} = 32,5$ кДж/кг.

На рис.4 сектором со штриховкой выделены границы нормируемых комфортных параметров воздуха в зоне нахождения людей в теплый период года [4]. Примем верхнее значение комфортной температуры воздуха в зоне нахождения людей $t_b = 25$ °C и в пересечении с $d_b = 10,45$ г/кг получим точку В с

энтальпией $I_b = 52$ кДж/кг и относительной влажностью $\phi = 52$ %.

Охлаждающая способность приточного воздуха, поступающего от кондиционера КЦКП-6,3,

$$Q_{х.раб} = L_{пн} \rho_{пн} (I_y - I_{пн}) / 3600. \quad (1)$$

Для нашего случая (см. рис.4) при $I_y = I_b = 52$ кДж/кг по формуле (1) получим

$$Q_{х.раб} = 5280 \cdot 1,21 (52 - 32,5) / 3600 = 34,6 \text{ кВт.}$$

Однако расчетное тепловыделение составляет 42 кВт, что свидетельствует о недостаточной охлаждающей мощности при традиционной схеме подачи охлажденного воздуха сверху и вытяжке удаляемого воздуха сверху (это называется смешительным воздухораспределением). Необходимо отметить, что приточный охлажденный воздух имеет температуру $t_{пн} = 12,2$ °C. Рабочий перепад температур в помещениях составляет

$$\Delta t_{раб} = t_b - t_{пн} = 25 - 12,2 = 12,8 \text{ °C.}$$

Состояние теплового комфорта для человека при поступлении приточного воздуха в зону обитания может быть обеспечено, только если перепад температур в среде не превышает 3...4 °C [3]. При использовании обычных приточных устройств для подачи в помещение летом холодного воздуха с температурой $t_{пн} = 12,2$ °C в зоне нахождения людей создается холодный поток воздуха, что приводит к простудным заболеваниям. Особенно свойственно это охлаждению помещений воздухоохладителями сплит-систем (раздельных автономных кондиционеров). Не случайно в печати появились рекомендации медиков не находиться в помещениях с кондиционерами,

чтобы предохранить себя от простудных заболеваний.

Для комфортного воздухораспределения охлажденного воздуха с температурой 12,2 °C применяют специальные эжекторно-смесительные устройства, которые обеспечивают активное подмешивание к холодной приточной струе окружающего воздуха в верхней зоне помещения. Тогда в зону нахождения людей будет поступать приточный воздух с комфортным перепадом температур 3...4 °C. Такие специальные воздухораспределители требуют создания перед ними значительного (до 200 Па) давления первичного воздуха и сравнительно дороги.

Большие санитарно-гигиенические и энергетические преимущества дает применение в качестве воздухораспределителей эжекторных доводчиков (ДЭ), подробно рассмотренных в [2]. ДЭ устанавливают под окном и к ним присоединяют воздуховод холодного наружного воздуха. Сопла обеспечивают эжекцию внутреннего воздуха. От ДЭ в рабочую зону поступает смесь воздуха с температурой (°C):

$$t_n = \frac{t_{пн} + \kappa_3 t_b}{1 + \kappa_3}, \quad (2)$$

где κ_3 — коэффициент эжекции внутреннего воздуха. Для отечественных конструкций $\kappa_3 = 2,8$ [2].

Для рассматриваемого режима работы автономной СКВ по формуле (2) получим температуру приточного воздуха:

$$t_n = \frac{12,2 + 2,8 \cdot 25}{1 + 2,8} = 21,6 \text{ °C,}$$

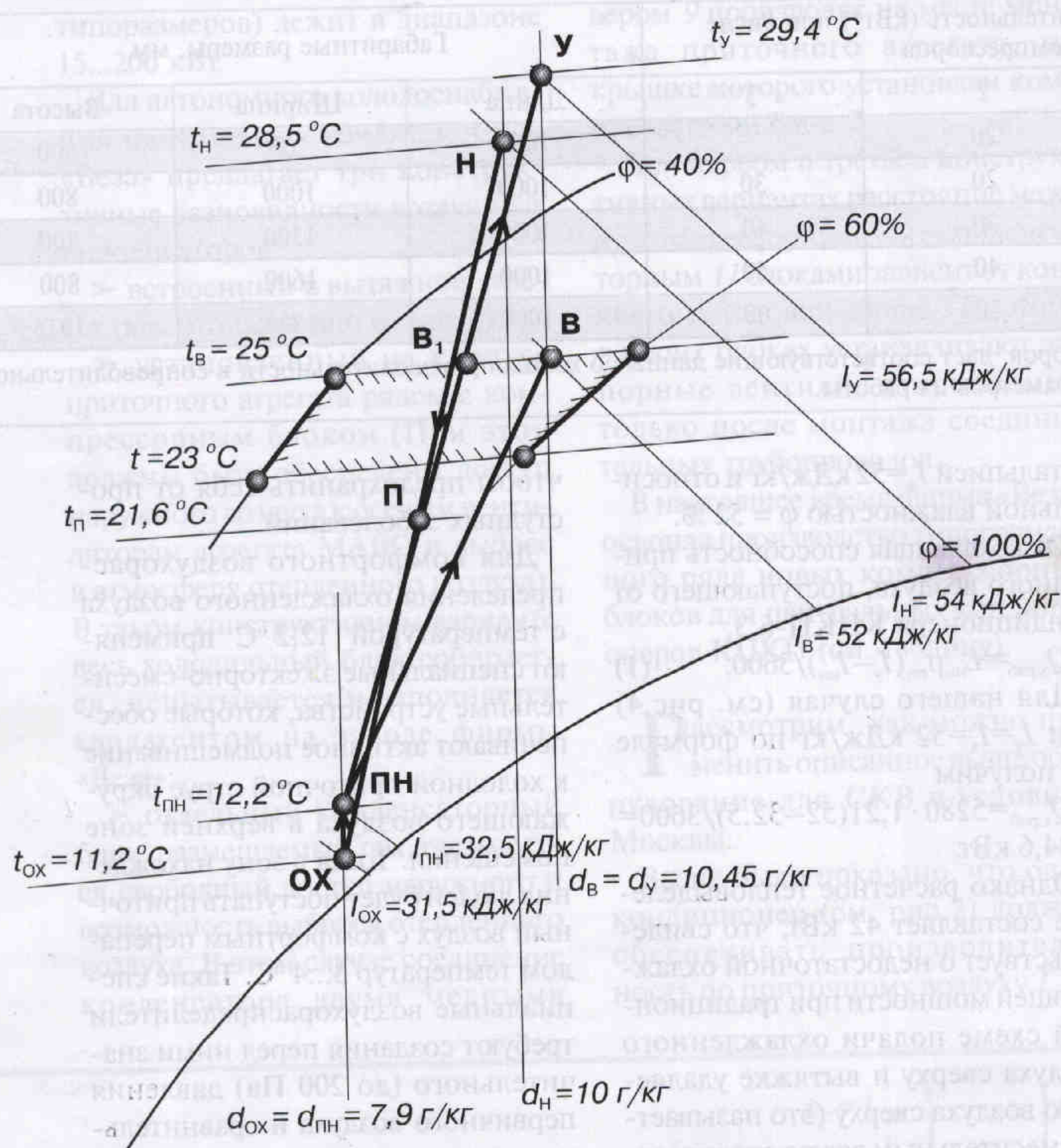


Рис.4. Построение на $I-d$ -диаграмме расчетного режима работы автономного СКВ в теплый период года в Москве. Заштрихованный сектор – комфортные параметры воздуха в теплый период года; Н-ОХ – охлаждение приточного наружного воздуха; ОХ-ПН – нагрев в приточном вентиляторе и воздуховодах; ПН-В – процесс поглощения тепло- и влаговыделений при традиционной схеме воздухооборота сверху вниз; ПН-В₁-П – смешение в ДЭ; П-У – процесс поглощения тепло- и влаговыделений по высоте помещения при притоке воздуха в рабочую зону

что отвечает требованиям комфортности воздухооборота [4].

При подаче охлажденного воздуха в зону нахождения людей и вытяжке сверху под потолком происходит скопление тепло-, влаго- и газовых выделений, повышение температуры вытяжного воздуха (°C), которая вычисляется по формуле

$$t_y = k_L(t_v - t_n) + t_n \quad (3)$$

Коэффициент организации воздухооборота k_L для современных административных помещений может быть принят $k_L = 2,3$ [2]. По формуле (3) получим

$$t_y = 2,3(25 - 21,6) + 21,6 = 29,4 \text{ °C.}$$

На $I-d$ -диаграмме в месте пересечения изотермы 29,4 °C и влагосодержания 10,45 г/кг находим параметры удаляемого вытяжного воздуха (точка У с $I_y = 56,5$ кДж/кг).

По формуле (1) вычисляем охлаждающую способность кондиционера при подаче охлажденного воздуха через ДЭ в рабочую зону и вытяжке отепленного и загазованного воздуха под потолком:

$$Q_{x, \text{раб}} = 5280 \cdot 1,21(56,5 - 32,5)/3600 = 42,064 \text{ кВт.}$$

Благодаря применению ДЭ для подачи охлажденного воздуха от автономных кондиционеров

КЦКП-6,3, собранных по схеме, представленной на рис.3, достигается увеличение охлаждающей способности СКВ по сравнению с традиционной схемой притока на

$$\frac{42,064 - 34,6}{34,6} \cdot 100 = 21,6\%.$$

Использование нескольких компрессоров в компрессорном блоке кондиционера КЦКП-6,3 позволяет регулировать холодопроизводительность изменением числа работающих компрессоров.

Преимущества автономного холодоснабжения центральных кондиционеров позволяют создавать энергосберегающие, эффективные и высококомфортные СКВ для различных зданий.

В холодных климатических условиях России в зданиях под окнами устанавливают отопительные приборы, снабжаемые горячей водой от ТЭЦ или местных источников. Наличие горячего водоснабжения здания делает энергетически целесообразным применение в приточном агрегате воздухонагревателя по схеме на рис.3. Насосная циркуляция горячей воды у воздухонагревателя обеспечивает качественное регулирование и защиту от замораживания.

В случае применения ДЭ, устанавливаемых под окнами для воздухооборота, к их теплообменникам подводится горячая вода с температурой не выше 40 °C. Это позволяет отказаться от устройства отдельной периметральной системы отопления и экономить тепло от ТЭЦ [2].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кокорин О.Я., Дерипасов А.М. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: ИКФ «Каталог», 2002
2. Кокорин О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (систем ВОК). – М.: Проспект, 1999.
3. СНиП 2.04.05–91*. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: ГУПЦПП, 1998.

ПИЩЕВОЙ ЛИСТЕРИОЗ – АКТУАЛЬНАЯ ПРОБЛЕМА ПРОИЗВОДСТВА И ХОЛОДИЛЬНОГО ХРАНЕНИЯ ПРОДУКТОВ ПИТАНИЯ

Д-р техн. наук **Л.В.КУЛИКОВСКАЯ**

Всероссийский научно-исследовательский институт холодильной промышленности
д-р вет. наук, проф. **А.В.КУЛИКОВСКИЙ**

Всероссийский государственный научно-исследовательский институт
по контролю, стандартизации и сертификации ветеринарных препаратов

Выпуск охлажденных и замороженных пищевых продуктов на промышленной основе открывает широкие перспективы для организации сбалансированного питания и улучшения структуры снабжения населения высококачественными продуктами питания.

В то же время широкое строительство оптово-потребительских рынков, развитие торговых функций промышленных и распределительных холодильников, овощных баз и торговых центров требуют соблюдения строгих санитарно-гигиенических нормативов, предусмотренных СанПиН 2.3.2.1078-01.

В этом документе гигиенические нормативы по микробиологическим показателям безопасности впервые включают контроль пищевых продуктов на наличие особо опасного для человека патогенного микроорганизма *Listeria monocytogenes* (листерии).

Учитывая способность листерий размножаться в готовых к употреблению пищевых продуктах при хранении их на холодильниках при низких температурах, которые традиционно используются для подавления роста бактерий, перерабатывающая и пищевая промышленность различных стран вынуждена расходовать огромные средства для предотвращения выпуска загрязненной продукции. Социальный и экономический ущерб от этой пищевой инфекции связан и с высоким уровнем смертности людей.

В США, например, ежегодный ущерб от пищевого листериоза колеблется в пределах 230–313 млн долл.

Микробиологические проблемы, связанные с качеством и безопасностью пищевых продуктов при холодильном хранении, достаточно хорошо изучены. Психрофильные и психротрофные бактерии в основном не являются патогенными для человека, а изменения качества продуктов, которые они вызывают при длительном холодильном хранении, достаточно легко выявляются органолептически. Поэтому пищевые отравления вследствие потребления подобной продукции хорошо профилактируются, диагностируются и лечатся.

Инфекционные же болезни, вызываемые у человека бактериями *Listeria monocytogenes*, характеризуются полиморфной клинической картиной (от лихорадки и катараль-

ной ангины до тяжелых поражений мозга, приводящих к смерти).

Если раньше случаи заражения листериозом были обусловлены в основном контактом человека с больными животными и птицами (например, укус собаки, кошки, крысы и т. д.) или вдыханием инфицированной пыли, то в последние годы отмечается неуклонный рост заболевания в результате потребления зараженных листериозом пищевых продуктов (рис.1).

Наибольшее число случаев пищевого листериоза зарегистрировано во Франции (рис.2).

В 11 штатах США за период с августа 1998 г. по январь 1999 г. отмечено 50 случаев пищевого листериоза, вызванных серотипом 4b. При этом 6 человек умерло, а у двух бе-

ременных женщин произошли спонтанные аборт [4]. По расчетным данным, в этой стране листериозом ежегодно болеет 2500 человек и умирает 500 [5].

Установлено, что длительное хранение на холодильниках продуктов растительного (различные овощи для салата, капуста) и животного происхождения (сыры, сырокопченые колбасы и т.д.), обсемененных листериями, способствует росту последних, что может привести к вспышке пищевого листериоза.

Не следует исключать в распространении этой инфекции потенциально опасную роль сети общественного питания (кафе, бистро, рестораны и т.д.), владельцы которых предпочитают покупать пищевую продукцию большими партиями (по оптовым ценам) и хранить на своих холодильниках.

Актуальность проблемы, связанная с листериозом, настолько очевидна, что Всемирная организация здравоохранения посвятила ей три международных совещания [10, 11, 12].

Материалы этих совещаний свидетельствуют о том, что по многим признакам *L.monocytogenes* отличается от большинства микроорганизмов, вызывающих пищевые инфекции, тем, что они распространены повсеместно, достаточно устойчивы к воздействию неблагоприятных факторов внешней среды, могут расти при низких значениях pH (5,0–9,6), высокой концентрации поваренной соли (10%), являются микроаэрофилами и психротрофами (могут расти в зависимости от субстрата в температурном диапазоне от 1 до 45 °C).

Животные и окружающая среда. Основным «резервуаром» различных видов листерий служат теплокровные животные и окружающая их среда. Патогенными для человека являются только *L.monocytogenes*, причем от людей часто выделяют серовар 4b, а из пищевых

продуктов – серогруппы 1/2. Однако все штаммы *L. monocytogenes* рассматриваются как потенциально патогенные.

Возбудитель листериоза размножается и длительное время сохраняется в почве, особенно богатой гумусом. При этом способность листерий размножаться в почве также зависит от сезона года (температуры), показателя pH и влажности. При 40%-ной влажности почвы их количество может увеличиться в 7–11 раз, а при влажности 55–70% – в 100–400 раз по сравнению с первоначальным [4].

В воде листерии выживают в зависимости от показателя pH, жесткости воды и концентрации кислорода. При оптимальных условиях они сохраняют свою жизнеспособность до 737 дней, а при очень низкой температуре воды могут в ней размножаться [4].

Считают, что практически невозможно предотвратить проникновение листерий на животноводческие фермы. Корма, прежде всего силос, – главный фактор передачи инфекции крупному рогатому скоту и свиньям. Экспериментами, проведенными в Дании, было установлено, что в силосе сомнительного качества может содержаться от 10000 до 100000 клеток листерий в 1 г. Это, в свою очередь, приводит к тому, что 50% внешне здоровых животных, потреблявших силос, выделяют бактерии во внешнюю среду. В конечном итоге 28% мяса, полученного от этих животных, было загрязнено листериями.

У свиней можно сократить уровень инфицирования при кормлении сухими кормами (количество листерий в 1 г около 10 клеток). Это также снижает уровень выделения бактерий с фекалиями (до 2%). Однако в свином фарше он достигает 12%.

Листерии могут вызывать у крупного рогатого скота аборт, энцефалиты и маститы. Последние часто протекают бессимптомно и поэтому обычно не выявляются. В 1 мл молока животного с маститом содержится около 30000 клеток листерий.

Часто молоко загрязняется через солому, фекалии, почву. Таким образом от клинически здоровых животных, выделяющих листерии с фекалиями, могут быть инфицированы молоко, туши, а в даль-

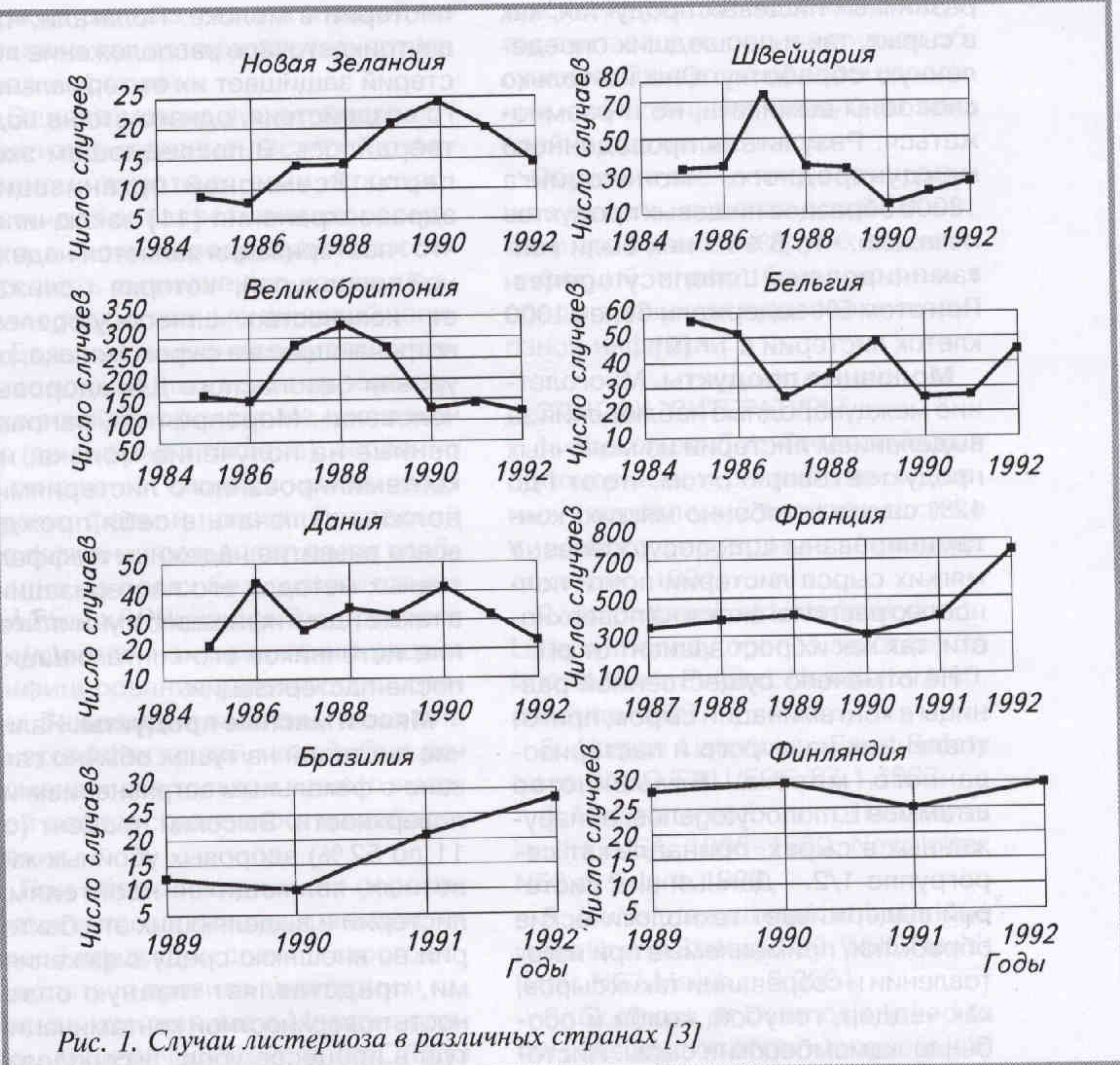


Рис. 1. Случаи листериоза в различных странах [3]

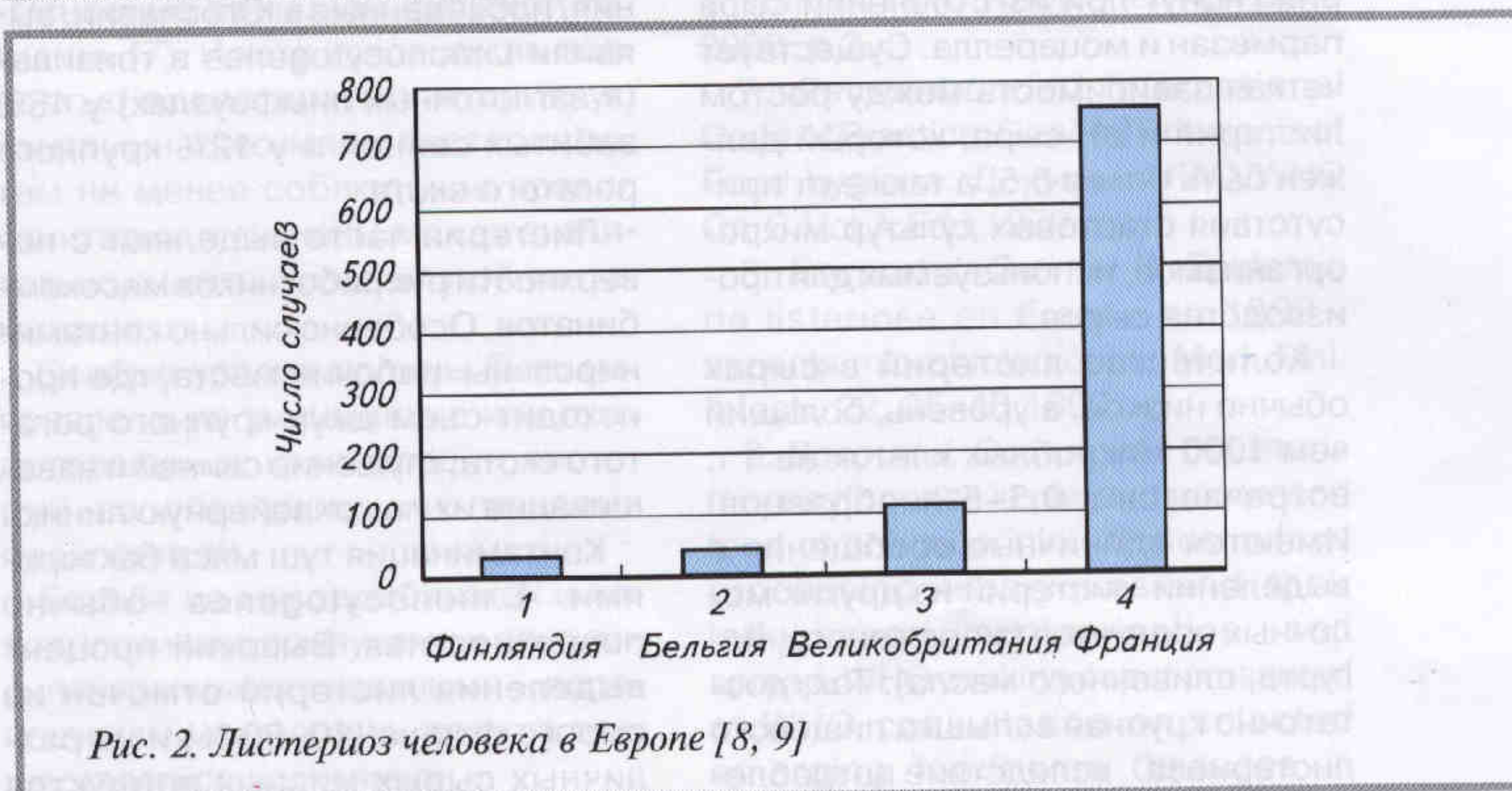


Рис. 2. Листериоз человека в Европе [8, 9]

нейшем и конечная продукция, оборудование и воздух перерабатывающих и пищевых предприятий и холодохранилищ.

Грызуны являются не только «резервуаром», где циркулируют эпизоотические штаммы листерий, но и причиной распространения листериоза.

Листерии хорошо растут на отбросах пищевых продуктов при высокой влажности. *L. monocytogenes* обнаруживаются в сточных водах, в

отстойной воде и водных конденсатах, на стенах, полах и оборудовании пищевых предприятий. Этот вид бактерий хорошо формирует развитые покровы (биопленки), что позволяет им быстро прикрепляться к различным видам поверхностей (стеклу, резине, нержавеющей стали и т.д.). Листерии выживают на поверхности кончиков пальцев даже после мытья рук и в аэрозольных суспензиях.

Бактерии могут присутствовать в

различных пищевых продуктах, как в сырых, так и прошедших определенную обработку. Они не только способны выживать, но и размножаться. Результаты проведенного международного мониторинга 18000 образцов пищевых продуктов показали, что 6% из них были контаминированы *L.monocytogenes*. При этом 5% содержали более 1000 клеток листерий в 1 г [9].

Молочные продукты. Многолетние международные наблюдения за выделением листерий из молочных продуктов говорят о том, что от 1 до 12% сыров (особенно мягких) контаминированы *L.monocytogenes*. У мягких сыров листерии почти полностью располагаются на поверхности, так как их рост зависит от pH.

Не отмечено существенной разницы в контаминации сыров, приготовленных из сырого и пастеризованного молока. Большинство штаммов *L.monocytogenes*, обнаруженных в сырах, принадлежат серогруппе 1/2. Данный вид листерий выдерживает технологические обработки, применяемые при изготовлении и созревании таких сыров, как чеддер, голубой, колби и особенно камамберские сыры. Листерии гибнут при изготовлении сыра пармезан и моцарелла. Существует четкая зависимость между ростом листерий и pH сыра, который должен быть более 5,5, а также от присутствия стартовых культур микроорганизмов, используемых для производства сыров.

Количество листерий в сырах обычно низкое, а уровень, больший чем 1000 микробных клеток на 1 г, встречается в 0,5–5 % образцов. Имеются единичные сообщения о выделении листерий из других молочных продуктов (мороженого, йогурта, сливочного масла). Так, достаточно крупная вспышка пищевого листериоза вследствие потребления сливочного масла отмечена в Финляндии в 1999 г. Было инфицировано 18 человек (16 – с септициемией, 1 – с поражением нервной системы и 1 – с абсцессом), четверо из них умерло. Листерии были выделены из образцов масла, а также из различных объектов окружающей среды молочного завода. При этом количество бактерий в 1 г инкриминированного масла колебалось от 10^2 до 10^4 [2].

Долго существовало мнение о специфической термоустойчивости

листерий в молоке. Полагали, что внутриклеточное расположение листерий защищает их от термального воздействия, однако это не подтвердилось. В последующем эксперты Всемирной организации здравоохранения [11] заключили, что «пастеризация является надежной процедурой, которая снижает количество *L.monocytogenes*, встречающихся в сыром молоке, до уровня безопасного для здоровья человека». Мероприятия, направленные на получение молока, не контаминированного листериями, должны включать в себя прежде всего развитие надежных и эффективных методов его пастеризации, а также идентификацию и уничтожение источников его контаминации после пастеризации.

Мясо и мясные продукты. Наличие листерий на тушах обычно связано с фекальным загрязнением их поверхности. Высокий процент (от 11 до 52 %) здоровых убойных животных, являющихся носителями листерий и выделяющих эти бактерии во внешнюю среду с фекалиями, представляет главную опасность поверхностной контаминации туш в процессе убоя. Исследования, проведенные в Югославии, выявили *L.monocytogenes* в тонзилах (в заглочных лимфоузлах) у 45% забитых свиней и у 12% крупного рогатого скота.

Листерии часто выделяют с поверхности рук работников мясокомбинатов. Особенно сильно контаминированы рабочие места, где происходит сьем шкур крупного рогатого скота, глушение свиней и навешивание их на конвейерную линию.

Контаминация туш мяса бактериями *L.monocytogenes* обычно поверхностная. Высокий процент выделения листерий отмечен из сырого фарша (10–80 %) и из различных сырых мясных продуктов (7–67 %). Большинство штаммов, выделенных из сырого мяса и мясных продуктов, принадлежит к серогруппе 1/2 и часто – к серовару 1/2с, который редко вызывает болезнь у человека. Уровень контаминации сырого мяса и мясных продуктов обычно низкий – от 10 до 100 клеток листерий в 1 г.

Различные свойства продукта (состав, pH, содержание влаги), а также окружающей среды (температура, атмосфера, содержание конкурирующей микрофлоры) влияют на

выживаемость *L.monocytogenes* в мясных продуктах. Например, в зависимости от технологий они могут выживать в течение нескольких недель в колбасах или погибать при пастеризации, ферментации или высушивании.

L. monocytogenes может не только выживать, но и размножаться в паштете. Описано 26 случаев пищевого листериоза во Франции за период с ноября 1999 г. по март 2000 г., вызванного потреблением свиных языков в желе. При этом заболело 26 человек, из них 5 взрослых и 2 новорожденных (от инфицированных матерей) умерли [6].

В США зарегистрированы случаи листериоза из-за употребления контаминированных сосисок и мясных деликатесных изделий в упаковке [4].

Птица. Анализ около 400 образцов, взятых с птицебоен США, показал, что *L.monocytogenes* присутствовали в воде, используемой для промывки тушек при снятии пера и для охлаждения тушек, а также в рециркулируемой воде для промывания желудков и механически обваленного мяса. Это свидетельствует о важной роли процесса снятия пера, охлаждения тушек и использования рециркулируемой воды в кросс-контаминации конечного продукта.

Листерии обнаружены на руках и перчатках работников, подвешивающих птицу после охлаждения, а также занимающихся разделкой тушек и упаковкой (16–20, 33–45, 40–59 % соответственно).

Выявлено, что обсемененность тушек птицы (куры и индейки) возрастает в процессе их переработки и реализации. Обсеменение бактериями обусловлено контактом продукта с контаминированной поверхностью для разделки и оборудованием. При проведении одного обследования в розничной торговле оказалось, что крылья, ножки и задки индейки были контаминированы *L.monocytogenes* на 20, 13 и 11 %, а куриные ножки, крылья и печень – на 40, 13 и 26 % соответственно.

Многочисленные исследования указывают на то, что в тушках цыплят бройлеров выявлено от 23 до 66 % бактерий *L.monocytogenes*, в приготовленных к употреблению охлажденных цыплятах – 28 %, а в замороженных цыплятах – от 15 до 54 %. Большинство выделенных

штаммов принадлежит к серогруппе 1/2.

Рыба и рыбные продукты. Очевидно, что сточные воды с предприятий, перерабатывающих сырье и продукцию животного происхождения, а также с животноводческих ферм могут контаминировать существующие водные пространства и сельскохозяйственные угодья *L.monocytogenes*. Не являются исключением и моря, при этом соль морской воды не угнетает выживаемость листерий. Имеются сообщения о выделении в розничной торговле *L.monocytogenes* из креветок, выловленных в Мексиканском заливе (11% положительных образцов), и из свежей пресноводной рыбы (1,5%).

В США в результате одного из эпидемиологических исследований *L.monocytogenes* была выявлена в замороженных морских продуктах, импортированных из разных стран (в 26% образцов креветок, сырых и вареных, крабах), а также образцах рыбы горячего копчения (8,9%), рыбы холодного копчения (13,6%), ферментированных рыбных продуктах (28,8)%. Высокий процент (95%) контаминации был выявлен в замороженных рыбных палочках. Отмечено, что количество клеток *L.monocytogenes* в копченом лососе остается неизменным в процессе маринования и копчения. Значительное размножение бактерий наблюдается в процессе хранения рыбы при 4...10 °C. Замораживание при -25 °C не влияет на выживаемость листерий.

Профилактика и контроль листериоза. Довольно частое носительство листерий человеком и животными, практика использования необезвреженного навоза и фекалий в качестве удобрений, а также способность листерий выживать и даже размножаться во внешней среде объясняют широкую распространенность этих бактерий в природе, особенно в почве и водоемах. Все это осложняет профилактику и борьбу с инфекцией в начальных звеньях пищевой цепи (в животноводстве и перерабатывающей промышленности).

Очевидно, что нельзя полностью ликвидировать природные «резервуары» листерий, в том числе и на уровне животноводческих ферм. Поэтому все сырье животного происхождения, в том числе и пищевое,

можно рассматривать в какой-то степени как потенциальный резервуар инфекции.

Однако можно значительно сократить выделение листерий с фекалиями животных, если использовать доброкачественные корма. Это, в свою очередь, будет способствовать уменьшению контаминации в других звеньях пищевой цепи.

Большое внимание в животноводстве должно быть уделено неспецифической профилактике листериоза (санитарии и гигиене), особенно в отношении стоков с животноводческих ферм и навоза. Последний не должен использоваться как удобрение на полях без соответствующей деконтаминации. Это приведет к существенному снижению уровня инфицирования окружающей среды. Вакцинация животных признана низкоэффективной мерой. Она рекомендована только в зонах с высокой распространенностью заболевания.

При убойе животных, их переработке и последующем хранении готовой продукции должны строго соблюдаться правила санитарии и гигиены, изложенные в Международном гигиеническом коде ФАО/ВОЗ «Основные принципы пищевой гигиены» [7]. И хотя невозможно полностью предотвратить вторичную контаминацию мяса листериями, тем не менее соблюдение правил санитарии и гигиены может значительно снизить уровень этой контаминации.

Особые усилия должны быть направлены на уменьшение или предотвращение колонизации листерий на оборудовании пищевых предприятий.

Борьба на мясокомбинатах и холодильниках с грызунами и другими синантропными животными – переносчиками листерий – должна осуществляться постоянно.

Более широкого апробирования требуют обнадёживающие методы деконтаминации пищевых продуктов в процессе их переработки и изготовления (например, добавление глюконат-дельта-лактонов к сырым колбасам, подлежащим ферментации). Использование в производственных заквасках микробов, вырабатывающих бактериоцины, – это другой перспективный подход.

Эффективной мерой борьбы с листериями и другими возбудителями

токсикоинфекций пищевых продуктов считается их радиоактивное облучение. Однако отношение населения к облученным продуктам пока крайне противоречивое.

Обучение всех, кто вовлечен в пищевую цепь, включая потребителя, как и профилактика других пищевых инфекций, играют большую роль в предотвращении пищевой листериозной инфекции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Васильев Д.А.* Теоретическое обоснование и разработка основных направлений в профилактике пищевого листериоза: Автореф. докт. дис. 1994.
2. *An outbreak of Listeriosis due to Listeria monocytogenes serotype 3A from butter in Finland.* Newsletter, N60, p.6, June 1999.
3. *Human Listeriosis.* Food Safety Issue, WHO/FNU/FOS/97, 1, 1997.
4. *Multistate outbreak of Listeriosis in the USA, 1998–1999.* Newsletter, N60, p. 5 June 1999.
5. *Multistate outbreak of Listeriosis in the United States, 2000.* WHO Newsletter N67, March, p.2, 2001.
6. *Outbreak of Listeriosis linked to the consumption of pork tongue in jelly in France.* WHO Newsletter N64, June 2000, p.3.
7. *Recommended International Code of Practice. General Principles of Food hygiene.* Документ FAO/WHO CA C/Vol.A, Ed.I, 1979.
8. *Rocourt J., Catimel B.* Epidemie de listeriose en France en 1992 - aspects microbiologiques. Med. Mal. Infect., 22, 35–40, 1992.
9. *Rocourt J.* Occurrence of *Listeria monocytogenes* in raw and processed food of animal origin - trends in food processing techniques and their influence on contamination and spread. WHO working paper presented at WHO consultation on selected emerging foodborne diseases in Berlin, 1995.
10. *Report of the WHO consultation on prevention and control of Listeriosis.* Berlin (West), 10-12 December 1986, WHO/CDS/VPH/87.69.
11. *Report of a WHO informal working group «Foodborne Listeriosis».* Geneva, 15-17 February 1988, WHO/EHE/FOS/88.5.
12. *WHO consultation on selected emerging foodborne diseases.* Berlin, Germany 20–24 March 1995, WHO/ CDS/VPH/95.142.

Реконструкция холодильников с замороженными грунтами

В.И. КОМАРОВ

Проектно-исследовательская фирма "Холод"

Промораживание морозоопасных пучинистых грунтов в основаниях холодильников происходит в большинстве случаев в результате увлажнения теплоизоляции в полах, что связано с большим сроком эксплуатации и ухудшением ее теплотехнических свойств. Причиной промораживания могут быть периодические, а иногда и постоянные отключения систем обогрева полов, а также изменение температурного режима хранения без согласования с проектной организацией. Все указанные варианты приводят к негативным последствиям.

В результате промораживания грунтов в основаниях холодильников происходит деформация полов и строительных конструкций здания.

Степень пучения морозоопасных грунтов зависит от температуры замораживания. Находящаяся в их порах грунтовая вода перемещается к фронту промерзания из нижних слоев талого грунта. Мигрируя по пленкам, обволакивающим минеральные частицы грунта, вода расклинивает их. Причем температура замерзания воды и прекращения пучения различных видов грунтов составляет: ниже 0°C в средне- и крупнозернистых песках, от $-1,5$ до -2°C в супесях, от -2 до -3°C в суглинках, до -5°C в глинах.

В парообразном состоянии влага при диффузии проникает даже в более низкие температурные зоны мерзлого грунта, но ее количество при этом имеет больше теоретичес-

кое, чем практическое значение. Следует также отметить, что при одинаковых условиях промораживания грунты, находящиеся под нагрузкой строительных конструкций здания, вспучиваются меньше, чем ненагруженные грунты.

Оттаивание мерзлых грунтов имеет свои специфические особенности. Поэтому для самостоятельного оттаивания грунтов, снятия деформации и возвращения холодильника в первоначальное состояние необходимы определенные знания и опыт.

Оттаивать грунты, находящиеся под нагрузкой конструкций здания, значительно сложнее, чем без нагрузки. Дело в том, что при оттаивании прочность грунтов значительно снижается, нарушается связь между минеральными частицами, в результате чего многие виды грунтов переходят в разжиженное неустойчивое состояние. В этот период происходят осадки и просадки строительных конструкций до тех пор, пока не отойдет вся избыточная влага и не восстановятся электромолекулярные связи между частицами грунта.

Во время оттаивания этот процесс должен проходить постоянно. Если его задержать или приостановить, то грунтовая вода будет снова проникать в минусовые зоны и вспучивать грунты.

Фирма "Холод" рассматривает реконструкцию холодильников комплексно, включая конструктивную часть и основание. При этом различаются три вида такой реконструкции, проведению кото-

рой предшествуют геологические работы и исследования грунтов.

I. Если устанавливается, что дальнейшее промораживание приведет к еще более значительному пучению и деформации здания, вплоть до обрушения его конструкций, то рекомендуется оттаивать мерзлые грунты по специальной технологии с учетом допустимых дополнительных деформаций конструкций холодильника. При полном оттаивании проводится реконструкция надземной части с устройством системы обогрева полов.

II. Если устанавливается, что как дальнейшее промораживание, так и оттаивание грунтов недопустимы из-за разрушения конструкций здания холодильника, то рекомендуется фиксировать фактические деформации и приостанавливать их. Это достигается путем сохранения неизменной толщины промороженных слоев грунтов. При этом рассчитывается и задается необходимая для этой цели дальнейшая температура хранения.

III. Если устанавливается, что последующее промораживание при фактической температуре хранения ведет к малозначительному повышению степени пучения и строительные конструкции здания не претерпевают сколь-нибудь существенных дополнительных деформаций, то допускается дальнейшее промораживание грунтов до конечной глубины.

Выбор варианта реконструкции индивидуален и зависит от состояния деформированных конструкций здания с данным основанием. Такие работы должны производиться только специализированными организациями.



Из Бюллетеня МИХ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ И АНАЛИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ УТЕЧЕК ХЛАДАГЕНТА В ЗАКРЫТОМ ПОМЕЩЕНИИ

Оценивали опасность утечек воспламеняемых хладагентов. Поскольку сообщалось о большом числе аварийных утечек, были проведены и оценены результаты быстрых тестов на утечки. Получено большое количество характеристик распространения утечки, таких, как скорость, величина и высота подъема в помещении. Компьютерное моделирование динамики утечек показывает хорошее совпадение с экспериментальными данными.

O. Kataoka, S. Ishida, T. Hirakawa
//ASHRAE Trans., US, 1999, vol. 105, № 2, p.30
БМИХ, 2001, № 4, с. 30

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЗАМЕНТЕЛЕЙ CFC И HCFC

Электрические свойства хладагентов имеют большое значение в тех случаях, когда возможен контакт хладагента с находящимися под напряжением элементами, например в герметичных холодильных компрессорах или элементах систем автоматики (регуляторах уровня хладагента или холодопроизводительности).

В статье приведен обзор существующих данных по диэлектрическим постоянным, электропроводности и напряжению пробоя для хладагентов HFC и для тех смесей HFC, которые были определены как долговременные заменители CFC и HCFC: R404A, R407C, R410A и R507, а также для R134a.

C. Meurer, G. Pietsch, M. Haacke. Int. J. Refrig., GB, 2001, 03, vol. 24, № 2, 171–175
БМИХ, 2001, № 4, с. 30

УТЕЧКИ ХЛАДАГЕНТА И МАСЛА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Известно, что любая утечка хладагента из системы вызывает и унос из нее масла. При этом основными факторами, влияющими на работу системы, являются местоположение утечки и ее интенсивность. В статье анализируются реальные характеристики утечек и рассматривается влияние утечки масла из ротационного компрессора на его надежность в зависимости от указанных выше факторов.

K.W. Yun //Proc. 2000 int. Compress. Eng. Conf., Purdue Univ., US, 2000.07.25–28, vol. 1, 169–174
БМИХ, 2001, № 4, с. 31

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ И ПАДЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ГЛАДКОЙ ТРУБЕ

Сообщается об экспериментальных значениях коэффициентов теплоотдачи и падения давления, измеренных при конденсации внутри трубы для чистых HFC (R134a, R125, R236ea, R32) и HFC, близких к азеотропной смеси R410A. В качестве эталонных взяты данные для HCFC-22. Иссле-

довано влияние на коэффициент теплоотдачи качества пара, массовой скорости, температуры насыщения и разности температур между хладагентом и стенкой трубы. Изучен (как прогноз) также характер потока при конденсации и приведено сравнение экспериментальных данных с расчетами по моделям.

A.Cavallini, G. Censi, D. Del Col, et al. //Int.J. Refrig., GB, 2001.01, vol. 24, № 1, 73–87
БМИХ, 2001, № 4, с. 32

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Представлены две модели для описания работы пароконденсационной системы охлаждения в неустойчивом и установившемся режимах. Конденсатор и испаритель были разделены на несколько контрольных объемов. Была получена система дифференциальных уравнений в частных производных по времени на базе законов сохранения массы, энергии и количества движения для каждого контрольного объема. Поскольку TRV и компрессор обладают очень небольшой тепловой инерцией, для этих элементов были применены модели установившегося режима. Сравнение расчетов по моделям для установившегося и неустойчивого режимов дали хорошее совпадение. Затем было выполнено моделирование холодильной системы с перегревом хладагента на выходе из испарителя при изменении частоты вращения компрессора и проходного сечения дросселирующего вентиля. Результаты показывают, что предложенные модели могут использоваться для составления алгоритма регулирования холодильной системы.

R. N. N. Koury, L. Machado, K. A. R. Ismail //Int. J. Refrig., GB, 2001.03, vol. 24, № 2, 192–200
БМИХ, 2001, № 4, с. 35

СНИЖЕНИЕ ШУМА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Описан новый поршневой компрессор, работающий на R134a. 70–80 % шума приходится на линии всасывания и кожух компрессора. В результате усиления жесткости кожуха удалось добиться снижения шума приблизительно на 10 дБ (А).

T.Nagao, H. Sasano, S. Yanase, et al. //Proc. 2000 int. Compress. Eng. Conf., Purdue Univ. US, 2000.07.25–28, vol. 2; 1033–1040
БМИХ, 2001, № 4, с. 36

МОДЕЛИРОВАНИЕ, ИЗМЕРЕНИЕ И АНАЛИЗ ШУМА, ГЕНЕРИРУЕМОГО ГАЗОВЫМ ПОТОКОМ В ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРАХ

Приведено краткое описание метода математического моделирования шума, вызываемого пульсациями газа в винтовых компрессорах. Учитывается влияние соотношения числа зубьев ведомого и ведущего роторов, угла винтовой линии, отношения длины к диаметру, утечек (через торцы, зазоры в зацеплении, между корпусом и роторами и со стороны нагнетания). Принимаются во внимание также содержание масла в паре и явление резонанса в

нагнетательной камере компрессора и трубопроводах. Сравниваются и обсуждаются результаты расчетов и данные лабораторных измерений.

*B.Sangfors //Proc. 2000 int. Compress. Eng. Conf., Purdue Univ., US, 2000.07.25–28, vol. 2; 971–978
БМИХ, 2001, № 4, с. 37*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Общие характеристики компрессора моделировали по аналогии с программой испытаний на стандартном калориметрическом стенде. Анализировали в основном работу компрессора, а не всей системы. Модель учитывает теплоотдачу и сопротивление потоку в элементах компрессора, расширение газа из мертвого пространства, утечки через зазор между поршнем и цилиндром, потери мощности в подшипниках, потери масла при разбрызгивании и динамику клапанов. Рассчитаны холодопроизводительность и КПД компрессора.

*R.Xin, P. Hatzikazakis //Proc. 2000 int. Compress. Eng. Conf., Purdue Univ., US, 2000.07.25–28, vol. 1; 1–8
БМИХ, 2001, № 4, с. 39*

РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЖАТИЯ, СВЯЗАННОЙ С ТЕПЛООТДАЧЕЙ В РОТАЦИОННЫХ КОМПАКТНЫХ КОМПРЕССОРАХ

Представлены расчеты эффективности сжатия в ротационных компрессорах с катящимся поршнем, которая в значительной степени определяется теплопритоками со стороны нагнетания в камеру сжатия через пластины. Теплоотдачу измеряли по теории теплообмена при принудительной турбулентной конвекции, а для выявления эффективности сжатия рассчитывали давление сжатого пара. Расчеты проводили для определения наилучшей комбинации основных размеров, таких, как внутренний радиус и длина цилиндра, радиус поршня.

*N.Ishii, N.Morita, M.Kurimoto et al. // Proc. 2000 int. Compress. Eng. Conf., Purdue Univ., US, 2000.07.25–28, vol. 1, 467–474
БМИХ, 2001, № 4, с. 39*

РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТАЦИОННЫХ КОМПРЕССОРОВ С РЕГУЛИРУЕМОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ

Определяли характеристики и измеряли температуру в различных местах компрессора. При сравнении характеристик при работе с полной и частичной нагрузкой была подтверждена возможность регулирования производительности компрессора методом байпасирования. Снижение КПД электродвигателя и нагрев всасываемого пара при перепуске его со стороны нагнетания, а также дополнительные потери на байпасной линии являются основными причинами ухудшения рабочих характеристик при частичной нагрузке. Приведены некоторые методы, позволяющие улучшить характеристики при частичной нагрузке.

*O.S. Kwon, J.T. Chung, Y.Youn //Proc. 2000 int. Compress. Eng. Conf., Purdue Univ., US, 2000.07.25–28, vol. 1, 303–310
БМИХ, 2001, № 4, с. 40*

ЧИСЛОВЫЕ МЕТОДЫ ИЗУЧЕНИЯ СИСТЕМ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ АММИАК И R134a

Общий алгоритм основан на последовательном математическом анализе различных элементов системы (компрессора, испарителя, конденсатора и т. д.). Для каждого элемента используется упрощенная математическая модель, ос-

нованная на уравнениях сохранения массы, количества движения и энергии. Для испарителя и конденсатора разработаны специальные модели. Таким образом получены общий коэффициент теплопередачи и фактор конфигурации потока. Сравнивали две рабочие жидкости — аммиак и R134a.

*O.Garcia-Valuadares, C.D. Perez-Segarra, C. Oliet, et al. // Proc. 2000 int. Compress. Eng. Conf., Purdue Univ., US, 2000.07.25–28, vol. 1; 327–334
БМИХ, 2001, № 4, с. 40*

СРАВНЕНИЕ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ, ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ И АБСОРБЦИОННЫХ БЫТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Сравнивали энергетическую эффективность, уровень шума и стоимость (как покупную, так и эксплуатационные расходы) трех холодильников емкостью 50 л каждый, используемых в гостиницах. Показано, что парокompрессионный холодильник потреблял меньше всего энергии, был самым дешевым, но и самым шумным. Абсорбционный холодильник — самый тихий, наименее энергетически эффективный и самый дорогой в эксплуатации. Термоэлектрический холодильник самый дорогостоящий, почти такой же шумный, как парокompрессионный, но несколько менее энергетически эффективный, чем абсорбционный холодильник.

*P.K. Bansal, A.Martin //Int. J. Energy Res., GB, 2000.02, vol. 24, № 2, 93–107
БМИХ, 2001, № 4, с. 44*

ОБЪЕМНЫЙ МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ЗАРЯДКИ СИСТЕМ АККУМУЛЯЦИИ ЛЬДА

Первоначально применяли метод баланса энергии, в высшей степени точный, но достаточно дорогостоящий для коммерческого использования. Объемный метод определения состояния зарядки не учитывает ощутимого нагрева воды между льдом и трубами, по которым происходит теплопередача. Этот эффект может приводить к переоценке состояния зарядки на 8 % со стороны опорожнения бака, где очень важно иметь точные данные. Был предложен поправочный коэффициент, имеющий важное значение при высоких скоростях разрядки.

*J.D. West, J.E. Braun //ASHRAE Trans., US, 1999, vol. 105, № 2, 318–324
БМИХ, 2001, № 4, с. 58*

МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОКОННЫХ СТЕКОЛ

В процессе испытаний образцы стекол монтировали на специальном калориметрическом стенде. Испытание проводили в лабораторных условиях в Национальном Центре исследований и технологических разработок в Мехико с использованием солнечной моделирующей лампы. Общий измеренный коэффициент тепловых потерь составлял $1,7 \pm 0,1$ Вт/(м² · К). На основе опытных результатов вывели коэффициенты общей теплоотдачи и затенения. Описанный метод позволяет испытывать практически любой тип остекления.

*G.Alvarez, M.J. Palacios, J.J. Flores //Appl. Therm. Eng., GB, 2000.06, vol. 20, № 9, 803–812
БМИХ, 2001, № 4, с. 56*

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ, ИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ТЕПЛО ПОЧВЫ В КАЧЕСТВЕ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Показано, что геотермальные тепловые насосы нашли свое место на рынке: некоторые крупные установки вклю-

чены в системы центрального отопления, а множество небольших установок используют для отопления частных домов. Даны обзор источников тепла для тепловых насосов, использующих тепло почвы, и их характеристики. Приведены данные о долговечности небольших источников геотермальной энергии, дан обзор эффективности тепловых насосов, работающих на геотермальной энергии.

S.Burkhard //Heiz., Luft. Klima, Houstech., DE, 2000.02, vol. 51, № 2, 56–60

БМИХ, 2001, № 4, с. 62

ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПАКОВКИ ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ МЯСА В РОЗНИЧНОЙ СЕТИ

Описаны различные методы централизованной упаковки. Оптовая упаковка является самой экономичной и перспективной для использования в торговле. Тем не менее при оптовой упаковке необходимо строгое поддержание температур в узком диапазоне (чуть выше точки замерзания), соблюдение санитарно-гигиенических правил и поддержание полностью бескислородной атмосферы в упаковке. Упаковка, при которой используется специальный процесс CARTECH, существенно снижает остаточное количество O_2 , присутствующего в свободном пространстве. Необходимо включать в упаковки устройства для поглощения остаточного кислорода и сохранения способности восстановления метмиоглобина мясными тканями. Применение этих способов позволяет увеличить срок хранения мяса в розничной упаковке до 10 недель, после чего мясо может находиться в витрине еще три дня. Это достаточно для его транспортировки на отдаленные рынки.

S.Jeyamkondan, D.S. Jayas, R.A. Holley //J.Food Prot. //US, 2000.06, vol. 63, № 6, 796–804

БМИХ, 2001, № 4, с. 53

ПОТРЕБНОСТИ ЧЕЛОВЕКА В КОНДИЦИОНИРУЕМОЙ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЕ

Хотя кондиционирование воздуха играет положительную роль в экономическом развитии стран с жарким климатом, в мире существуют разные его оценки. Исследования показывают, что многие люди не удовлетворены создаваемыми в зданиях условиями. Среди них – страдающие от синдрома «больных зданий» (SBS) даже в случае соблюдения существующих стандартов и рекомендаций.

В XXI в. прогнозируется переход от достаточно посредственных к отличным условиям внутри помещений. На основе существующей информации и новых исследований предложены 5 принципов создания совершенного микроклимата в здании:

- улучшение качества воздуха внутри помещений должно повышать производительность и снижать симптомы SBS;
- следует избегать источников за-грязнения воздуха в помещениях;
- воздух должен быть сухим и прохладным;
- «персональный» воздух, т. е. небольшое количество чистого воздуха, следует осторожно подавать, в район зоны дыхания каждого человека;
- следует обеспечить индивидуальный контроль за тепловым состоянием окружающей среды.

Эти принципы вполне совместимы с требованиями энергетической эффективности и устойчивости систем кондиционирования воздуха.

P.O. Fanger //Int. J. Refrig., GB, 2001.03. vol. 24, № 2, 148–153

БМИХ, 2001, № 4, с. 60



КОНТИНЕНТ

холодильное и технологическое оборудование для пищевой промышленности

Холодильные установки
Холодильные камеры, склады
Чиллеры, льдоаккумуляторы,
льдогенераторы
Скорморозильные аппараты
Оборудование для производства
мороженого и замороженного сока
Линии для производства пельменей,
котлет, блинов, глазированных сырков
Линии для производства
быстрозамороженных овощей
и фруктов

Проектирование
Производство и поставка
Монтаж
Сервисное обслуживание

