

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»

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ

Минпромнауки России

Международной академии холода

Главный редактор

Л.Д.Акимов

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А.М.Архаров

И.И.Орехов

А.В.Бараненко

И.А.Рогов

Г.А.Белозеров

В.В.Румянцев

Б.М.Бершицкий

В.И.Смыслов

О.В.Большаков

И.Я.Сухомлинов

В.М.Бродянский

О.М.Таганцев

А.В.Быков

Н.В.Товарас

В.А.Выгодин

В.Н.Фадеев

Л.В.Галимова

И.Г.Хисамеев

А.А.Гоголин

О.Б.Цветков

А.К.Грезин

И.Г.Чумак

И.М.Калнинь

А.В.Шаманов

А.А.Мифтахов

Ответственный секретарь

Е.В.Плуталова

Дизайн и компьютерная верстка

Т.А.Миансарова

Компьютерный набор Н.А.Ляхова,

Н.В.Гераскина

Корректор Т.Т.Талдыкина

Ответственность за достоверность

рекламы несут рекламодатели.

Рукописи не возвращаются.

Адрес редакции:

107996, ГСП-6, Москва,

ул. Садовая-Спасская, д. 18

Телефоны: (095) 207-5314, 207-2396

Тел./факс: (095) 975-3638

E-mail: holodteh@ropnet.ru

http://www.holodteh.ru

Подписано в печать 08.08.2003.

Формат 60x88¹/₈. Офсетная печать.

Усл. печ. л. 6,0.

Отпечатано в ООО «АфиксСистема»



© Холодильная техника, 2003

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Refrigeration Engineering
Refrigeration Engineering

В НОМЕРЕ:

IN ISSUE:

НАУКА И ТЕХНИКА

Бродянский В.М. Перспективы
использования низких температур
окружающей среды в теплоэнерге-
тике и холодильной технике

SCIENCE AND TECHNIQUE

Brodyansky V.M. Prospects for use of
low ambient temperatures in heat-
and-power and refrigeration
engineering

ДЗАНОТТИ

Котляр Л.С. 10 лет Представитель-
ству Zanotti S.p.A. в Российской
Федерации

ZANOTTI

Kotlyar L.S. 10 years of the
Representation of Zanotti S.p.A.
in Russian Federation

LU-VE

Арменизе Дж. 75 лет
на мировом рынке

LU-VE

Armenise G. 75 years
on the world market

Сухомлинов И.Я., Головин М.В.,
Савельева И.Ю., Таганцев О.М.

Выбор системы охлаждения встро-
енного высокочастотного электро-
привода холодильных центробеж-
ных компрессоров

Sukhomlinov I.Ya., Golovin M.V.,
Savelyeva I.Yu., Tagantsev O.M.

Choosing the system of refrigeration
of the integral high-frequency
electrical drive of refrigerating
centrifugal compressors

ДАНФОСС

Контроллеры «Данфосс» нового
поколения

DANFOSS

Danfoss controllers of new
generation

HOWDEN

Компрессоры Howden на россий-
ском рынке

HOWDEN

Howden compressors on Russian
market

ТЕЛЕДООР

Камера и витрина:
два в одном

TELEDOOR

Chamber and display cabinet:
two in one

ТЕРМОКУЛ

Батыгин М.И. Скороморозильные
аппараты Frigoscandia

THERMOCOOL

Batygin M.I. Quick-freezing
apparatuses of Frigoscandia

КРИОТЕК

Эффективные ограждающие
конструкции холодильных камер
из сэндвич-панелей

CRYOTECH

Effective enclosure constructions
for cold rooms from sandwich-
panels

СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

Продукция, прошедшая сертифи-
кацию в НП «СЦ НАСТХОЛ»
в июле 2003 г.

STANDARDIZATION AND CERTIFICATION

Products having passed
certification at NP «STs NASTHOL»
in July of 2003

ПОЗДРАВЛЯЕМ С ЮБИЛЕЕМ!

Юрию Борисовичу Галеркину
70 лет

CONGRATULATIONS ON JUBILEE!

Yury Borisovich Galerkin
is 70 years old

ПОЛЕЗНЫЙ ОПЫТ

Мачков И.Г. Модернизация холо-
дильной установки Иркутского
хладокомбината

USEFULL EXPERIENCE

Machkov I.G. Modernization
of refrigeration installation of the
cold combine in the town of Irkutsk

В МЕЖДУНАРОДНОМ ИНСТИТУТЕ ХОЛОДА

Из Бюллетеня МИХ

AT INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION

From Bulletin of IIR

И. О. Гмирява

«Термодинамика снизу иногда выглядит даже интереснее, чем сверху».

М.П. ВУКАЛОВИЧ

УДК 621.11:621.57

Перспективы использования низких температур окружающей среды в теплоэнергетике и холодильной технике



Д-р техн. наук, проф.
В.М. БРОДЯНСКИЙ
МЭИ

The potentials of use of low ambient temperatures, typical of the winter period in Russia, in the heat-and-power engineering and refrigeration engineering have been considered in the article. It is known from thermodynamics that in Carnot direct cycle a decrease in the temperature of heat receiver is advantageous from the energy point of view, while in Carnot refrigeration cycle – a decrease in the condensing temperature is beneficial. In practice this can be rather easily implemented in refrigeration technique by supplying cold outside air to condensers of refrigerating installation. In steam power cycles a decrease in temperature level is associated with the necessity to change the traditional working substance – water. In this case use of Kalina water-ammonia cycle has good prospects. The problems associated with the transition to air condensers can be fully overcome.

Использование низких температур окружающей среды (природного холода) в зимнее время, в частности для охлаждения пищевых и биопродуктов, – одно из традиционных направлений холодильной техники. В последнее время появилась информация о новых возможностях использования природного холода как в холодильной технике, так и в области, традиционно связанной с высокими температурами, – теплоэнергетике. Редакция обратилась к члену редколлегии журнала д-ру техн. наук, проф. В.М. Бродянскому с просьбой осветить эту проблему на страницах нашего журнала.

Низкие температуры окружающей среды зимой характерны как для ряда северных стран, так и для большей части территории России.

В целом это обстоятельство негативно сказывается на экономике, и в частности на энергетике этих стран.

Холодильная техника, как крупный потребитель электроэнергии, тоже «висит» на энергетике и зимой. Отдельные случаи полезного применения низ-

ких температур окружающей среды в этой отрасли, к сожалению, не меняют общей ситуации.

В то же время мнения о характере, масштабе и следствиях влияния низких температур на экономику существенно различаются, простираясь от крайне негативно-пессимистических до умеренно оптимистических.

Сторонники первого направления – пессимисты – обращают основное внимание на трудности в энергетике, сельском хозяйстве, транспорте, строительстве, а также в быту, обусловленные низкими температурами окружающей среды в зимнее время. Ссылаясь на это, некоторые авторы приходят даже к далеко идущим пессимистическим взглядам на будущее нашей страны и ее место в мировой экономике [4].

Что касается оптимистов, не разделяющих столь скептических взглядов на «дальнейшие виды России», то они, не отрицая трудностей, которые создает климат на большей части тер-

ритории нашей страны, считают, что они могут быть в значительной степени преодолены путем проведения соответствующей хозяйственной политики в сочетании с использованием современных научных достижений. В общем плане это, по-видимому, верно, но переход к реальным делам требует конкретного анализа.

В этой связи полезно, абстрагируясь от глобальных политико-экономических прогнозов, которые редко сбываются, рассмотреть с позиций энергетики некоторые реальные возможности применения низких температур окружающей среды в народном хозяйстве.

Для этого необходимо, хотя бы кратко, рассмотреть, если можно так выразиться, некоторые положительные свойства отрицательных температур [2].

Эти свойства используются, например, в технологиях хранения, транспортировки и холодильной обработки пищевых и

Однако существует и другой значительный резерв повышения энергетической эффективности, основанный на применении низких температур окружающей среды в холодное время года в теплоэнергетике — ключевой отрасли народного хозяйства.

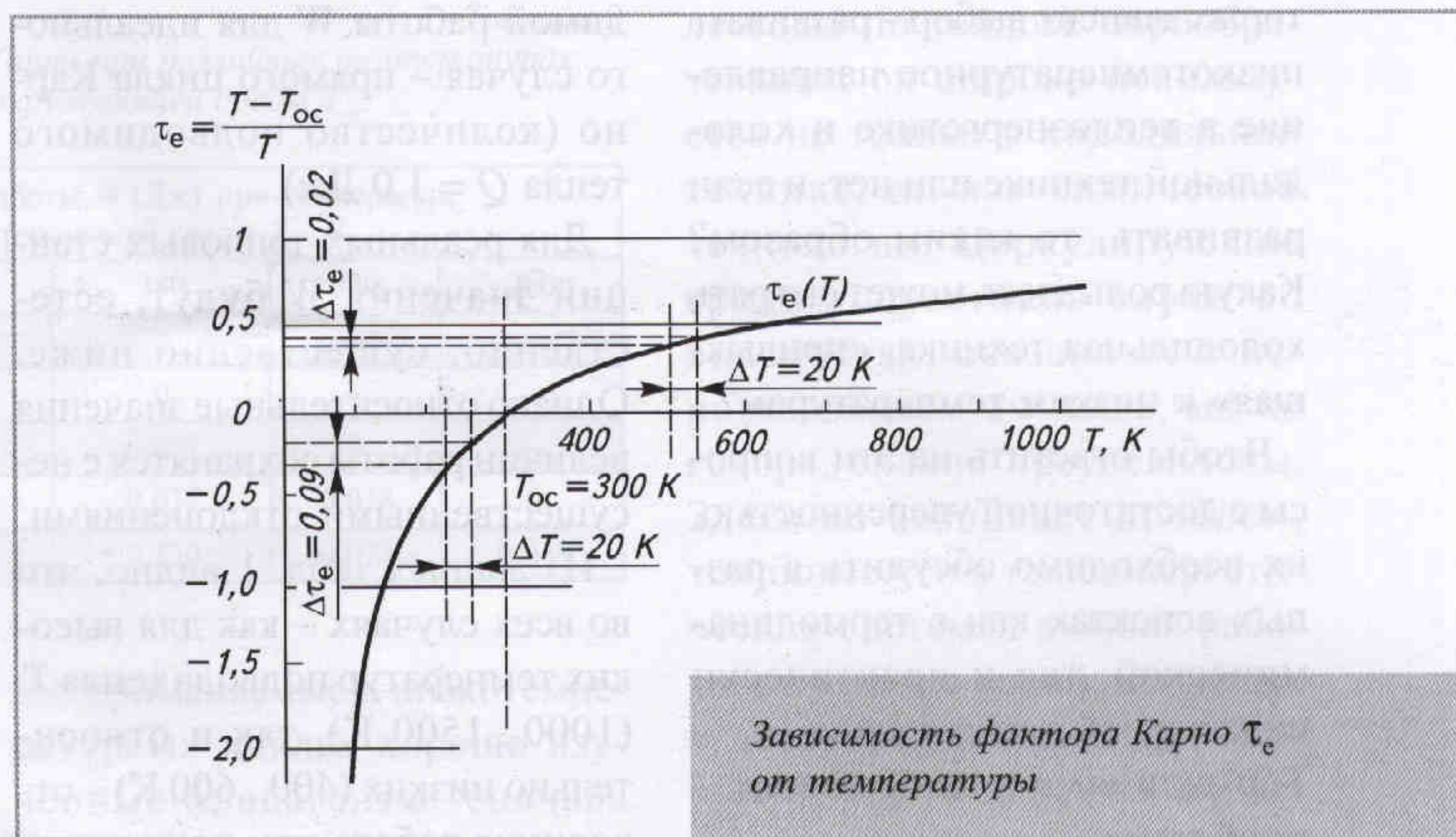
Теплоэнергетика и холод

Идея нового, «холодного», направления в развитии теплоэнергетики связана непосредственно с использованием научного задела и опыта, накопленного как энергетикой, так и холодильной техникой.

До последнего времени основным препятствием в сближении низкотемпературной техники с теплоэнергетикой было традиционное применение воды в качестве единственно возможного рабочего тела на электростанциях. Достоинства воды как в термодинамическом, так и экономическом плане хорошо известны.

Попытки использовать в теплоэнергетике другие рабочие тела (речь, естественно, идет о паротурбинных электростанциях, а не о двигателях внутреннего сгорания или газотурбинных установках), например некоторые из применяемых в холодильной технике, рассматривались до последнего времени большинством специалистов как экзотика, хотя изредка и обсуждались в литературе [3, 6].

Увеличение термического КПД паросилового цикла может быть достигнуто, как известно из термодинамики, при прочих равных условиях только двумя



путями. Первый из них – это повышение температурного уровня подвода тепла как в самом паровом цикле, так и посредством «надстроек» – от МГД (магнитогазодинамических генераторов) до газовых турбин. Газотурбинный вариант оказался практически наиболее приемлемым и позволил поднять термический КПД станций до 60 %.

Однако дальше двигаться «вверх» становится все труднее и дороже, тем более что по неизблемым законам термодинамики каждый градус повышения температуры дает все меньший энергетический эффект. Это наглядно показывает диаграмма в координатах $\tau_e = (T - T_{oc})/T$ (эксергетическая температура) – T [2] (см. рисунок).

Одинаковое изменение температуры ΔT вызывает намного большее изменение фактора Карно τ_c (а следовательно, и термического КПД цикла) в области низких температур.

Так, повышение температуры на 20 К в области даже не очень высоких температур (например, от 500 до 520 К) меняет фактор Карно τ_c с 0,4 на 0,42 (т. е. на

0,02). Такое же изменение температуры в сторону понижения в области низких температур (например, от 260 до 240 К) меняет τ_c с $-0,13$ на $-0,22$ (т. е. на 0,9 по абсолютной величине, что в несколько раз больше).

В этой ситуации, естественно, представляется целесообразным расширение теплосилового цикла «вниз». Здесь по незыблемым законам термодинамики «каждый градус все дороже» и термический КПД цикла растет при его расширении «вниз» гораздо быстрее, чем при движении «вверх».

Для нашей страны, где температура окружающей среды в большинстве районов долгое время держится на уровне гораздо ниже 0°C , такое расширение границ цикла может дать весьма существенный эффект.

Те же соображения, только «с обратным знаком», относятся к холодильной технике: понижение температуры отвода тепла в холодильных циклах может тоже дать существенную экономию энергии.

Однако возникает целый комплекс вопросов, от решения ко-

торых зависит выбор – развивать низкотемпературное направление в теплоэнергетике и холодильной технике или нет, и если развивать, то каким образом? Какую роль здесь может сыграть холодильная техника, «привыкшая» к низким температурам?

Чтобы ответить на эти вопросы с достаточной уверенностью, их необходимо обсудить в разных аспектах как с термодинамической, так и практически инженерной точек зрения.

Термодинамический аспект проблемы

Из элементарных термодинамических соотношений, относящихся ко второму закону термодинамики, следует, что понижение температуры теплоприемника (в интересующем нас случае — температуры окружающей среды T_{oc}) при заданной температуре теплоотдатчика (в данном случае — греющей среды) приводит в прямом цикле при прочих равных условиях к увеличению количества получаемой (отводимой) работы на $\Delta W_{гор}$. В обратном цикле такое же понижение температуры окружающей среды при прочих равных условиях уменьшает затраты работы на $\nabla W_{хол}$. Термический КПД теплового цикла при этом возрастает так же, как и холодильный коэффициент обратного цикла.

В табл. 1 даны значения отво-

димой работы W для идеально-го случая – прямого цикла Карно (количество подводимого тепла $Q = 1,0$ Дж).

Для реальных тепловых станций значения W будут, естественно, существенно ниже. Однако относительные значения величин работы сохранятся с незначительными отклонениями.

Из данных табл. 1 видно, что во всех случаях — как для высоких температур подвода тепла T_r (1000...1500 К), так и относительно низких (400...600 К) — отводимая работа при понижении T_{oc} существенно возрастает. Важно, что наибольший рост наблюдается в циклах с более низким уровнем T_r . Так, если для цикла с $T_r = 1500$ К увеличение отводимой работы при $T_{oc} = 240$ К по сравнению с $T_{oc} = 300$ К составляет ~5 %, а при $T_{oc} = 250$ К ~4 %, то в цикле с $T_r = 1000$ К увеличение работы при том же изменении T_{oc} существенно больше: ~8 и 7 %.

Самое значительное увеличение термического КПД ($\sim 16\%$) наблюдается при относительно невысокой температуре $T_r = 600\text{ К}$. Эти цифры заставляют задуматься над некоторыми практически возможными реализациями таких циклов в теплоэнергетике.

Что касается холодильной отрасли, то, казалось бы, здесь «сам Бог велел» использовать

природный холод. В начальный период ее развития так и было [1]. Однако в дальнейшем, естественно, пришлось перейти на массовое использование техники, надежно обеспечивающей в новых условиях пищевую промышленность, сельское хозяйство и другие отрасли холодом любых параметров. Природный холод долго держал свои позиции, но, за редким исключением, был фактически устранен из практики.

Однако в последнее время в связи с обострением энергетических и экологических проблем интерес к природному холоду возобновился: его использование (и не только в форме льда) возрастает. Это относится как к непосредственному охлаждению холодным атмосферным воздухом в зимнее время*, так и к применению природного холода в сочетании с холодильными машинами.

В табл. 2 приведены данные для обратного цикла Карно, аналогичные тем, которые представлены в табл. 1 для теплосилового цикла.

Из табл. 2 следует, что даже сравнительно небольшое понижение температуры конденсации T_{oc} в холодильном цикле может существенно экономить энергию на привод компрессора. Так, понижение этой температуры с 300 до 280 К дает при температуре охлаждаемого объекта $T_0 = 260$ К экономию энергии в 2 раза, а до 270 К – в 4 раза (расчет относительных значений работы при разных тем-

* Мне пришлось однажды услышать возмущение домашней хозяйки (правда, с инженерным образованием): «Что за глупость: я должна платить за электроэнергию, которую жрет мой холодильник, хотя рядом за окном мороз минус 15 градусов!»

Таблица 1

Работа теплосилового (прямого) цикла Карно при различных температурах источника T_r и приемника T_{oc} тепла

T_r, K	Отводимая работа цикла W (Дж) при температуре окружающей среды T_{oc}, K						
	300	290	280	270	260	250	240
1500	0,80	0,81	0,81	0,82	0,83	0,83	0,84
1200	0,75	0,76	0,77	0,78	0,78	0,79	0,8
1000	0,70	0,71	0,72	0,73	0,74	0,75	0,76
800	0,62	0,64	0,65	0,66	0,68	0,69	0,70
600	0,50	0,52	0,53	0,55	0,57	0,58	0,60

Работа холодильного (обратного) цикла Карно при различных температурах охлаждаемого объекта T_o и окружающей среды T_{oc}

Таблица 2

Температура охлаждаемого объекта T_o , К	Затраты работы W (Дж) при температуре окружающей среды T_{oc} , К				
	300	290	280	270	260
290	0,034	0	—	—	—
280	0,071	0,036	0	—	—
270	0,111	0,074	0,037	0	—
260	0,154	0,115	0,077	0,038	0
250	0,200	0,160	0,120	0,074	0,038

пературах конденсации в реальных циклах будет несущественно отличаться от приведенных величин). Техническая реализация таких возможностей путем подвода холодного атмосферного воздуха к конденсаторам установок не вызовет неразрешимых технико-экономических и организационных проблем. Пренебрегать этим, по-видимому, не следует.

Положение в теплоэнергетике в этом смысле несколько сложнее. Там практическое использование низких температур окружающей среды требует решения ряда серьезных инженерных проблем. Если оставить в стороне неизбежно существующий в такого рода ситуациях консерватизм, то остаются реальные трудности, связанные с двумя главными вопросами: выбором рабочего тела нового теплосилового цикла и работой оборудования в переменном режиме, который диктуется изменениями температуры окружающей среды. В решении первого из них опыт холодильной техники уже оказался полезным.

Выбор рабочего тела нового теплосилового цикла

Среди многочисленных рабочих тел, предлагаемых для замены воды в теплосиловых циклах, постепенно вышли на первое ме-

сто применяемые в низкотемпературных циклах хорошо изученные хладагенты: сначала R12, а затем аммиак.

К настоящему времени уже накоплен большой опыт использования неводных рабочих тел в теплоэнергетике; приоритет здесь принадлежит нашей стране.

Еще в 1955 г. Л.М. Розенфельд предложил использовать в теплосиловых установках бинарный водоаммиачный цикл [6], а в 1967 г. на Камчатке была пущена первая опытная термальная электростанция на R12.

Однако основным направлением в «неводной» теплоэнергетике стало все же водоаммиачное, основанное на цикле (вернее, «циклах») А. Калины*, разработанных им при активной поддержке известного американского ученого — специалиста в области термодинамики М. Трайбуса.

Опиравшийся на опыт и традиции холодильной техники выбор смеси $NH_3 + H_2O$ оказался чрезвычайно удачным. Как аммиак, так и водоаммиачные смеси хорошо изучены. Аммиак занимает второе место пос-

* А.И.Калина закончил Одесский институт холодильной промышленности. В 70-х годах эмигрировал в США, где организовал фирму «Exergy Inc.», успешно работающую в области создания водоаммиачных циклов электростанций [7, 9].

ле воды по теплоте парообразования; он широко используется не только в холодильной технике, но и в химической технологии. Циркулирующие среди энергетиков слухи об опасностях, связанных с использованием аммиака, мягко говоря, сильно преувеличены. Здесь не возникает проблем, тем более что в теплоэнергетических системах аммиак работает в смеси с водой. Он дешев и доступен, не оказывает корродирующего действия на железо и его сплавы, растворим в воде во всем диапазоне концентраций. Наконец, что очень важно, в водоаммиачном теплосиловом цикле даже при низких температурах, которые могут встретиться на практике, давление двухфазной смеси превышает атмосферное. Значение этого обстоятельства трудно переоценить как с конструктивной, так и эксплуатационной точек зрения.

Экспериментальная электростанция мощностью 3 МВт, построенная Калиной на водоаммиачном рабочем теле, показала высокую эффективность этого цикла как в термодинамическом, так и эксплуатационном планах [7, 9].

Единственным негативным результатом оказалась невозможность поднять верхнюю температуру цикла за пределы 550–600 °С из-за неизбежной диссоциации аммиака на водород и азот. Надежды на то, что аммиак в смеси с водой не начнет диссоциировать при такой температуре, не оправдались.

Что касается температур, лежащих ниже границы диссоциации, то водоаммиачный цикл Калины уже исправно работа-

ет на четырех установках – в США, Японии и Исландии. Планируется создание и других станций с мощностями более 100 МВт.

Различные варианты цикла Калины, как реализованные, так и проектируемые, имеют сходные показатели: все они по-прежнему работают при температурах конденсации, лежащих существенно выше 0°C .

В верхней части цикла границы повышения температур, как уже указывалось, определяются началом диссоциации аммиака, поэтому такие циклы могут преимущественно применяться как «Bottom cycles» на атомных и геотермальных электростанциях.

Но при этом особенно важно, что они, как уже указывалось, могут успешно использоваться и при существенно более низких температурах среды, вплоть до тех, которые соответствуют самым сильным сибирским морозам. При этом в зимнее время термический КПД существенно возрастет, а давление в конденсаторе останется избыточным; все трудности, связанные с вакуумом и большими удельными объемами пара, отпадут [8].

Естественно, что переход на новое рабочее тело — водоаммиачную смесь, связанный с возможностью создания ТЭС, эффективно работающих с выдачей дополнительной электроэнергии в зимнее время, — дело, требующее серьезной проектной и экспериментальной проработки. неизбежно возникнут и некоторые специфические трудности практически инженерного характера, преодоление которых потребует дополнительных усилий.

Трудности, связанные с практическим использованием низких температур окружающей среды

Первая трудность – переменный режим работы станции вследствие неизбежных изменений температур окружающей среды – как сезонных, так и сравнительно краткосрочных, определяемых метеорологическими факторами. Здесь возникает ряд задач, связанных с работой турбин и теплообменной аппаратуры в переменном режиме и созданием соответствующих систем регулирования.

Что касается сезонных изменений температур окружающей среды, то задача регулирования облегчается тем, что они происходят в течение относительно длительного отрезка времени, а амплитуды колебаний температуры при краткосрочных изменениях погоды обычно невелики.

Вторая трудность – это переход на воздушные конденсаторы. Задача облегчается тем, что опыт успешного конструирования и применения воздушных конденсаторов уже имеется как в холодильной технике, так и в теплоэнергетике (например, на Мутновской термальной электростанции на Камчатке) [5].

Разумеется, преодоление этих трудностей потребует определенных усилий и опытной проверки. Однако в целом они не выводят задачу за пределы уже реализованных возможностей современной техники. Накопленный энергетикой и холодильной техникой опыт создания и эксплуатации близких по характеру технических систем, несомненно, позволит их решить.

Положительные стороны ис-

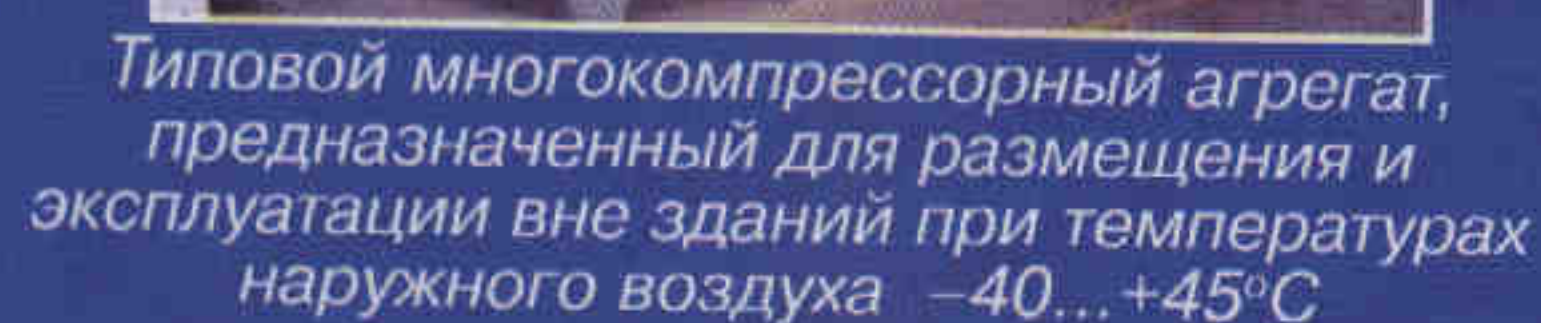
пользования низкотемпературного резерва, который дает сама природа для развития энергетики, очевидны. Дискуссия может идти только о технической стороне дела, масштабах работы и об экономических оценках тех преимуществ, которые оно может дать в каждом конкретном случае.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Бродянский В.М.* От твердого льда до жидкого гелия. История холода. – М.: Энергоатомиздат, 1995.
2. *Бродянский В.М., Фраттиер В., Михалец К.* Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат, 1988.
3. *Гохштейн Д., Верживкер Г.* Проблема использования неводных паров в энергетике// Теплоэнергетика. 1966. № 1.
4. *Паршев А.П.* Почему Россия не Америка. – М.: Форум, 1999.
5. *Поваров О.А. Саакян В.А. и др.* Бинарные электрические станции// Тяжелое машиностроение. 2002. № 8.
6. *Розенфельд Л., Ткачев А.* Холодильные машины и аппараты. – М.: Госторгиздат, 1955.
7. *Kalina A.* Combined cycle system with novel bottoming cycle, ASME J. Eng. Power 106, 737–742, 1984.
8. *Kalina A., Brodianski V.* Exergy analysis of Kalina cycles thermodynamic Efficiency. Comm. «Flowers» 97.
9. *Kalina A., Leibowitz H., Lazzori L., Diotti F.* Recent development in the application of Kalina cycle for geothermal plants. GRC, 1995.
10. *Wall G., Chia-Chin Chuang, M.Ighida* Exergy study of the Kalina cycle. Analyses and Design of Energy systems AES-Vol. 10–3, ASME, 1990.



Л.С. КОТЛЯР,
технический руководитель
Представительства



За последние десять лет фирма Zanotti S.p.A. усовершенствовала серийные и разработала новые модели оборудования, которые в полной мере соответствуют технологическим и климатическим требованиям российского рынка.

Многопрофильные
холодильные машины
с широким диапазоном контроля
и регулирования температуры
и относительной влажности
воздуха

Изучив состояние российских холодильных мощностей, фирма пришла к выводу о необходимости корректировки части производственной программы завода, ориентированной на изготовление и поставку холодильных машин для России. На большинстве российских пищевых предприятий значительное число стационарных холодильных камер имеет многопрофильное назначение, слабую теплоизоляционную конструкцию, часто размещается вдали от наружных стен. Эти условия не позволяют использовать классические моноблоки и би-блоки, поэтому завод разработал и внедрил в производство многопрофильные холодильные машины, полностью отвечающие техническим условиям потребителя, изготовленные из унифицированных монтажных блоков, позволяющих осуществлять любую узловую комплектацию, меняя:

- число и тип компрессоров (поршневые, спиральные, винтовые);
- число и тип воздухоохладителей;
- число и тип конденсаторов (с воздушным или водяным охлаждением, встроенные или выносные);
- тип системы контроля, регулирования и поддержания относительной влажности (встроенные в конструкцию воздухоохладителей или выносного форсуночного типа).

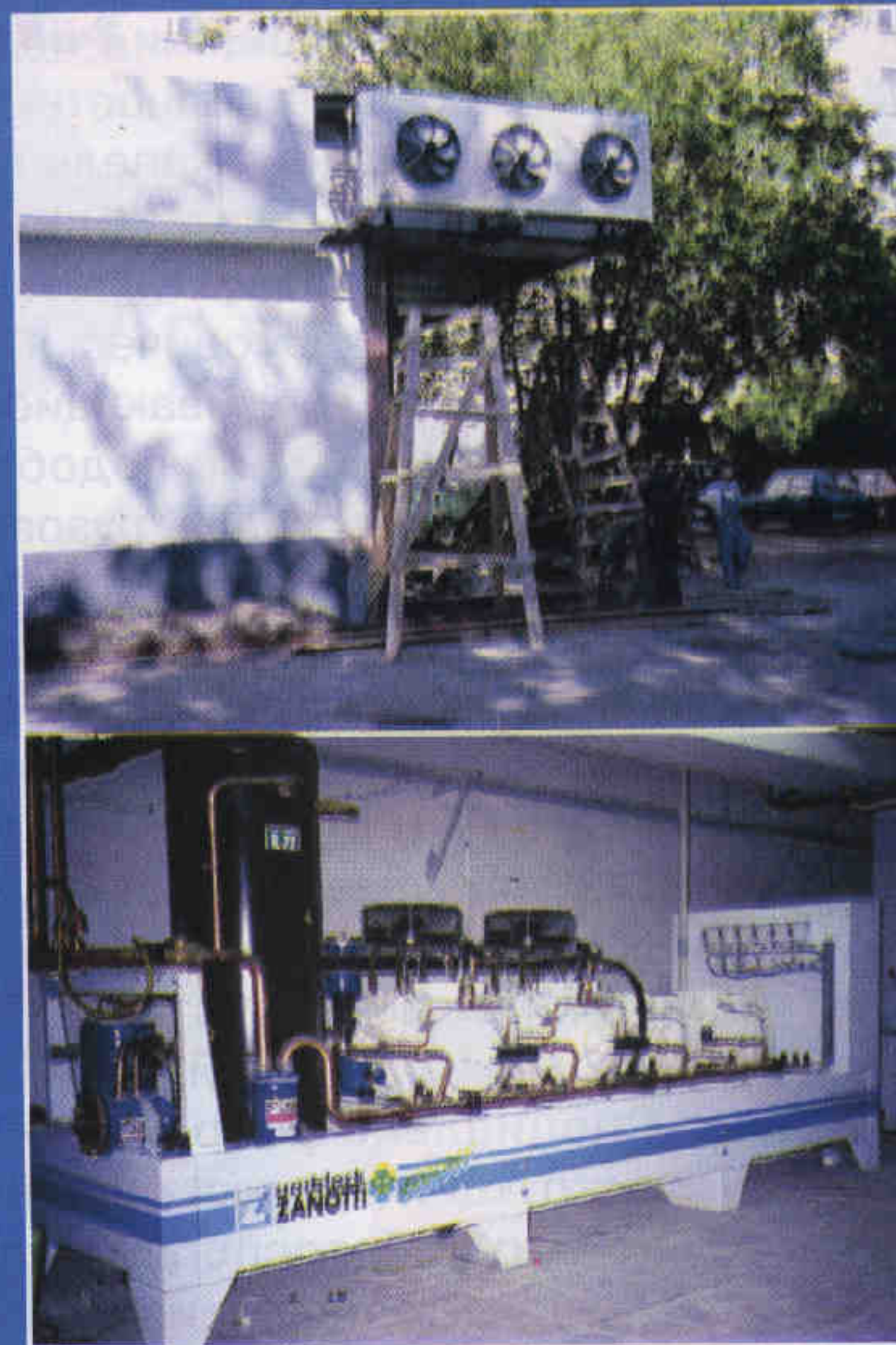
Технологически поддержание и контроль относительной влажности воздуха можно осуществлять двумя способами – *пассивным и активным*.

Пассивное влияние на относительную влажность двухпоточных воздухоохладителей, уменьшения перепада температур, увеличения поверхности охлаждения, более точного поддержания диапазона температур кипе-

ния хладагента и т.д. не позволяет добиться такого же сокращения потерь при хранении, как при использовании активного способа контроля и регулирования относительной влажности.

Остановимся более подробно на этом способе. Общеизвестна необходимость искусственного поддержания относительной влажности воздуха в камерах хранения скоропортящихся пищевых продуктов, фруктов и овощей, цветов, медицинских препаратов и т.д. Наиболее распространены способ парового увлажнения воздуха и способ форсуночного распыления воды. Основные недостатки первого способа – сложность прокладки паропроводов, характерный запах пара, образование накипи на греющей поверхности и, как следствие, падение паропроизводительности. К основным недостаткам второго способа могут быть отнесены сложность получения мелкодисперсного воздушно-водяного факела, инерционность системы (капание после закрытия исполнительных органов), сложность проведения процесса при температурах воздуха, близких к 0 °С.

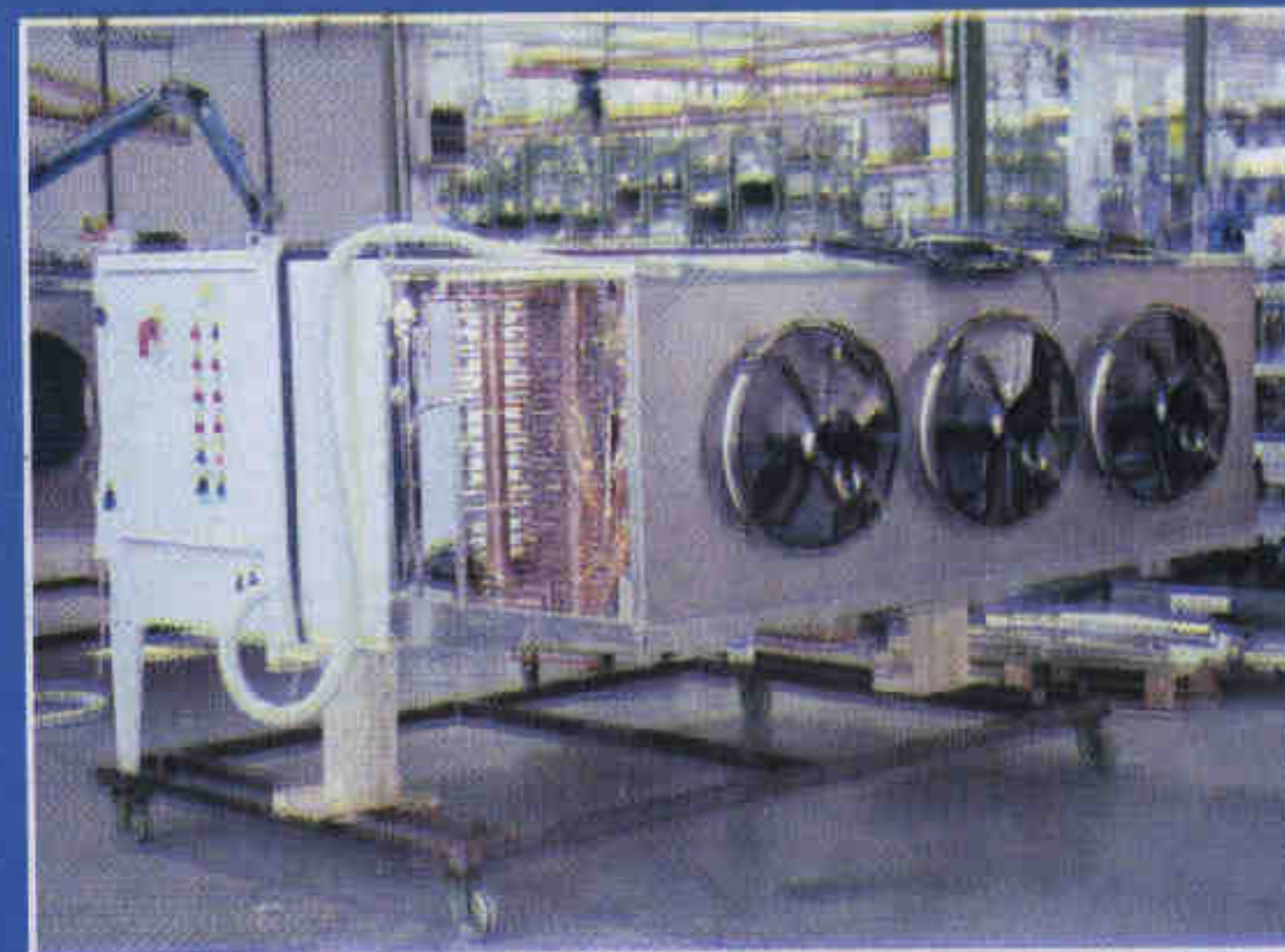
Фирма Zanotti, изготавливая, как правило, встроенные в воздухоохладители увлажнители, имеет возможность при числе подвешенных воздухоохладителей в камере более двух или при применении напольных воздухоохладителей с вертикальными воздуховодами укомплектовать холодильную машину системой контроля и регулирования относительной влажности воздуха с применением специальных выносных форсунок, работающих по принципу эжектора. Сжатый воздух и увлекаемая им вода, имеющая атмосферное давление, смешиваясь, образуют на выходе из сопла мелкодисперсный воздушно-водяной факел с каплями размером от 5 до 10 мкм, которые быстро ассимилируются воздушным потоком, выходящим из воздухоохладителя. Отсутствие напора воды позволя-



Мультикомпрессорная холодильная машина с двумя температурными уровнями ($-35^{\circ}\text{C}/-15^{\circ}\text{C}$) с выносным малошумным конденсатором воздушного охлаждения для продовольственных магазинов, расположенных в жилой зоне



Передвижная холодильно-нагревательная машина с использованием тепла конденсации – моноблок для сушки зерна и травы



Стационарная холодильная машина с использованием тепла конденсации – моноблок для поддержания в камере длительного хранения заданных температуры и относительной влажности воздуха

Специально разработанная конструкция датчика обеспечивает его работоспособность и заданную точность измерений как при положительных, так и при отрицательных температу-

При длительном хранении овощной продукции с примене-

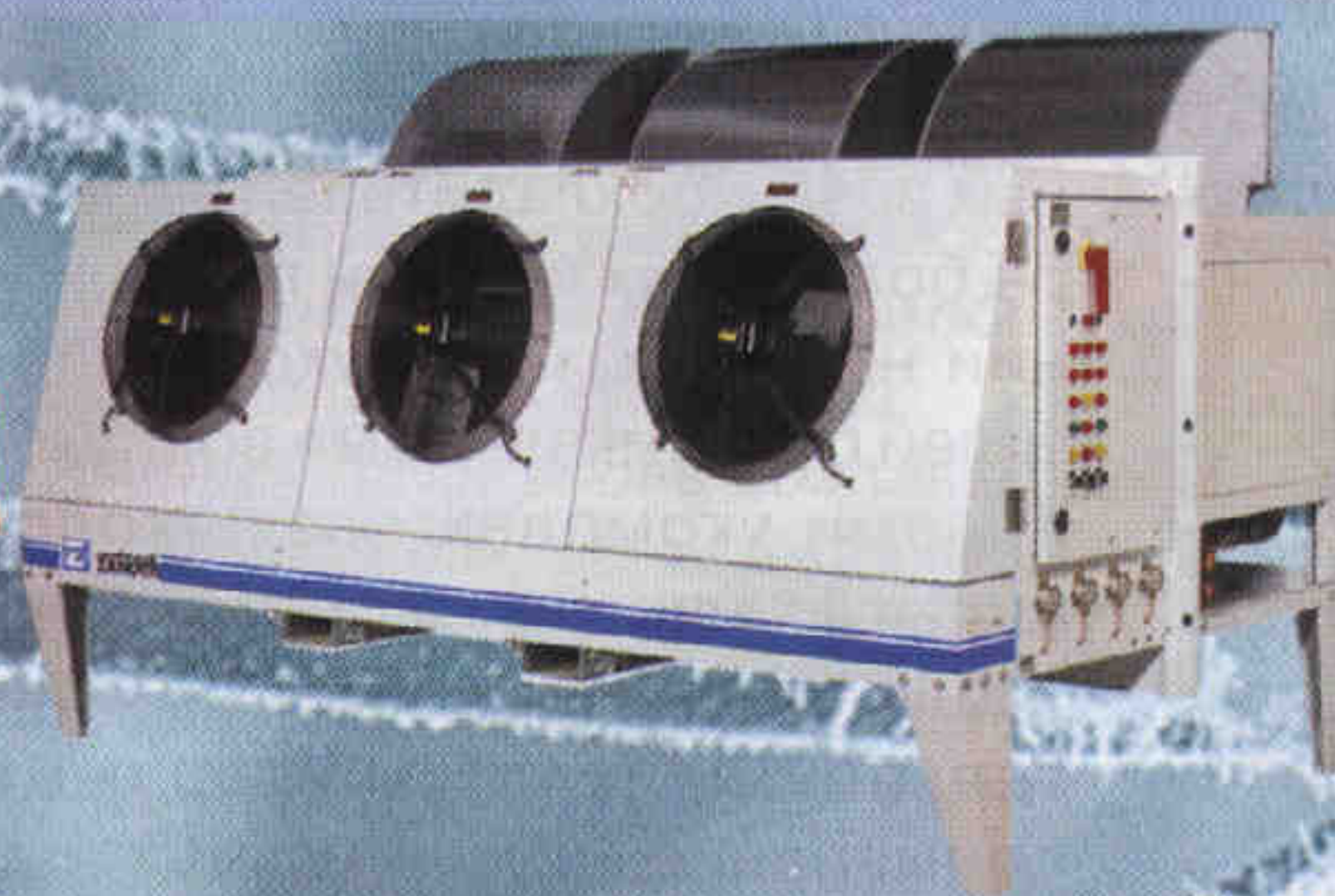
Учитывая мелкодисперсное состояние воды в факеле и практически мгновенную ассимиляцию влаги воздухом в камере, описанная система увлажнения показала хорошие результаты при хранении табака, вина в деревянных бочках, неупакованных фруктов, а также при поддержании влажности в специальных помещениях.

Мы готовы предоставить необходимую информацию по всем типам оборудования Zanotti и оказать техническое содействие по его эффективному применению.

ZANOTTI

10 ЛЕТ В РОССИИ

- Промышленное кондиционирование цехов предприятий
- Централизованное и децентрализованное холодоснабжение
- Поддержание заданной температуры и относительной влажности воздуха в охлаждаемых камерах
- Замораживание - Охлаждение - Хранение



www.zanotti-moscow.ru

УДК 621.574:621.515

Выбор системы охлаждения встроенного высокочастотного электропривода холодильных центробежных компрессоров

Д-р техн. наук **И.Я. СУХОМЛИНОВ**,
канд. техн. наук **М.В. ГОЛОВИН**,
канд. техн. наук **И.Ю. САВЕЛЬЕВА**,
О.М. ТАГАНЦЕВ
ОАО «ВНИИхолодмаш-Холдинг»

Важным фактором, определяющим работоспособность, надежность и эффективность холодильных центробежных компрессоров, используемых в водоохлаждающих машинах и имеющих встроенный высокочастотный электродвигатель, является эффективность системы охлаждения привода. В малорасходных холодильных компрессорах холодопроизводительностью менее 100 кВт, т. е. в области, где в наибольшей степени проявляется отрицательное влияние масштабного фактора на газодинамические характеристики центробежных ступеней, выбор системы охлаждения привода во многом определяет эффективность работы компрессоров и в конечном итоге их конкурентоспособность.

Refrigeration system of the integral high-frequency motor of centrifugal compressors for water-chilling machines are compared in the article. The schemes of refrigeration by refrigerant vapor removed from the cycle on the level of suction pressure into the compressor and on the level of compressor pressure after the first stage, as well as the scheme of refrigeration with the help of water jacket are considered in detail. It is shown that refrigeration through heat removal with the help of water jacket is the most efficient, with the efficiency rising with decreasing of pressure in the area of drive and of the molecular mass of the refrigerant. In general refrigeration with refrigerant vapor circulating in the system is always more advantageous from the energy point of view, than the supply of additional amount of liquid refrigerant.

В [1] рассмотрено охлаждение встроенного электропривода двухступенчатого компрессора дополнительной подачей жидкого хладагента. В то же время представляется целесообразным рассмотрение возможности использования других вариантов охлаждения привода, в том числе отводом теплоты водяной рубашкой.

В данной работе предлагаются схемы охлаждения встроенного электропривода хладагентом (без увеличения его количества) в паровой фазе (рис. 1), а также комбинированные схемы, включая отвод теплоты водяной рубашкой.

В схемах охлаждения парами хладагента их подводят в полость привода компрессора из двух точек цикла: или из испарителя (рис. 1, *а*), или после сжатия в первой ступени (рис. 1, *б*). В обоих случаях подогрев хладагента приведет к увеличению работы компрессора и снижению эффективности холодильной машины. Однако снижение эффективности будет определяться реальными значениями потерь в приводе для каждого варианта.

Рассмотрим зависимости, характеризующие основные параметры встроенного привода.

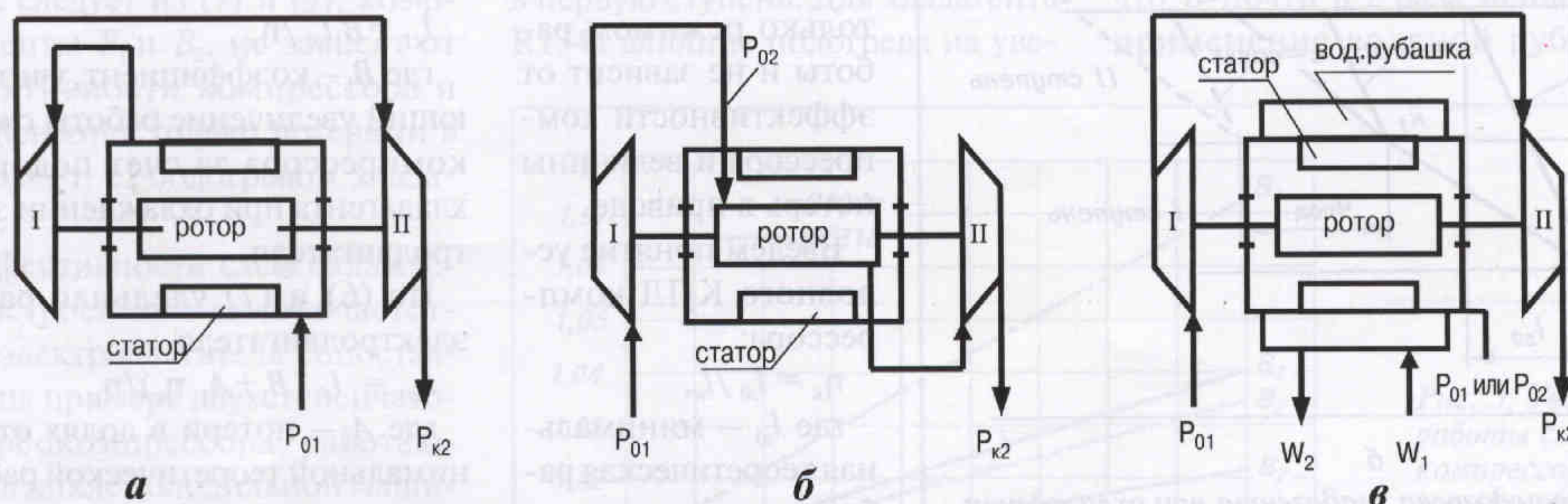


Рис. 1. Схемы охлаждения встроенного электропривода компрессора:
а – парами хладагента с давлением всасывания в первую ступень; б – парами хладагента с давлением после первой ступени; в – водяной рубашкой

Представим потери мощности в приводе $N_{\text{пот}}$ как сумму механических (вентиляционных) потерь, вызванных трением при вращении роторной группы в плотной среде хладагента, и потерь в обмотках электродвигателя, определяемых электрическим КПД двигателя. Тогда

$$N_{\text{пот}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{эл}}, \quad (1)$$

где $N_{\text{тр}}$ — мощность на преодоление трения вращения (вентиляционные потери);

$N_{\text{эл}}$ — электрические потери мощности в электродвигателе.

Рассматривая электрический КПД электродвигателя (без учета потерь трения) как отношение мощности на валу электродвигателя к мощности, потребляемой из сети, т. е.

$$\eta_{\text{эл}} = N_{\text{в}} / N_{\text{эл}},$$

получаем

$$N_{\text{эл}} = N_{\text{в}} (1 - \eta_{\text{эл}}), \quad (2)$$

где $N_{\text{в}}$ — мощность на валу электродвигателя, определяемая как

сумма мощности процессов сжатия в компрессоре $N_{\text{к}}$ и мощности на преодоление потерь трения $N_{\text{тр}}$, т. е. $N_{\text{в}} = N_{\text{к}} + N_{\text{тр}}$;

$N_{\text{эл}}$ — мощность, потребляемая электродвигателем из сети.

Переходя к удельным параметрам, отнесенным к 1 кг хладагента, определяем

$$l_{\text{в}} = \eta_{\text{эл}} l_{\text{эл}} = l_{\text{к}} + l_{\text{тр}}. \quad (3)$$

Тогда для удельной работы трения справедливо

$$l_{\text{тр}} = \eta_{\text{эл}} (l_{\text{к}} + l_{\text{пот}}) - l_{\text{к}}. \quad (4)$$

Подставляя выражение (4) в (3) и решая относительно удельной работы электродвигателя получаем

$$l_{\text{эл}} = l_{\text{к}} + l_{\text{пот}}. \quad (5)$$

Для сопоставления эффективности компрессора при различных схемах охлаждения привода используем понятие минимальной теоретической работы сжатия компрессора $l_{\text{с0}}$, соответствующей адиабатной работе сжатия, определяемой без учета смещения на-

чала процесса сжатия во второй ступени из-за подогрева хладагента в первой ступени и без потерь привода.

На рис. 2, а и б показан процесс сжатия в двухступенчатом компрессоре для двух схем охлаждения привода. Минимальная работа в этом случае определяется только режимом работы и не зависит от эффективности компрессора и величины потерь в приводе.

Введем понятие условного КПД компрессора:

$$\eta_{\text{к}} = l_{\text{с0}} / l_{\text{к}},$$

где $l_{\text{с0}}$ — минимальная теоретическая работа сжатия;

$l_{\text{к}}$ — действительная работа сжатия двухступенчатого

компрессора.

В этом случае, выражая потери как часть минимальной теоретической работы

$$l_{\text{пот}} = A l_{\text{с0}},$$

для минимальной потребляемой удельной работы электродвигателя получаем из (5):

$$l_{\text{эл min}} = l_{\text{с0}} (1 + A \eta_{\text{к}}) / \eta_{\text{к}}. \quad (6)$$

Значение коэффициента A определяется реальной величиной суммарных потерь, которая зависит от уровня давления в полости электродвигателя, т. е. от схемы охлаждения привода.

Выражение потерь через минимальную теоретическую работу сжатия компрессора упрощает дальнейший анализ, так как при различной величине потерь не требуются сложные расчеты действительной работы сжатия компрессора при разных схемах охлаждения привода.

Для дальнейшего анализа примем, что эффективности различных схем охлаждения привода будут сопоставляться при одинаковых значениях $\eta_{\text{к}}$.

Рассмотрим схему охлаждения привода парами хладагента с давлением всасывания в первую ступень p_{01} . В этом случае работа увеличивается за счет сдвига начала процесса сжатия в компрессоре на величину подогрева, т. е. для 1 кг хладагента на величину $l_{\text{пот}}$. Тогда, обозначив удельную работу сжатия в компрессоре $l_{\text{к1}}$, получим

$$l_{\text{к1}} = B_1 l_{\text{с0}} / \eta_{\text{к}}, \quad (7)$$

где B_1 — коэффициент, учитывающий увеличение работы сжатия компрессора за счет подогрева хладагента при охлаждении электродвигателя.

Из (6) и (7) удельная работа электродвигателя

$$l_{\text{эл1}} = l_{\text{с0}} (B_1 + A_1 \eta_{\text{к}}) / \eta_{\text{к}}, \quad (8)$$

где A_1 — потери в долях от минимальной теоретической работы сжатия при давлении в полости электродвигателя p_{01} .

Из уравнения (7) следует, что увеличение действительной рабо-

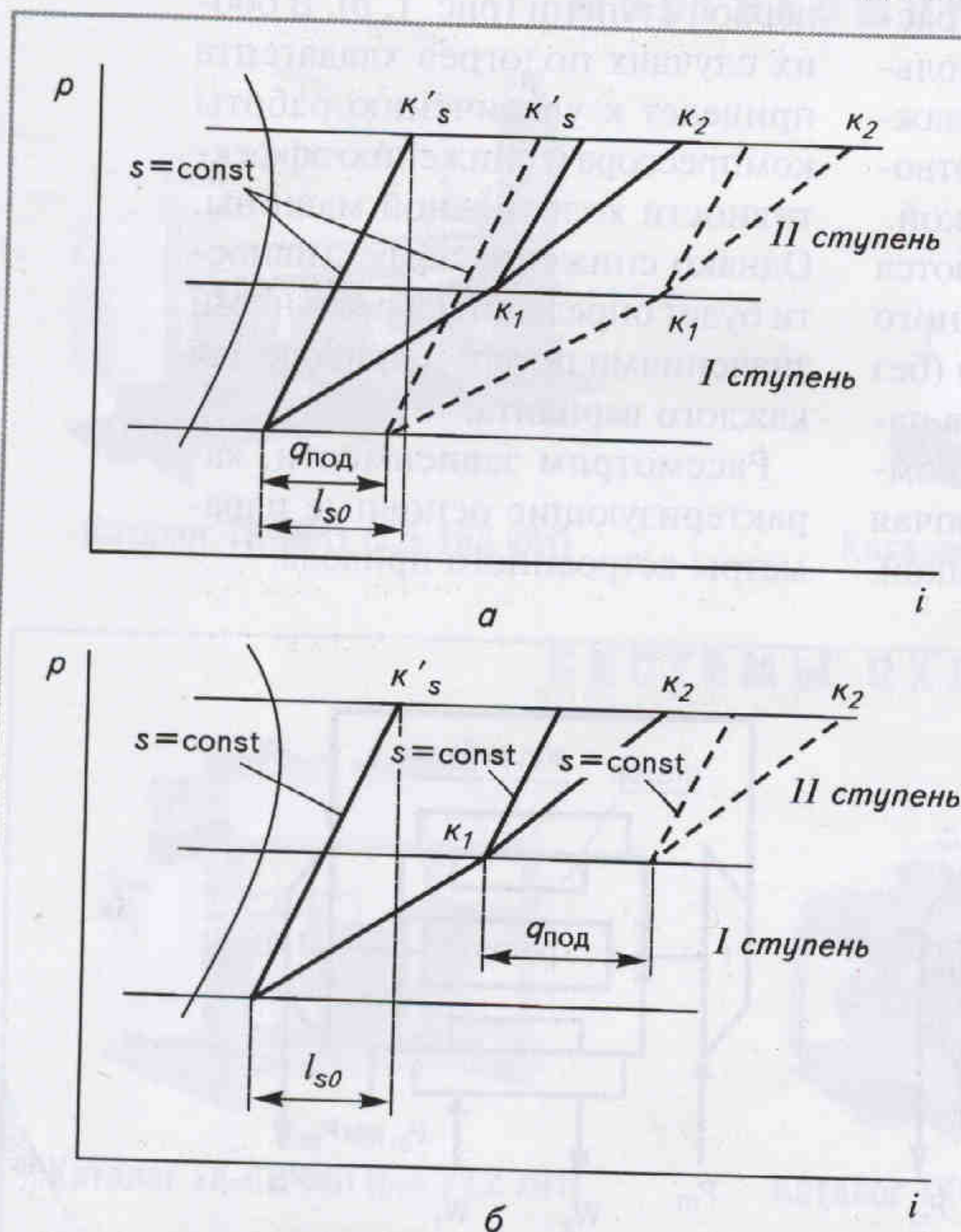


Рис. 2. Влияние подогрева хладагента при охлаждении привода на процесс сжатия в компрессоре: а — подогрев хладагента на входе в первую ступень; б — подогрев хладагента на входе во вторую ступень

ты сжатия при известном условном КПД компрессора может быть определено по изменению адиабатной работы и, следовательно, значение коэффициента B_1 не зависит от эффективности компрессора.

Тогда для схемы охлаждения парами хладагента с давлением всасывания во вторую ступень p_{02} , когда работа компрессора увеличивается только за счет увеличения работы второй ступени, можно записать

$$l_s = l_{s1} + Cl_{s2},$$

где l_s, l_{s1}, l_{s2} — удельная адиабатная работа компрессора и ступеней;

C — коэффициент, учитывающий увеличение работы второй ступени за счет подогрева хладагента;

При условии равенства адиабатных работ сжатия в ступенях по аналогии с предыдущим случаем можно записать

$$l_s = B_2 l_{s0} = l_{s1,2} (1+C), \quad (9)$$

где B_2 — коэффициент, учитывающий увеличение работы сжатия компрессора, определяется как

$$B_2 = (1 + C)/2. \quad (10)$$

Удельная работа электродвигателя в этом случае

$$l_{\text{эл2}} = l_{\text{с0}}(B_2 + A_2\eta_K)/\eta_K, \quad (11)$$

где A_2 — потери в долях от минимальной теоретической работы сжатия при давлении в полости электродвигателя p_{02} .

Как следует из (7) и (9), коэффициенты B_1 и B_2 , не зависят от эффективности компрессора и определяются только потерями в приводе, т. е. подогревом хладагента.

Эффективности схем охлаждения встроенного высокочастотного электродвигателя сопоставляли на примере двухступенчатого турбокомпрессора, работающего в цикле холодильной машины с температурами кипения/конденсации 3/40 °С соответственно.

Коэффициенты B_1 и B_2 , а также

необходимые параметры хладагента определяли путем расчета цикла холодильной машины и процессов сжатия в компрессоре при одинаковых адиабатных КПД обеих ступеней. Диапазон изменения значений коэффициентов A_1 и A_2 приняли от 0,05 до 0,5. Для расчета использовали специальный программный комплекс [2], учитывающий реальные термодинамические свойства хладагентов.

Были рассмотрены циклы холодильной машины с однократным и двукратным дросселированием на двух хладагентах — R134a и RC318. Вид термодинамического цикла, как показали расчеты, практически не сказывается на изменении работы сжатия при подогреве хладагента. Эффективность компрессора не зависит от потерь в приводе, а определяется только КПД ступеней. Основное влияние на прирост работы сжатия оказывают свойства используемых хладагентов.

На рис. 3 показано изменение коэффициентов B_1 и B_2 для двух хладагентов при КПД ступеней, равных 0,7, что соответствовало условному КПД компрессора $\eta_k = 0,694$. Как и следовало ожидать, прирост работы сжатия компрессора в случае охлаждения хладагентом с давлением p_{02} меньше, чем при охлаждении привода хладагентом с давлением всасывания в первую ступень. Для хладагента R134a влияние подогрева на уве-

личение работы сжатия компрессора при одинаковых значениях коэффициентов A_1 и A_2 больше, чем для RC318. Это связано с тем, что для рассматриваемого режима адиабатная работа сжатия компрессора на хладагенте R134a оказывается выше, что при одинаковом значении коэффициента A приводит к различной абсолютной величине потерь в приводе и, следовательно, к разной величине подогрева.

Приняв условие равенства потерь в приводе и используя полученные зависимости, можно сравнить работу электродвигателя при различных схемах охлаждения встроенного привода.

Рассмотрим сначала влияние водяной рубашки на охлаждение привода (рис.1, в) при различных уровнях давления в полости электродвигателя.

При охлаждении хладагентом с давлением p_{01} соотношение удельных работ двигателя для варианта без водяной рубашки и варианта с охлаждением водой

$$\bar{l}_1 = l_{\text{эд1}} / l_{\text{эд min}} = (B_1 + A_1 \eta_{\kappa}) / (1 + A_1 \eta_{\kappa}). \quad (12)$$

То же соотношение при охлаждении хладагентом с давлением P_{02} :

$$\bar{l}_2 = l_{\text{эп2}} / l_{\text{эп min}} = (B_2 + A_2 \eta_K) / (1 + A_2 \eta_K). \quad (13)$$

На рис. 4 приведены результаты расчетов по зависимостям (12) и (13) при $\eta_k = 0,694$. В связи с тем, что B_2 почти в 2 раза меньше B_1 , применение водяной рубашки

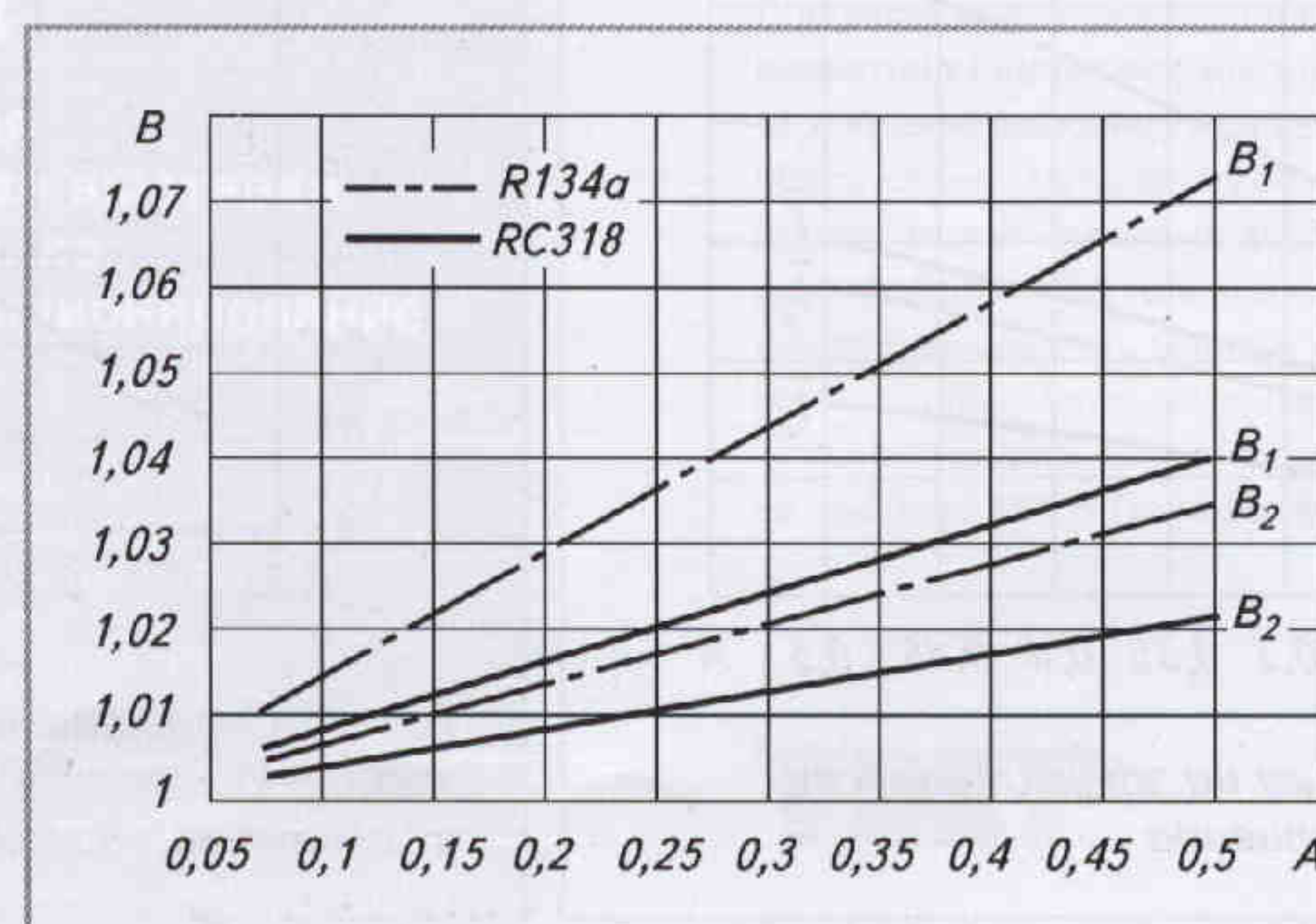


Рис. 3. Увеличение работы сжатия компрессора в зависимости от относительной величины потерь и схемы охлаждения

для отвода теплоты от привода при давлении хладагента в его полости p_{02} менее эффективно, чем при давлении p_{01} . Увеличение эффективности сжатия уменьшает выигрыш от использования водяной рубашки, и, наоборот, снижение КПД компрессора увеличивает выигрыш. Снижение молекулярной массы хладагента, приводящее к увеличению удельной работы сжатия, также увеличивает выигрыш от применения водяной рубашки. В то же время из-за усложнения конструкции компрессора при введении водяной рубашки и сложности ее очистки в процессе эксплуатации целесообразность водяного охлаждения должна определяться в каждом конкретном случае.

Наибольший интерес представляет сопоставление эффективности схем охлаждения парами хладагента на двух уровнях давления. Для этого случая получим

$$\bar{l}_{21} = l_{\text{эл}2} / l_{\text{эл}1} = (B_2 + A_2 \eta_k) / (B_1 + A_1 \eta_k). \quad (14)$$

Как показали результаты исследования потерь в приводе турбокомпрессора холодопроизводительностью 32 кВт [3], потери трения, составляющие 90 % общих потерь, пропорциональны плотности охлаждающего привода хладагента. В связи с этим с достаточной точностью коэффициент A_1 можно выразить через отношение плотностей d хладагента при дав-

лениях P_{01} и P_{02} и коэффициент A_2 т. е.

$$A_1 = d A_2.$$

В общем случае значение этого коэффициента определяется свойствами хладагента, режимом работы и эффективностью процессов сжатия и не зависит от потерь в приводе. Для рассматриваемого режима при КПД компрессора 0,694 для R134a отношение d равно 0,577, а для RC318 — 0,537.

На рис. 5 представлены результаты расчета по зависимости (14) для этих значений d . Полученный результат в отличие от вывода работы [1] показывает, что компрессор с охлаждением встроенного привода парами хладагента с давлением всасывания в первую ступень будет всегда более эффективен. При высоком уровне потерь ($A_2 = 0,35 \dots 0,5$) повышение эффективности компрессора может достигать 10–13 %, причем для R134a оно меньше, чем для RC318, из-за меньшего изменения плотности. При снижении A_2 до 0,1 и ниже выигрыш уменьшается до 3%.

Сопоставим эффективность наиболее рациональной схемы охлаждения — парами хладагента с давлением p_{01} — со схемой охлаждения привода подачей дополнительного количества жидкого хладагента с тем же давлением [1].

Для отношения работ сжатия в компрессоре, получим

$$\bar{l}_{\text{ж}1} = l_{\text{жк}} / l_{\text{к}1} = (1 + A_1 / E_0) / B_1, \quad (15)$$

где $l_{\text{жк}}$ — работа компрессора с учетом сжатия дополнительного количества хладагента, подаваемого для охлаждения привода;

E_0 — теоретический холодильный коэффициент цикла, определяемый по минимальной теоретической работе сжатия компрессора и холодопроизводительности.

Для рассматриваемого режима работы компрессора $E_0 = 5,35$ на RC318 и $E_0 = 5,75$ на R134a.

Анализ полученной зависимости показывает, что при одинаковой эффективности компрессора охлаждение привода парами хладагента выгоднее, чем подачей дополнительного количества жидкого хладагента. Преимущество это снижается с уменьшением потерь в приводе и зависит от свойств хладагента. Для хладагента R134a в связи с высоким значением B_1 при одинаковой величине потерь в приводе оно оказывается значительно меньшим. Так, для $A_1 = 0,5$ выигрыш при охлаждении привода парами RC318 составил свыше 5%, а парами R134a — 1,3%.

Результаты проведенного анализа эффективности схем охлаждения встроенного высоко-частотного электродвигателя

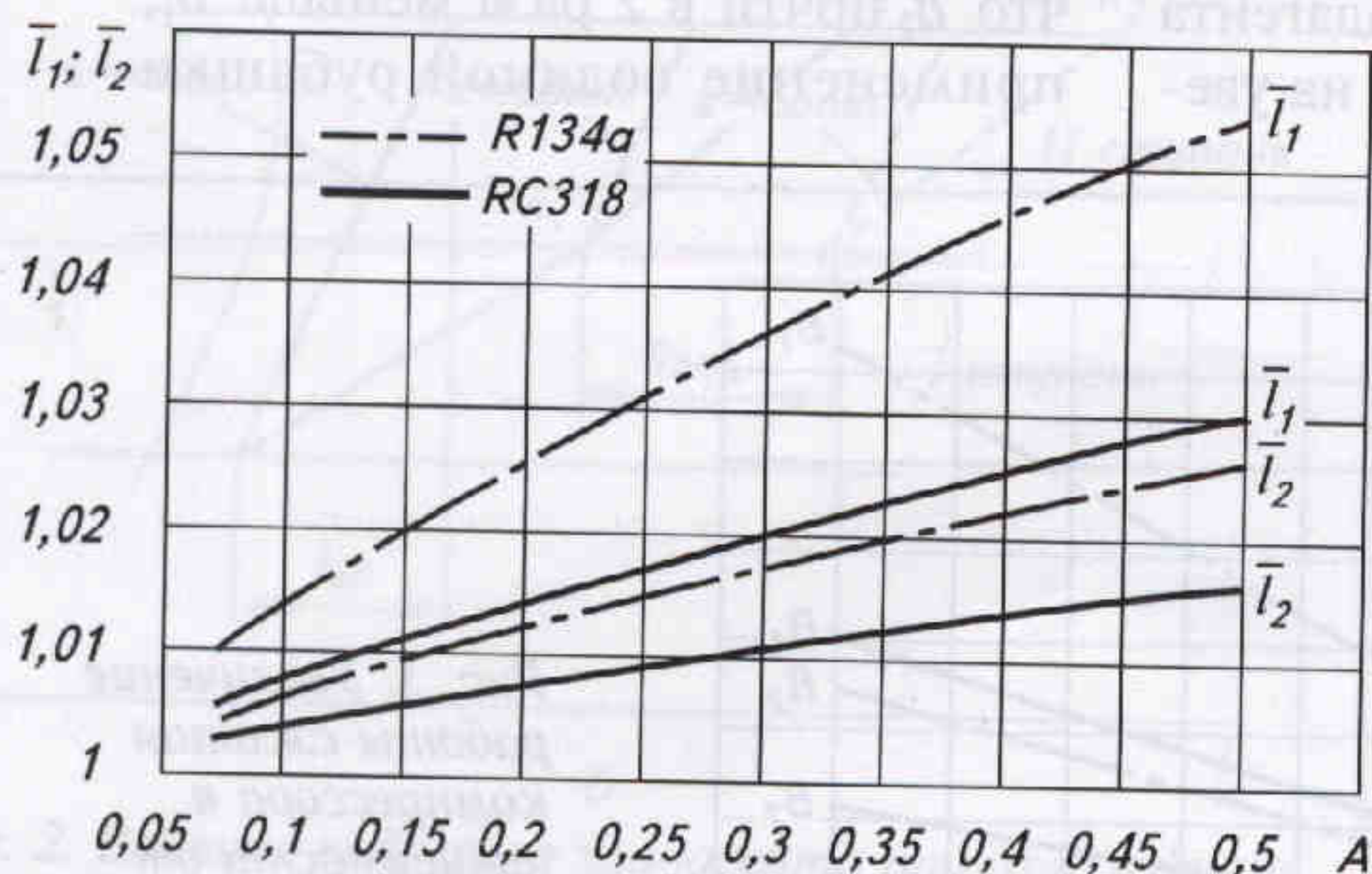


Рис. 4. Влияние водяной рубашки на эффективность отвода теплоты от электропривода

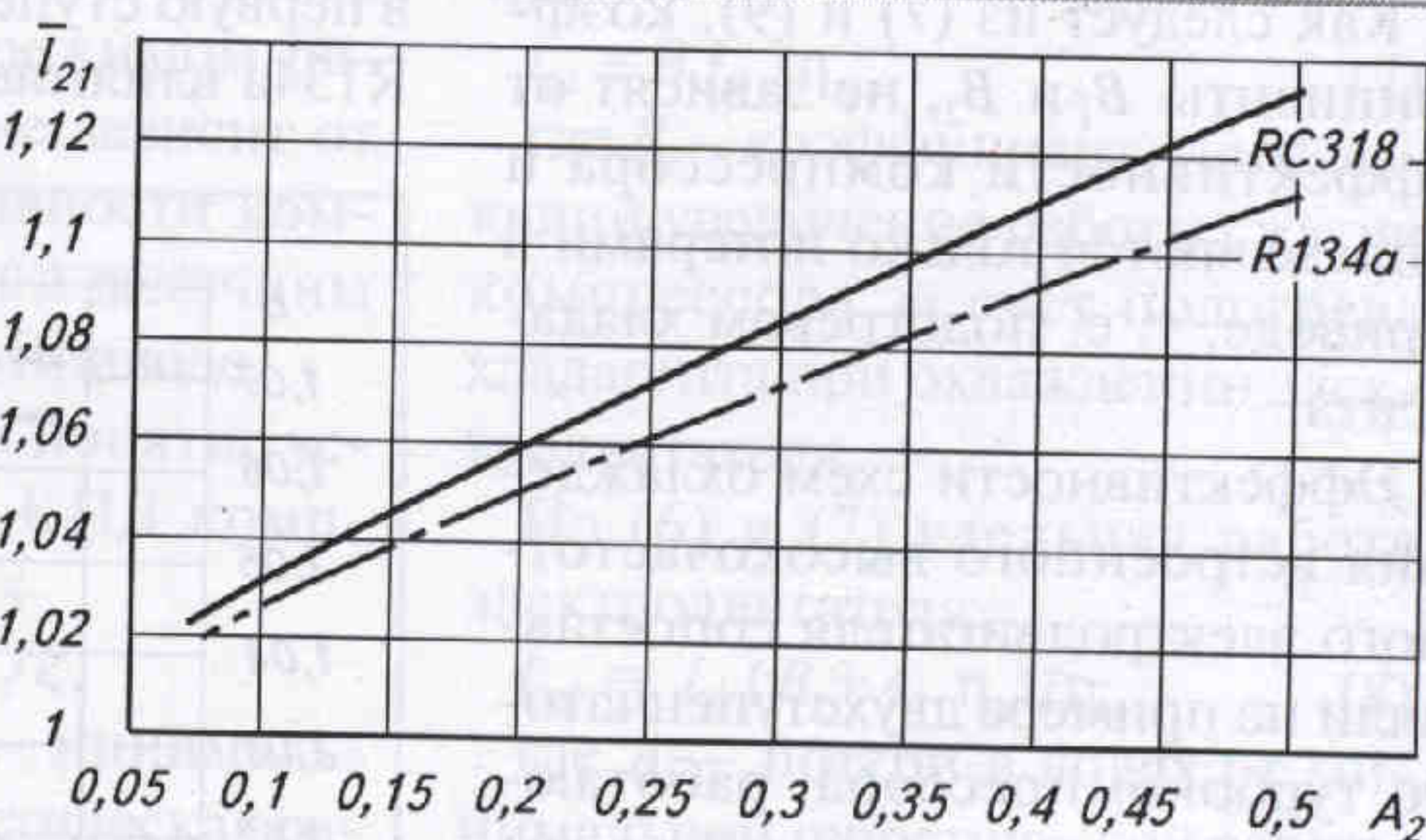


Рис. 5. Соотношение работ встроенного электродвигателя двухступенчатого ХЦК для двух схем охлаждения привода в зависимости от величины потерь

центробежных компрессоров водоохлаждающих машин качественно справедливы во всем возможном диапазоне режимов работы. Количественно полученные соотношения будут меняться с изменением режима работы и эффективности компрессора. Так, при уменьшении минимальной адиабатной работы сжатия компрессора, т. е. при переходе на режим с меньшей температурой конденсации, изменится зависимость коэффициента B от относительной величины потерь A из-за снижения подогрева хладагента. Увеличение адиабатной работы приведет к росту значения коэффициентов B за счет увеличения подогрева при постоянной относительной величине потерь A . При постоянной абсолютной величине потерь в приводе, т. е. при постоянном подогреве хладагента, относительное изменение работы сжатия компрессора не зависит от режима его работы.

Проведенный анализ различных схем охлаждения встроенного высокочастотного электропривода холодильных двухступенчатых центробежных компрессоров показал следующее.

➤ Наибольшая эффективность компрессора обеспечивается отводом всех тепловых потерь в приводе водяной рубашкой при давлении в полости привода, равном давлению всасывания в первую ступень.

➤ Эффективность применения водяной рубашки при одинаковых относительных потерях в приводе возрастает с уменьшением давления в полости привода и молекулярной массы хладагента. Целесообразность ее применения необходимо определять с учетом усложнения конструкции и условий эксплуатации компрессора.

➤ Схема охлаждения привода прососом паров хладагента энергетически более выгодна, чем охлаждение подачей дополнительного количества жидкого хладагента.

➤ Схема охлаждения парами хладагента с давлением всасывания в первую ступень обеспечивает большую эффективность компрессора, чем охлаждение парами хладагента с промежуточным давлением. Выигрыш в затрачиваемой работе от снижения давления в полости привода зависит от режима работы, эффектив-

ности компрессора, свойств рабочего вещества и величины потерь в приводе.

➤ Относительное увеличение работы сжатия за счет подогрева хладагента в приводе не зависит от эффективности и режима работы компрессора, а определяется абсолютной величиной потерь в приводе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Оценка параметров турбокомпрессоров для бытовых и промышленных кондиционеров / И.Я. Сухомлинов, Д.Л. Славущий, М.В. Головин, И.Ю. Савельева // Холодильная техника. 1998. № 6.

2. Сухомлинов И.Я. Математическое моделирование центробежных холодильных компрессоров // Холодильная техника. 1986. № 8.

3. Холодильные центробежные компрессоры для нового поколения озонобезопасных холодильных машин / И.Я. Сухомлинов, М.В. Головин, Д.Л. Славущий, Ю.А. Равикович // Тезисы докладов 12-й Международной конференции по компрессорной технике. — Казань, 2001.

Ганновер, Германия
8.10. – 10.10. 2003



**IKK 2003
Hannover**

24-я международная
специализированная выставка
«Холодильная техника,
вентиляция и кондиционирование»

Вам необходима
дополнительная информация?
Мы с удовольствием Вам
поможем:

Представительство Немецкой
Экономики в РФ
Тел.: +7.0 95. 2 34 49 50
Факс: +7.0 95. 2 34 49 51
sedowa@dihk.ru

Организаторы
VDKF Wirtschafts- und
Informationsdienste
info@vdkf.com

Проведение
NürnbergMesse
Messezentrum
D-90471 Nürnberg

www.ikk-online.com

www.ikk-tradefair.com

Прыжок вперед в технологии холодильной техники

Специализированная выставка IKK – это не только всемирно известная выставка с широким спектром предложений от холодильных камер в лабораториях до климатического оборудования, предлагаемого на мировом рынке. Она демонстрирует новейшие достижения в области климатической и вентиляционной техники как автономного, так и центрального кондиционирования. Вполне логично, что Вас заинтересует наша разнообразная экспозиция. Спешите увидеть всё собственными глазами на выставке IKK в Ганновере!

VDKF

NÜRNBERG MESSE



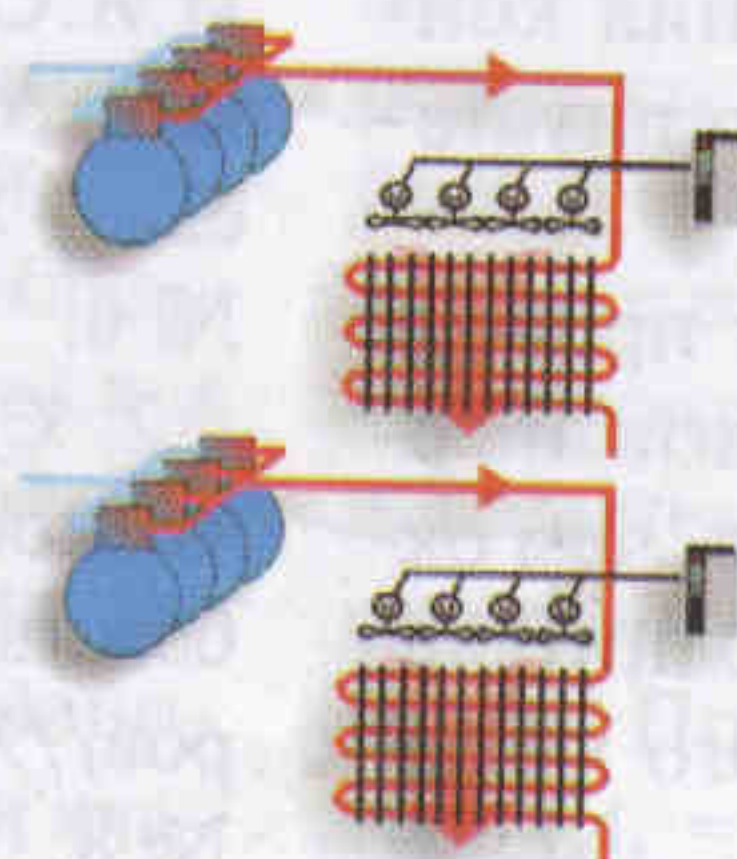
Контроллеры «Данфосс» нового поколения

Компания «Данфосс» представляет новый ряд контроллеров, выполненных на абсолютно новой платформе. В их основу заложен модульный принцип, позволяющий гибко конфигурировать систему в соответствии с поставленной задачей.

Первый в этом ряду – контроллер компрессорно-конденсаторного агрегата AK2-PC 310A – имеет 8 универсальных низковольтных входов и 8 релейных выходов с возможностью добавления двух аналоговых выходов. Устройство способно управлять двумя независимыми контурами, что позволяет широко использовать его как для управления центральными супермаркетами, так и для управления промышленными, в том числе и двухступенчатыми, машинами.



Программирование и управление контроллером



Компрессорно-конденсаторный агрегат

Если емкости базового модуля оказывается недостаточно, можно добавить необходимое количество входов/выходов и довести их общее количество до 80.

Учитывая, что в 95 % случаев причиной выхода из строя являются неполадки в узлах вход/выход, в новых контроллерах предусмотрена возможность быстрой замены базового модуля без замены процессорного блока. Верхняя часть контроллера легко снимается, и пользователь получает доступ к релейной части. Каждый релейный выход имеет индивидуальный легкодоступный предохранитель. Контроллер снабжен светодиодным индикатором состояния входов/выходов.

Установка сетевого адреса производится при помощи простых аналоговых переключателей.

Дополнительные индивидуальные переключатели позволяют перевести управление выходными реле из автоматического режима в ручной. Это облегчает работу с установкой во время пуска и сервисного обслуживания.

Пользователям предлагаются следующие типы расширительных модулей:

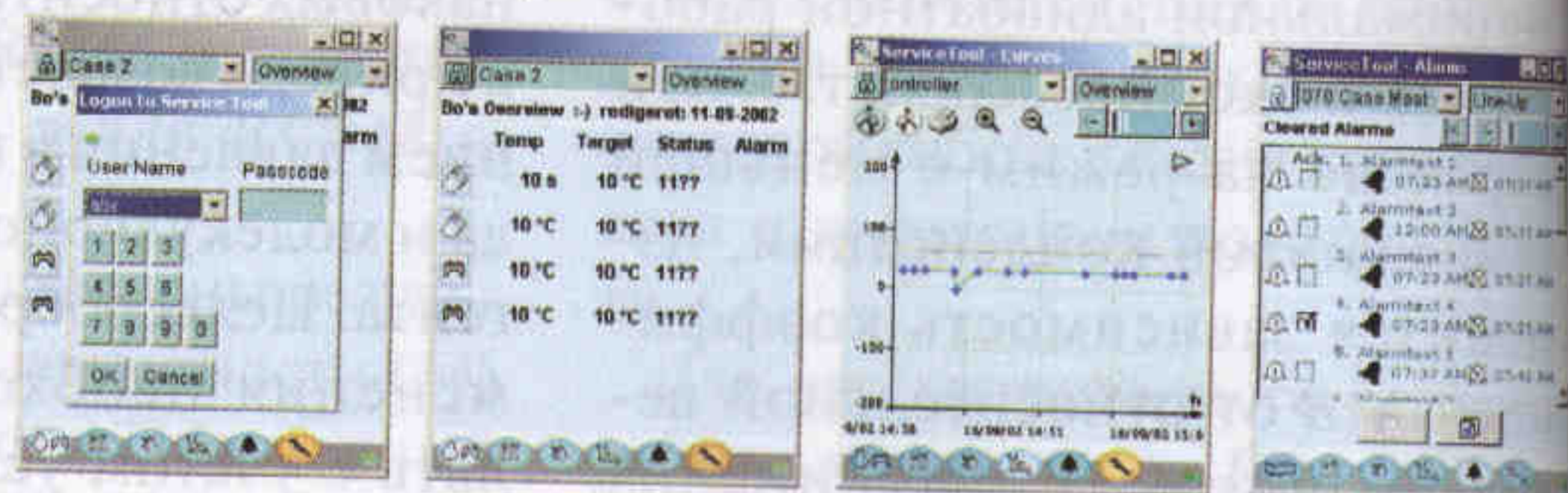


- AK2-XM 204A:** 8 дискретных выходов
- AK2-XM 204B:** 8 дискретных выходов с возможностью ручного управления
- AK2-XM 205A:** 8 дискретных выходов, 8 универсальных аналоговых входов
- AK2-XM 205B:** 8 дискретных выходов с возможностью ручного управления, 8 универсальных аналоговых входов



- AK2-XM 101A:** 8 аналоговых входов
- AK2-XM 102A:** 8 дискретных входов (низковольтных)
- AK2-XM 102B:** 8 дискретных входов (высоковольтных)

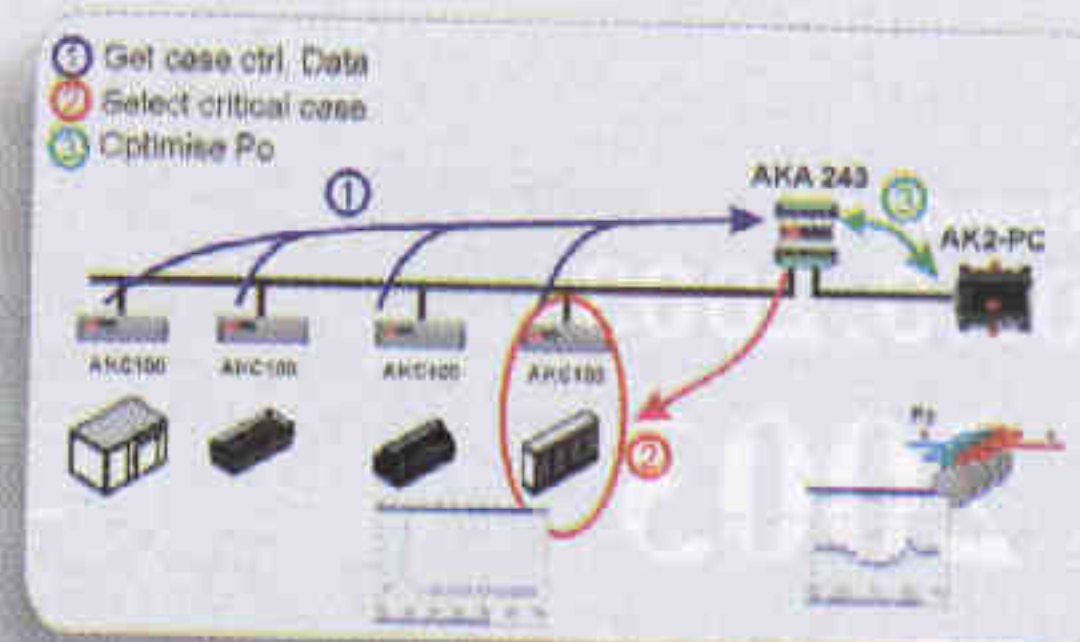
Для облегчения работы с контроллером в качестве программаторов было решено использовать карманные компьютеры (Pocket PC). Программное обеспечение имеет дружелюбный к пользователю интерфейс, позволяет осуществить быстрый просмотр рабочих параметров, истории, список аварий.



Примеры показаний дисплея

В семействе контроллеров AK2 впервые была применена система интеллектуального обнаружения неисправностей и диагностики. Система позволяет обнаружить неисправность еще до того, как она даст о себе знать повышением температуры в охлаждаемых объемах или выходом из строя основного оборудования. Так, например, загрязнение конденсатора в холодное время года не отражается на работе холодильной машины, однако при повышении температуры окружающего воздуха из-за недостатка площади теплообмена может повыситься и температура в холодильнике. При использовании контроллера AK2-PC 301A, имеющего систему интеллектуального обнаружения неисправностей и диагностики, этого можно избежать задолго до возникновения этих проблем.

Контроллерами поддерживается и система оптимизации давления кипения. Контроллер производительности плавно поднимает давление кипения до того момента, пока в одном из охлаждаемых объемов температура не приблизится к пороговому значению, данный испаритель становится «критическим», давление в нем немного снижается для обеспечения требуемой температуры, затем контроллер его опять плавно повышает. Таким образом, система постоянно поддерживает давление кипения на максимально допустимом уровне.



Система оптимизации давления кипения

Контроллер также реализует режим «плавающего» давления конденсации, задача которого – поддержание минимально возможного давления.

Сочетание этих функций позволяет добиться высокого энергосберегающего эффекта.

В скором будущем компания «Данфосс» намерена представить контроллеры испарителей, выполненные на такой же элементной базе. Предполагается выпуск нового программного обеспечения, способного в полной мере реализовать возможности нового оборудования и поддерживающего работу с системами других производителей.

Фетисов Ю.Ю.,
инженер отдела холодильной техники
и кондиционирования

ЗАО «Данфосс»

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

Филиал

344006, Ростов-на-Дону,
проспект Соколова, 29,
офис 7
Тел.: (8632) 92-32-95
E-mail: Komarov@danfoss.ru

Филиал

620014, Екатеринбург,
ул. Антона Валека, 15,
офис 509
Тел./факс: (3432) 65-83-96
E-mail: Holodov@danfoss.ru

Филиал

690087, Приморский край,
г. Владивосток,
ул. Котельникова, 2
Тел./факс: (4232) 20-45-10
E-mail: Yufarov@danfoss.ru

КОМПРЕССОРЫ HOWDEN на российском рынке

Компания Howden Compressors специализируется на выпуске винтовых маслозаполненных холодильных и газовых компрессоров, на базе которых компания SES International BV производит компрессорные агрегаты и комплексное холодильное оборудование.

Компания Howden Compressors, начавшая в 1938 г. одной из первых в мире выпуск винтовых компрессоров, имеет богатый опыт их изготовления. Предприятия компании оснащены современным технологическим оборудованием, позволяющим обеспечить высокую точность обработки ответственных деталей, включая роторы и корпусные детали, и, следовательно, высокое качество изготовления и надежность при эксплуатации. Компанией выпускаются винтовые компрессоры теоретической объемной производительностью 300...10500 м³/ч, причем последние (10500 м³/ч) не имеют аналогов в мировой практике. Как правило, при этой производительности применяют компрессоры центробежного типа, которые по ряду параметров уступают винтовым (например, по экономичности при работе с частичной нагрузкой).

Компания производит два типоразмерных ряда винтовых компрессоров:

- XRV (с подшипниками качения и корпусом сравнительно простой формы);
- WRV (с подшипниками скольжения и корпусом с двойными стенками).

В типоразмерном ряду XRV применяют роторы трех диаметров: 127, 163 и 204 мм. Компрессор XRV127 имеет мультипликатор и выпускается в четырех модификациях, различающихся величиной передаточного отношения. Компрессоры XRV163 и XRV204 выпускаются в шести модификациях с различным отношением длины ротора к диаметру.

В типоразмерном ряду WRV, включающем 19 модификаций компрессоров с различным отношением

длины ротора к диаметру, используют роторы пяти диаметров: 163, 204, 255, 321 и 510 мм (рис. 1).

Конструкция компрессоров типа WRV исключает возможность попадания даже небольших количеств жидкого хладагента в камеру сжатия, что оказывает положительное воздействие как на рабочие характеристики, так и на надежность компрессора. Компрессоры типа WRV имеют лучшие акустические характеристики, чем XRV, но несколько большие габаритные размеры.

Имеется несколько вариантов конструктивного исполнения компрессоров в зависимости от геометрической степени сжатия, лежащей в диапазоне 2,2–5,8. Выпускаются также модели с возможностью регулирования геометрической степени сжатия в пределах от 2,2 до 5. Конструкцией предусмотрено специальное подсоединение, позволяющее использовать компрессоры в системе с экономайзером.



Рис.1. Внешний вид компрессоров типоразмерного ряда WRV

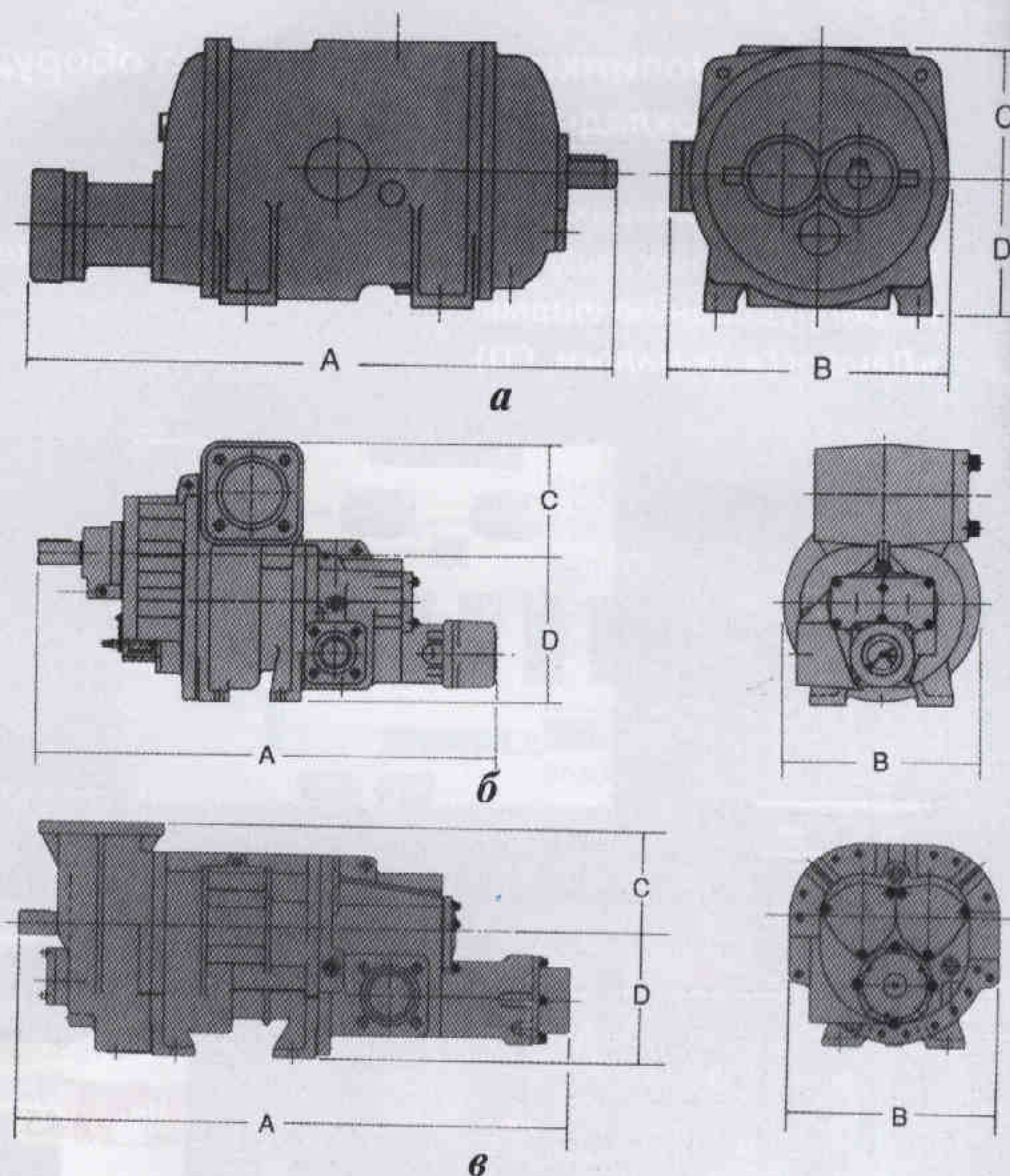


Рис.2. Габаритные схемы винтовых компрессоров фирмы Howden (размеры см. в таблице):
а — компрессор XRV127; б — компрессоры XRV163 и XRV204; в — компрессор типоразмерного ряда WRV

Технические характеристики компрессоров фирмы Howden Compressors

Типоразмер	Диаметр ротора, мм	Отношение длины ротора к диаметру	Теоретическая объемная производительность*, м³/ч	Холодопроизводительность**, кВт	Максимальная частота вращения приводного вала, об/мин	Диаметры присоединительных патрубков, мм		Габаритные размеры, мм				Масса, кг
						всасывания	нагнетания	A	B	C	D	
XRV127-R1	127	1,65	293	125	5000	100	50	850	390	299	201	250
XRV127-R3			397	175	4430			900		209	291	
XRV127-R4			489	221	3600							
XRV127-R5			576	264	3050							
XRV163/165	163	1,65	593	265	3600	125	75	1070	430	431	432	364
XRV163/193		1,93	710	322				1116		432	388	
WRV163/145		1,45	549	270	4500			1063	490	248	250	470
WRV163/180		1,8	682	335				1160				495
XRV204/110	204	1,1	812	385	3600	150	100	1178	516	240	305	636
XRV204/145		1,45	1070	535				1249				660
XRV204/165		1,65	1216	591				1255				690
XRV204/193		1,93	1348	655				1312				736
WRV204/110		1,1	814	400	4500	200	125	1201	640	310	315	760
WRV204/145		1,45	1097	540				1273				850
WRV204/165		1,65	1221	600				1314				887
WRV204/193		1,93	1343	660				1370				925
WRV255/110	255	1,1	1590	781	3600	250	150	1493	692	349	362	1200
WRV255/130		1,3	1756	863				1544				1270
WRV255/145		1,45	2157	1060				1583				1325
WRV255/165		1,65	2400	1180				1633				1422
WRV255/193		1,93	2635	1295				1705				1540
WRV255/220		2,2	3199	1572				1815				1650
WRV321/132	321	1,32	3840	1887		300	250	2005	940	471	500	2925
WRV321/165		1,65	4799	2358				2110				3150
WRV321/193		1,93	5277	2590				2220				3260
WRV321/220		2,2	6399	3145				2345				3500
WRV510/132	510	1,32	7679	3774	2000	350	300	2920	1560	750	750	10800
WRV510/165		1,65	9598	4716		400		3090				11500
WRV510/193		1,93	10540	5180				3233				11800

Примечания: * Теоретическая объемная производительность указана при частоте вращения ведущего ротора 3000 об/мин; для WRV510 1500 об/мин.

** Холодопроизводительность указана для работы на R717 при температурах кипения -15°C , конденсации 35°C , переохлаждения 0°C .

Регулирование производительности осуществляется золотниковым механизмом с гидравлическим приводом. Такая система регулирования обеспечивает стабильную работу в диапазоне нагрузок 10–100 %, причем при нагрузках 30–100 % потребляемая мощность меняется практически пропорционально холодопроизводительности.

При остановке компрессора золотник занимает положение, соответствующее максимальной разгрузке, после чего компрессор готов к очередному пуску. Все компрессоры оборудованы системой индикации положения золотника.

Винтовые компрессоры фирмы Howden могут быть использованы не только в холодильной технике для

сжатия аммиака и фреонов, но и работать на воздухе, азоте, природном газе и т. д.

Основные технические характеристики винтовых компрессоров фирмы Howden Compressors приведены в таблице (см. также рис. 2).

Компания SES International BV является сборочным предприятием, обеспечивающим изготовление и поставку компрессорных агрегатов и комплексных холодильных машин на базе компрессоров компании Howden Compressors и теплообменной аппаратуры ведущих европейских производителей. Выпускается как фреоновое, так и аммиачное холодильное оборудование.

На производственных площадях компании изготов-

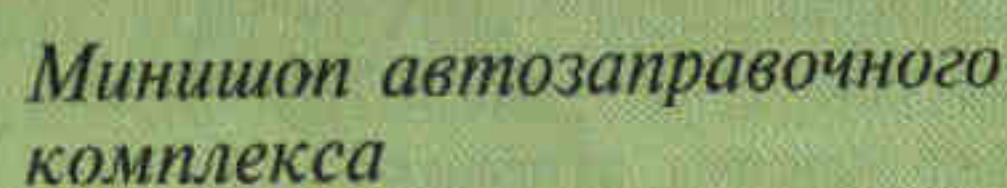
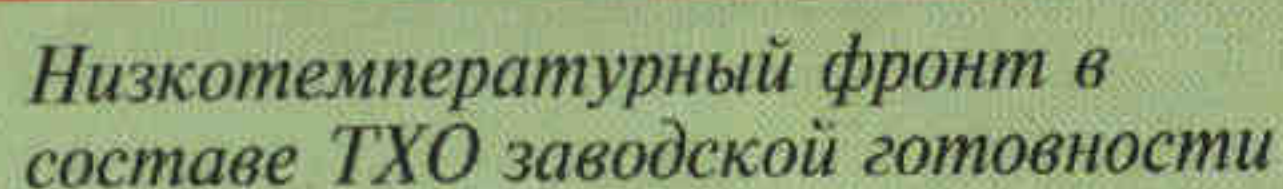
Номенклатура выпускаемого оборудования разнообразна: компрессорные агрегаты с различными системами охлаждения масла (водяное, термосифон, испарение холодильного агента), компрессорно-конденсаторные агрегаты для специальных испарительных систем, компрессорно-испарительные агрегаты

Официальным дистрибьютором Howden Compressors (Великобритания) и SES International BV (Голландия) в России, странах СНГ и Балтии является фирма "Сиеста-Холод".





Стеклопакетные двери и фронты таких дверей используются в составе торгового холодильного оборудования полной заводской готовности уже давно. Применение же этих изделий в комбинации с холодильными камерами все еще остается диковинкой для российского потребителя. О некоторых аспектах этой, без сомнения интересной темы, и пойдет речь в данном обзоре.



➤ Отпадает необходимость иметь и холодильные камеры для хранения товаров, и демонстрационные витрины, так как при использовании фронтов камера одновременно служит как для хранения, так и для демонстрации товара (как говорится, два в одном). При этом существенно упрощается утомительная процедура пополнения выкладки в витрине. Товар с паллеты, находящейся в камере, про-

На Западе такие решения используют уже достаточно давно и успешно. Именно поэтому дочерние структуры западных компаний в России активно берут их на вооружение. Так, подобные холодильные камеры-витрины можно увидеть, например, во всех гипермаркетах торговой сети «Метро», на автозап-

ЧИН. протоколът е съставен

➤ Не способствует массовому внедрению интересного для российских торговых предприятий новшества и то, что у них довольно часто отсутствует практика среднесрочного, а тем более долгосрочного планирования. Достаточно часто решение о добавлении товарной группы принимается уже после того, как торговая точка спланирована или даже открыта. Так появляется презентационный шкаф, потом еще один, потом ларь и т. д.

Правда, прогноз в отношении исчезновения этих факторов, мешающих широкому использованию новшества, благоприятен, что позволяет производителям подобного оборудования с оптимизмом смотреть на российский рынок.

сийский рынок.



Линейный фронт с дверьми разных размеров

Наиболее очевидными объектами возможного применения холодильных камер со стеклянными фронтами представляются следующие:

- небольшие магазины, где ощущается дефицит места и есть острая потребность объединить функции хранения и демонстрации товара в едином модуле;
- мелкооптовые магазины и демонстрационные залы крупных оптовиков или производителей замороженных продуктов и мороженого;
- крупные торговые центры с широким ассортиментом и большой проходимостью товара, для которых вопрос постоянного пополнения выкладки стоит очень остро.

Более детально ознакомиться с данным видом оборудования можно на выставке «Агро-продмаш 2003», которая будет проходить с 6 по 10 октября 2003 г. в ВК на Красной Пресне на стенде «Теледоор» (№ 2223), эксклюзивно представляющего продукцию «CISA PLAST» в России.

**ООО «Теледоор»: 115184,
Москва, ул. Новокузнецкая,
д. 7, оф. 105.
Тел./факс 959-2531; 959-2206
e-mail teledoor@online.ru**



Камера для хранения
фармацевтических препаратов



Лабораторная камера с
нержавеющим фронтом



Камера прохладительных напитков на АЗС



Группа Компаний

Аппарат

Группа Компаний «ТермоКул», предлагающая свою продукцию на российском рынке холодильного оборудования в течение 5 лет, является партнером компании FRIGOSCANDIA и занимается проектированием, поставкой, монтажом и запуском в эксплуатацию скоромороозильного оборудования FRIGOSCANDIA на предприятиях пищевой промышленности.

❖ **Конвейерные скороморо-**
зильные аппараты контактного
типа Super Contact производи-
тельностью 50...2500 кг заморо-
женного продукта в час. Аппараты
данного типа применяются для
подмораживания нижней поверх-
ности некоторых видов продуктов,
особо восприимчивых к измене-
нию формы, перед их окончатель-

❖ Скорморозильные тун-
нели конвейерного типа пред-



ЭФФЕКТИВНЫЕ ОГРАЖДАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ КАМЕР ИЗ СЭНДВИЧ-ПАНЕЛЕЙ

При холодильном хранении продукции значительную роль играет качественная и надежно выполненная теплоизоляция холодильных камер. Важными условиями сохранения в них холода и обеспечения заданных параметров являются грамотно подобранные тепло-, гидро-, пароизоляционные материалы и герметичное соединение элементов. В последнее время все чаще приоритеты отдаются использованию в качестве теплоизоляции готовых сэндвич-элементов на основе пенополиуретана.

В 1992 г. НИИ строительной физики были проведены исследования состояния теп-

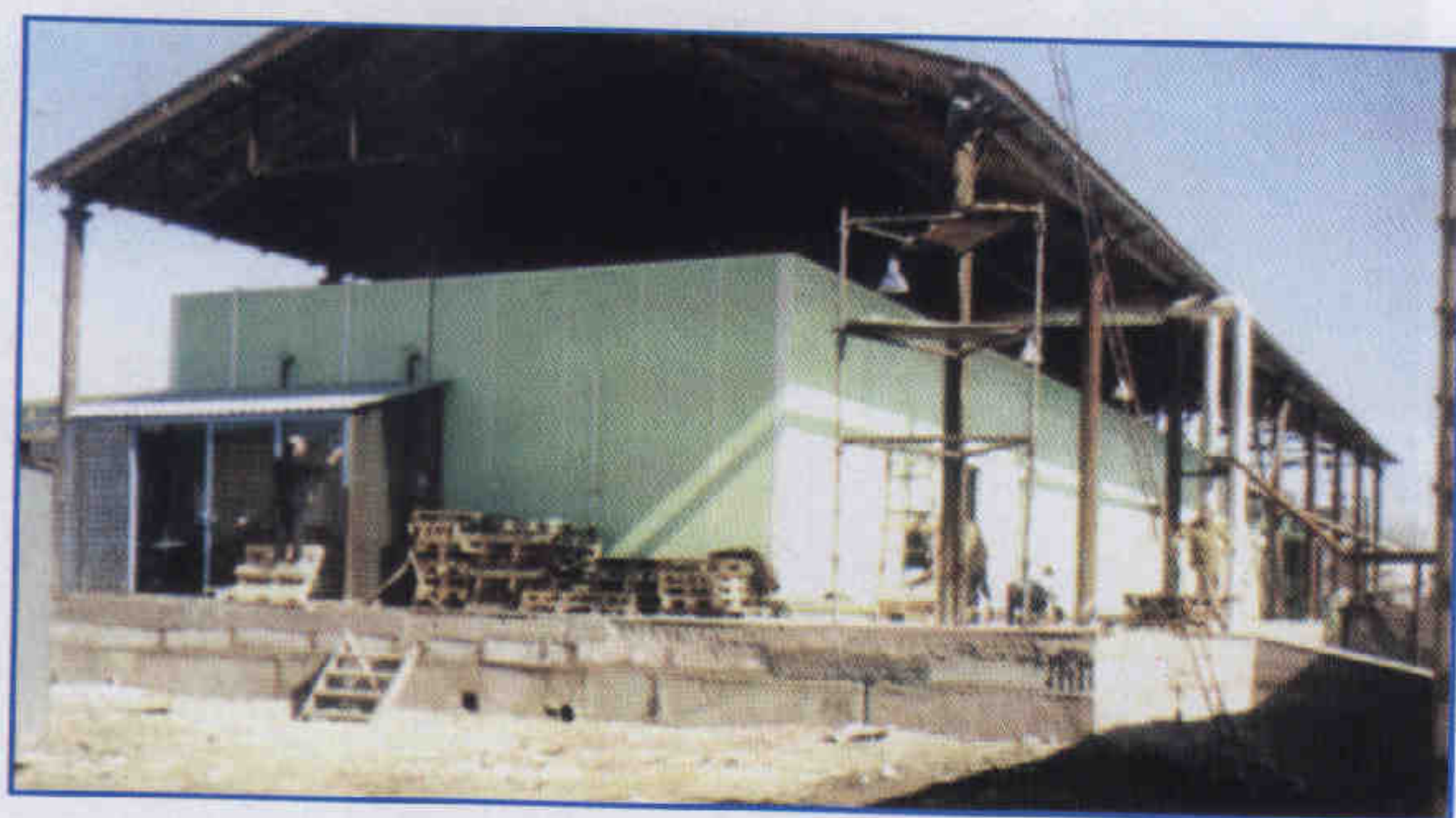
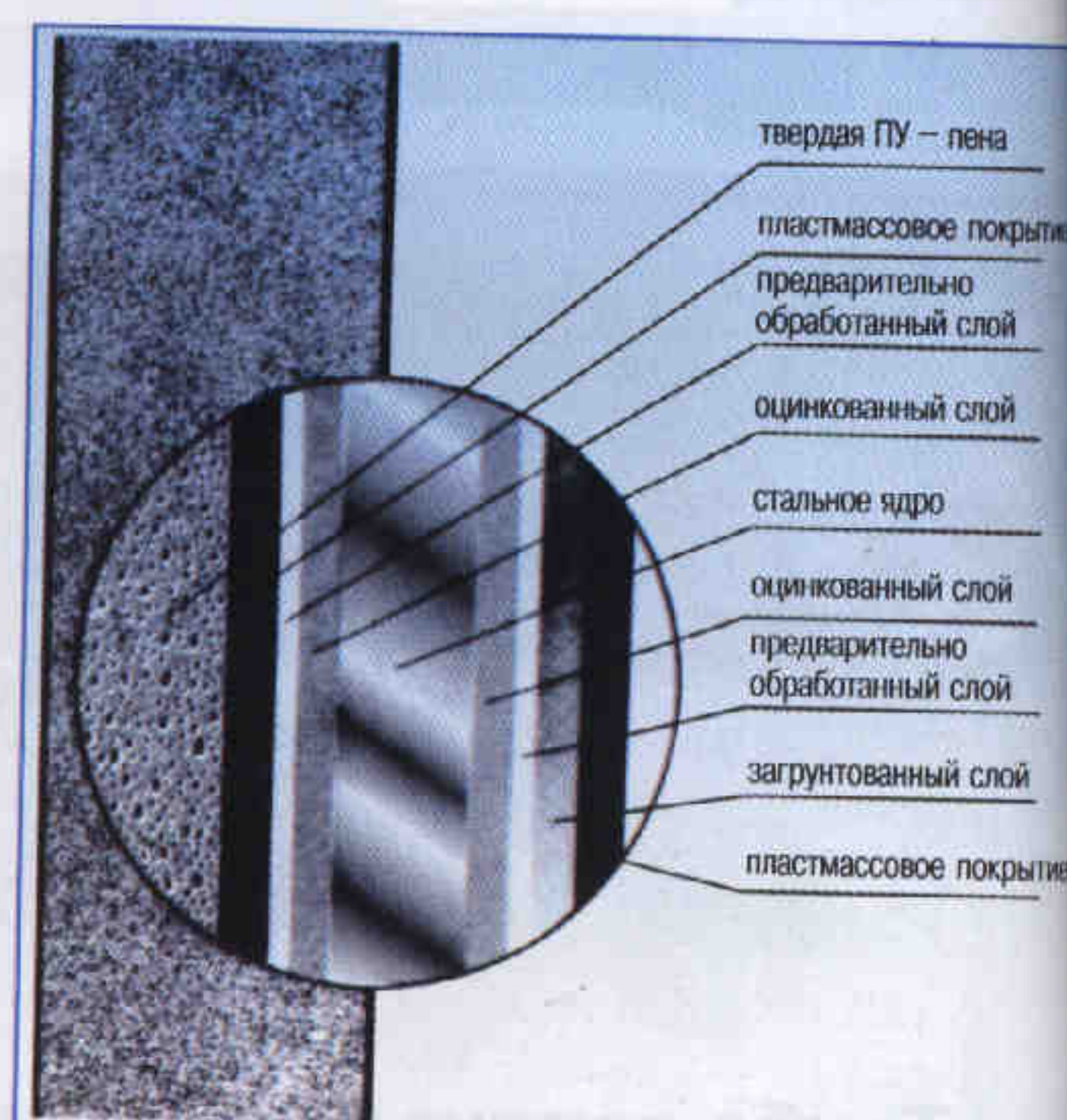
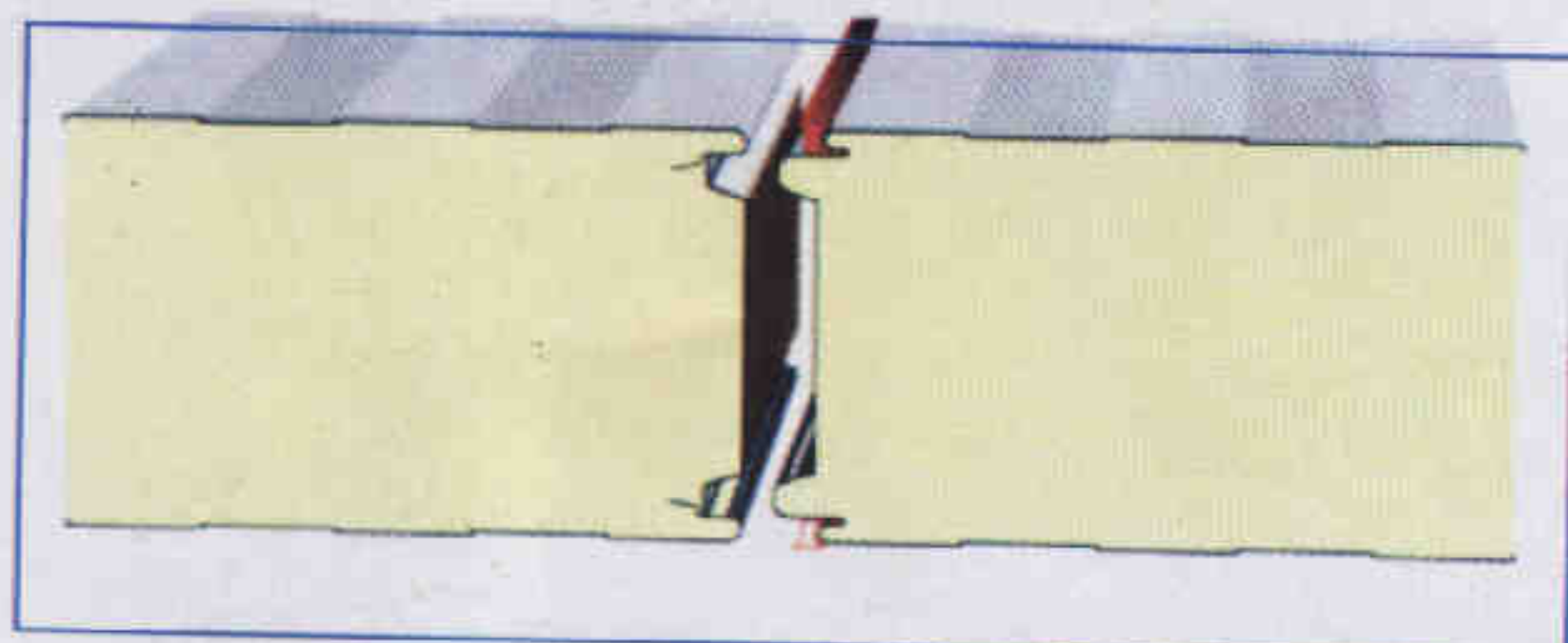
лоизоляции распределительных холодильников на территории России. Обобщение и анализ данных, полученных в ходе обследования, позволили сделать вывод о непригодности некоторых теплоизоляционных материалов для холодильников. По-видимому, утеплители с водопоглощением более 2 % нецелесообразно применять в таких зданиях. Торфоплиты, камышит, минеральная вата, фенольно-резольный пенопласт уже после 2-3 лет эксплуатации теряют свои теплозащитные свойства. Практически все холодильники, где были использованы эти материалы, либо находились в аварийном состоянии, либо уже были реконструированы.

Наилучшие результаты показала теплоизоляция из пенополиуретана.

Установлено, что трехслойные пенополиуретановые сэндвич-панели отвечают

всем требованиям по тепло- и влагонепроницаемости.

Основным преимуществом сэндвич-элементов на основе пенополиуретана является их полная готовность к монтажу. Это позволяет сократить сроки проведения монтажных работ на объекте, а также выполнять холодильные камеры и склады разных конфигураций и размеров. Одновременно с теплоизоляцией решаются задачи паро-



Технические и теплофизические характеристики сэндвич-панелей EMS

Наименование	Толщина, мм	Теплопроводность, Вт/(м · К)	Удельная нагрузка, кН/м²	Удельная масса, кг/м²
PU-40	40	0,58	0,108	11,9
PU-60	60	0,39	0,116	12,7
PU-80	80	0,30	0,124	13,6
PU-100	100	0,24	0,132	14,4
PU-120	120	0,20	0,140	15,2
PU-140	140	0,17	0,148	16,0
PU-150		0,16	0,151	16,5
PU-170	170	0,14	0,159	17,4
PU-200	200	0,12	0,171	18,6

Примечания. 1. Ядро панелей выполнено из пенополиуретана, вспениватель – на основе R134a.
2. Плотность пенополиуретана 42 кг/м³.

гидроизоляции благодаря металлическим листам с обеих сторон пенополиуретанового ядра.

Жесткий пенополиуретан в сочетании с металлическими листами обеспечивает достаточную жесткость панели, которая становится самонесущей конструкцией. Это в ряде случаев позволяет отказаться от металлического каркаса при строительстве холодильников, что значительно сокращает расходы на их возведение.

Компания ООО "ПТФ "Криотек" давно и эффективно использует в качестве теплоизоляции трехслойные сэндвич-панели на основе пенополиуретана. Так, предлагаемые нами сэндвич-панели EMS (Германия) можно применять при строительстве как холодильных, так и морозильных камер. Уникальная ширина сэндвич-панелей – 1176 мм позволяет быстро и эффективно осуществлять монтаж холодильных камер. Специальная система "шип-паз", разработанная фирмой EMS, обеспечивает оптимальную точность соединений, а силиконовая прокладка прочно уплотняет шов сра-

зу после состыковки элементов. Это исключает необходимость дополнительного уплотнения швов. Панели EMS покрыты защитной пленкой, легко удаляемой после окончания монтажа.

Существенное преимущество сэндвич-панелей EMS по сравнению с российскими панелями – широкий диапазон длин сэндвич-элементов (от 2 до 18 м) и их толщины (от 40 до 200 мм).

Стандартное исполнение сендвич-панелей EMS

Поверхность: оцинкованная
стальная жест S320 GD + DIN
EN 10147. Общий расход цин-
ка 275 г/м².

Номинальная толщина же-
сти:

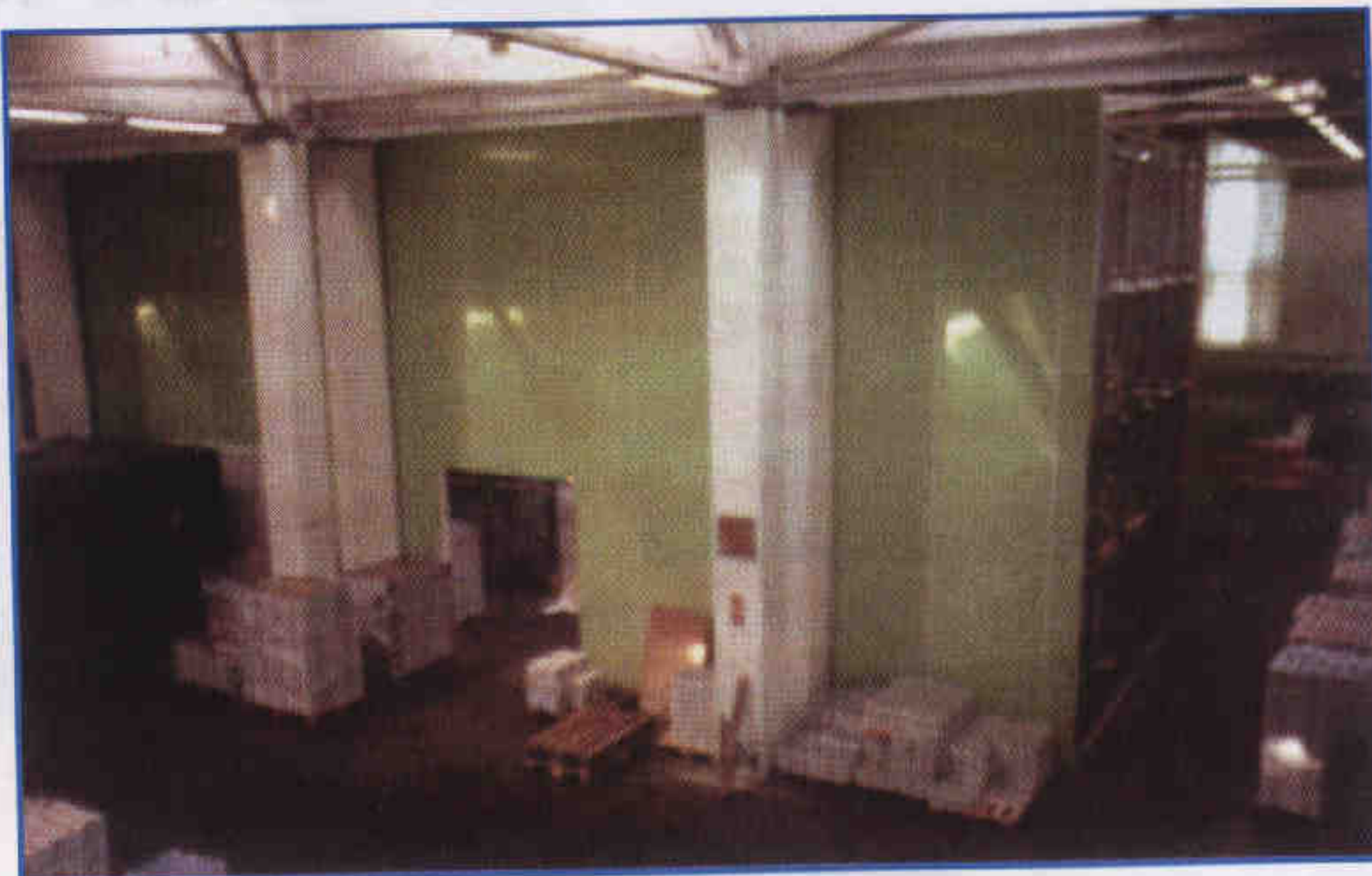
сторона 1: DA – 0,63 мм с за-
щитной пленкой;

сторона 2: DI – 0,55 мм без
защитной пленки.

Профиль: DA и DI – линованный, глубина профиля 1 мм.

Покрытие: в соответствии со стандартом DA – Polyflex 25(SP), DI – Polyflex 15(SP).

DA – наружное покрытие.



DI – внутреннее покрытие.

По запросу возможны поставки жести другой толщины, а также покрытие из нержавеющей стали.

Дополнительные опции: силиконовая прокладка

Сендвич-панели соответствуют стандартам РФ, имеют пожарный сертификат, сертификат соответствия и санитарно-эпидемиологические заключения.

Специалисты фирмы ООО «ПТФ «Криотек» дадут рекомендации, произведут расчет, подбор и монтаж теплоизоляции из сэндвич-панелей.

**129110, Москва,
ул. Каланчевская, д. 32/61.
Тел./факс: 280-1446,
280-8833
www.kriotek.ru
e-mail: info@kriotek.ru.**



A photograph of a man with a mustache, wearing a dark polo shirt, sitting at a desk. His hands are clasped in front of him. To his right is a computer monitor displaying a dark screen, with a keyboard and other desk items visible. The background is a plain, light-colored wall.

Иркутский хладокомбинат, сданный в эксплуатацию в 1958 г. (фабрика мороженого вошла в строй в 1960 г.), имеет общую условную емкость 19645 т, в том числе емкость камер с отрицательными температурами составляет 11739 т. Хладокомбинат осуществляет операции по приему, хранению и отгрузке товаров, сдает в аренду холодильные камеры, вырабатывает мороженое. Реконструкция холодильной установки проводилась в период с 1993–1996 гг., однако не была завершена. В 2002 г. с приходом нового собственника возобновилась реконструкция и продолжилась модернизация аммиачной холодильной установки (АХУ) по проекту Одесского института низкотемпературной техники и энергетики (1995 г.).

В результате обследования аммиачной холодильной установки были выявлены следующие неполадки и нарушения ее работы:

- садкой), что ухудшило охлаждение конденсаторов и компрессоров (летом 2002 г., когда температура наружного воздуха в Иркутске достигала 40 °С в тени, АХУ работала при повышенном давлении конденсации (14 бар). Вода из скважины не обеспечивала требуемого охлаждения теплообменных аппаратов и компрессоров);

- повышенный унос масла из винтовых компрессорных агрегатов в систему;

- плохая работа воздухоотделителей АВ-4 (мембрана на выпускном клапане постоянно выходила из строя, поэтому воздух выпускали вручную, что сопровождалось повышенным износом паров аммиака);

- недостаточный подпор жидкости для нормальной работы аммиачных насосов 1-й очереди технологического цеха в схеме с применением отделителя жидкости и горизонтального циркуляционного ресивера (на-



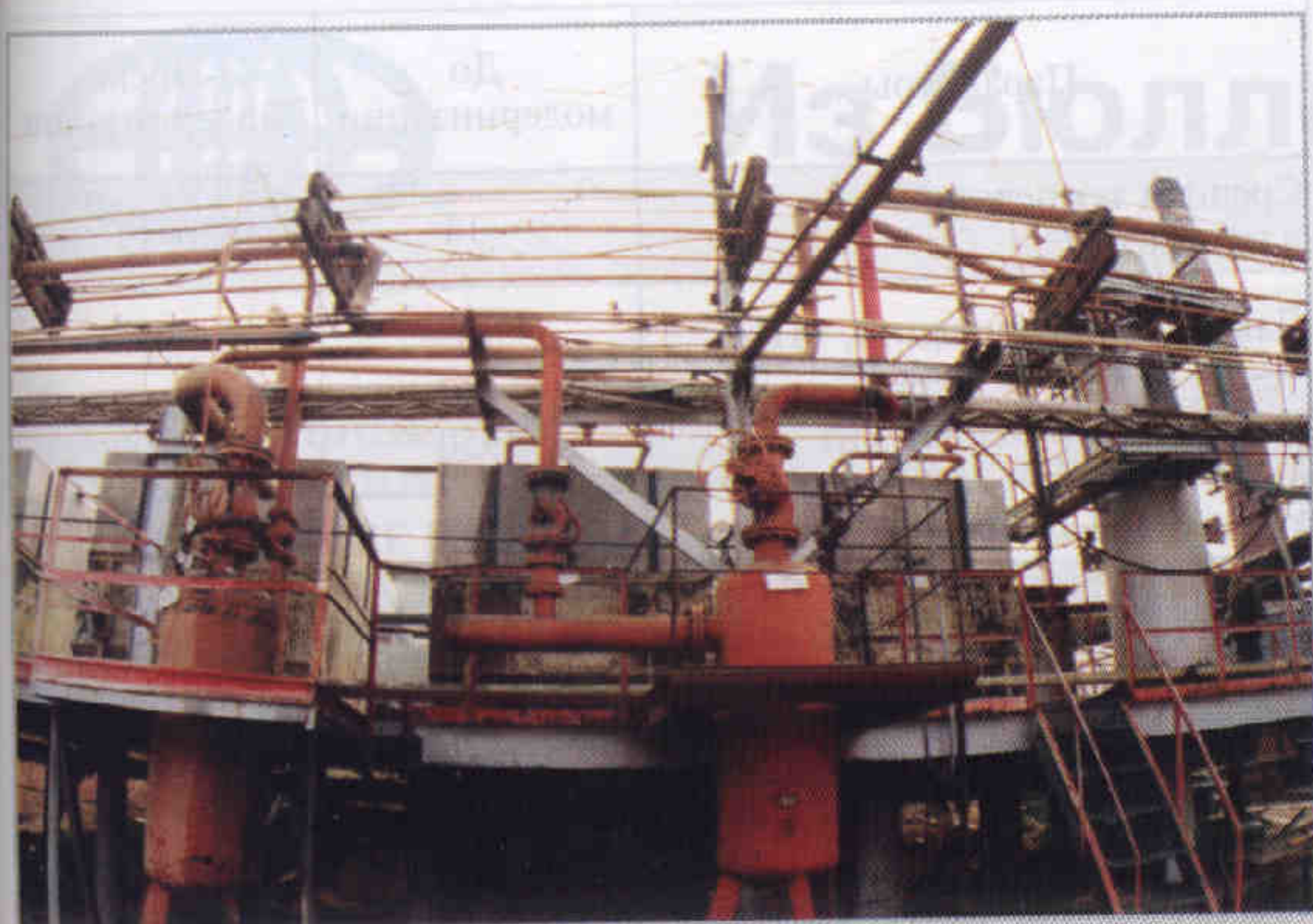


Рис. 1. Воздухоотделитель «Purger»

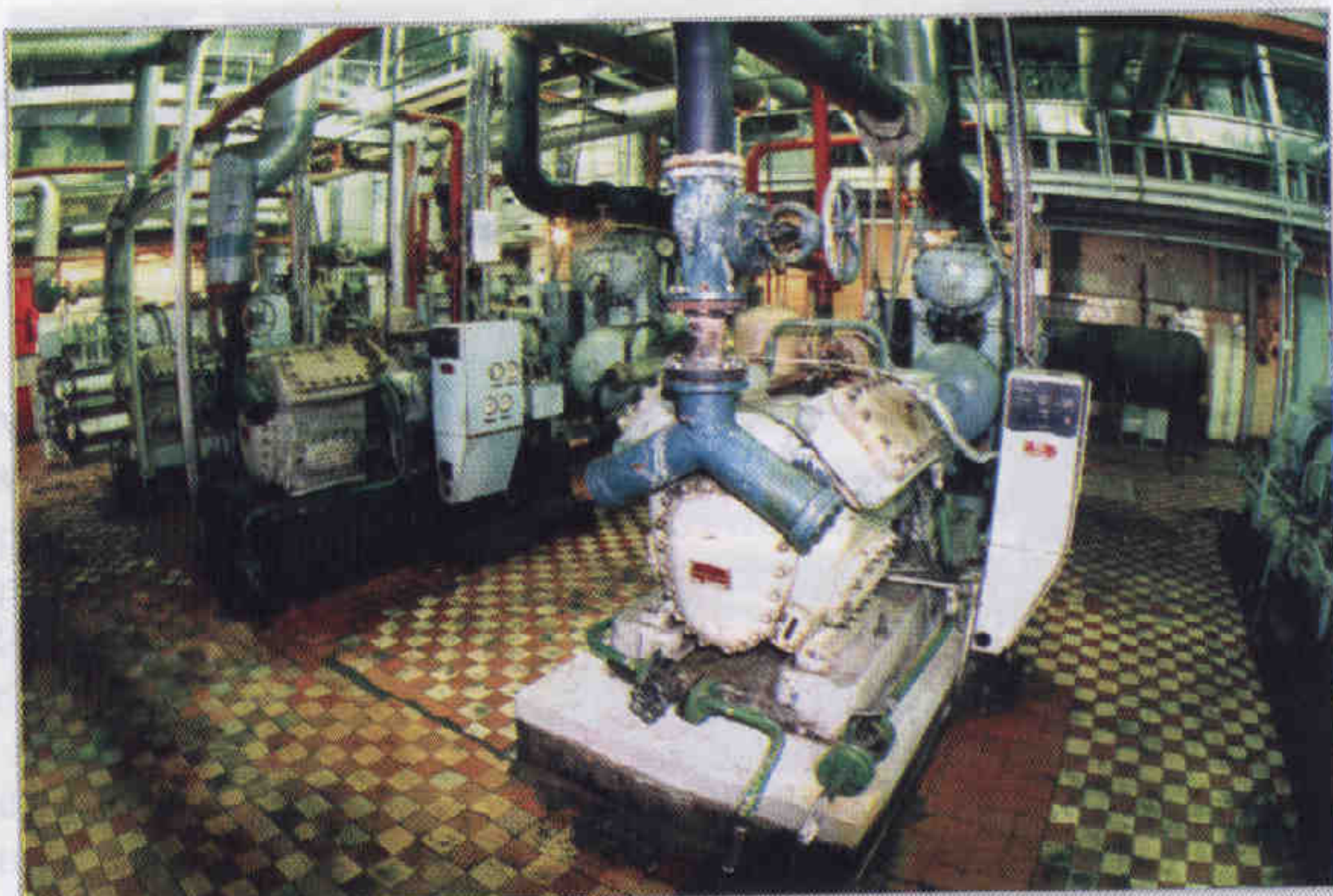


Рис. 2. Компрессор 21А 110-7-0

личие дополнительного стояка от горизонтального ресивера создавало неудобства при обслуживании АХУ в нарушение требований Правил устройства и безопасной эксплуатации АХУ ПБ-09-220 – 98);

- длительное отсутствие ППР (планово предупредительного ремонта).

После анализа полученных данных были разработаны мероприятия, направленные на обеспечение безопасности промышленного объекта, а также намечены первоочередные меры по замене воздухоотделителей АВ-4 на новые, усовершенствованные. По результатам тендера выбор пал на воздухоотделитель марки «Purger» фирмы Grasso Refrigeration, положительно зарекомендовавший себя на многих холодильниках России (рис. 1).

Для выполнения принятых решений летом 2002 г., не останавливая работу АХУ, пришлось прежде всего ограничить холодноснабжение технологического цеха. Незадействованные камеры были отключены от подачи холода. В срочном порядке для замены изношенных были приобретены поршневые компрессоры марки 21А 110-7-0, которые немедленно ввели в эксплуатацию (рис.2).

После проведенных мероприятий давление конденсации снизилось и работа АХУ нормализовалась (но все же отклонения от оптимального режима были).

Однако модернизация АХУ этим не закончилась. В сентябре 2002 г. на техническом совете хладокомбината был рассмотрен обширный план ППР для подготовки предприятия к летнему периоду 2003 г. ППР проводили в зимний период 2003 г., как наиболее благоприятный для поддержания температурного режима в камерах.

После проведения индивидуальных расчетов по подбору оборудования, схем водоснабжения, насосно-циркуляционной схемы подачи аммиака в камерные приборы охлаждения (батареи) были подготовлены чертежи, площадки под монтаж оборудования, а также разработаны меры по удалению аммиака из системы для проведения сварочных работ.

В период ППР была осуществлена следующая работа:

- установлены и обвязаны две градирни нового поколения марки «Росинка-80/100» (рис. 3);
- в помещении насосной станции, которая построена вблизи конденсаторной площадки, размещены (по проекту фирмы

- в помещении насосной станции, которая построена вблизи конденсаторной площадки, размещены (по проекту фирмы

«Биотехника» с учетом рекомендаций Росмясомолторга) 4 насоса обратного водоснабжения марки К-150-125-250 (вместо водяных насосов в аппаратном помещении компрессорного цеха), что позволило устранить шум от их работы. Схема обвязки насосов – двухконтурная;

- для стабилизации работы системы холодоснабжения камер технологического цеха верхних этажей холодильника потребители были подключены к вертикальному циркуляционному ресиверу марки 5РД^в (высота столба жидкости $h = 3$ м);
- для запорной арматуры использована сальниковая набивка от фирмы «Сервис Водолея»;
- теплоизоляция аммиачных трубопроводов была выполнена

- для запорной арматуры использована сальниковая набивка от фирмы «Сервис Водoley»;

- теплоизоляция аммиачных трубопроводов была выполнена



Рис. 3. Градирни «Росинка-80/100»

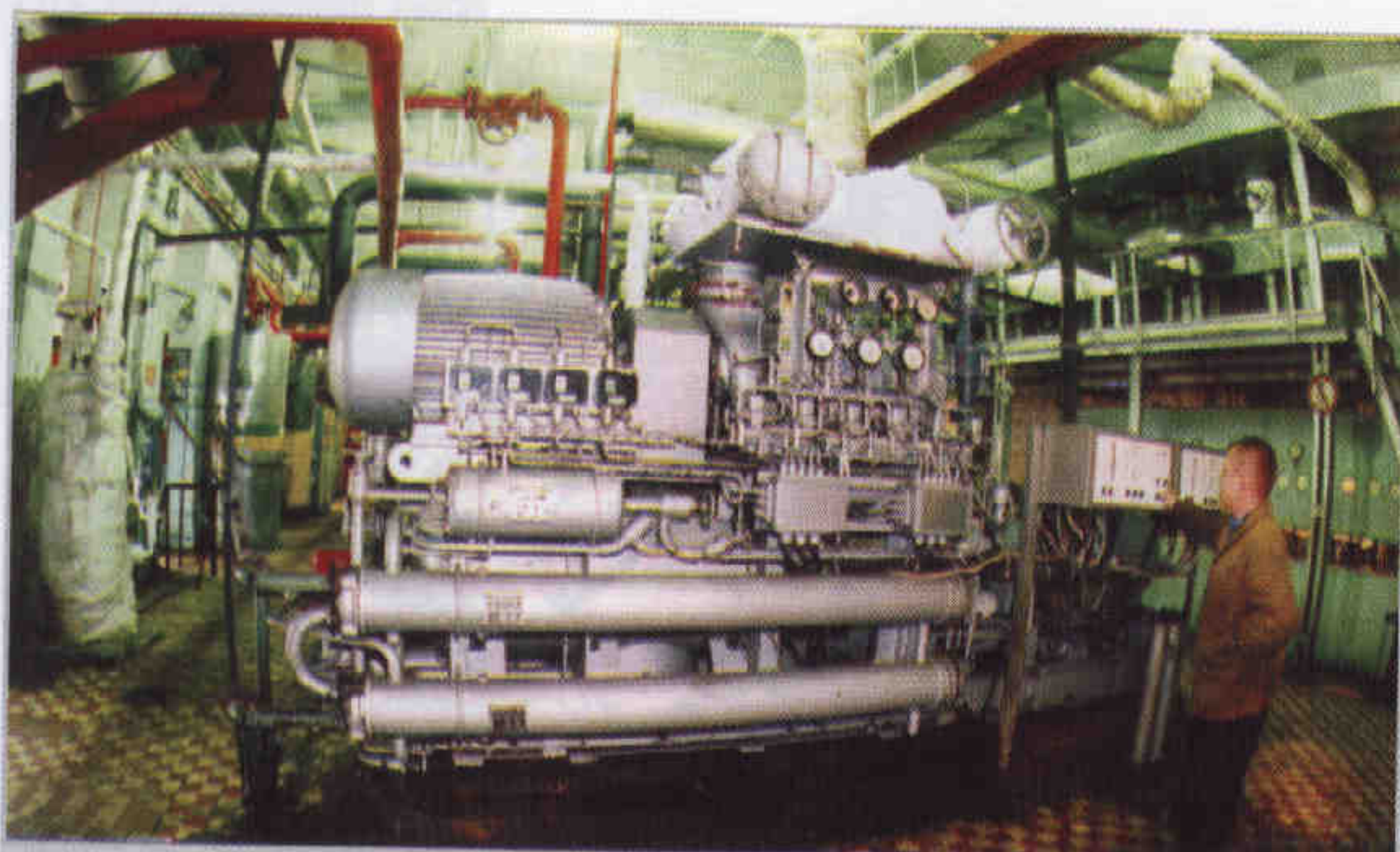


Рис. 4. Компрессорный агрегат F2MS3-2500

Параметры	До модернизации	После модернизации
Средняя температура в камерах, °С	-14	-19
Давление конденсации, МПа	13	9
Потребление холода, кВт·ч	1950	1100
Расход воды, м³/мес	4000	1025
Стоки, м³/мес	4000	360
Расход электроэнергии, кВт·ч	450000	285000
Расход аммиака, т/год	40	20
Расход смазочного масла ХА-30, кг/мес	1200	800

из материала от фирмы «Изолин»;

- испарительные конденсаторы КАИ-125 (2 шт.) и АТ-2 (2 шт.) перенесены на площадку и размещены над линейными ресиверами, что обеспечило беспрепятственный слив жидкого аммиака из конденсаторов в линейные ресиверы.

Замена части комплектующих АХУ дала кроме нормализации работы установки и экономический эффект. Так, применение градирен марки «Росинка-80/100» снизило потребление воды почти в 4 раза. Использование воздухоотделителя марки «Purger» сократило расход аммиака и выбросы в атмосферу неконденсирующихся газов с повышенным содержанием NH_3 . Уменьшились простои компрессорных агрегатов. Давление конденсации не превышает 9 кгс/см², что облегчило нагрузку на конденсаторы.

В результате проведения ППР значительно улучшились условия труда обслуживающего персонала компрессорного цеха: снизился уровень шума и загазованность в машинном и аппаратном помещениях, восстановлено освещение в основных цехах. Проведен демонтаж незадействованного (устаревшего) оборудования, аппаратов и сосудов, в результате чего уп-

ростилась схема АХУ и улучшились условия ее обслуживания.

Из установленных 11 рабочих компрессорных агрегатов (рис. 4) в работе находится 4, а 7 в резерве.

Параметры АХУ после ее модернизации представлены в таблице.

Уже в апреле 2003 г. появились клиенты, которые арендовали камеры для хранения мяса птицы, рыбы, масла, мороженого. Сокращение энергозатрат привело к снижению себестоимости единицы холода, а это способствовало дополнительному притоку арендаторов. Стабилизировался выпуск качественного мороженого. Хладокомбинат возобновил нормальную жизнедеятельность в условиях новых рыночных отношений.

Сегодня Иркутский хладокомбинат является неотделимым звеном в непрерывной холодильной цепи – от производства продукции до ее реализации в торговой сети.

Таким образом, затраты на проведение модернизации и реконструкцию АХУ окупают себя, поэтому вложение средств в эти работы оправдано.

Однако и после модернизации необходимо своевременно проводить планово-предупредительные ремонты, так как АХУ относится к установкам

высокой категории сложности с определенной спецификой обслуживания и, кроме того, постоянно подвергается динамической, тепловой, химической нагрузкам. При этом обслуживающему персоналу потребителей холода (технологического цеха, фабрики мороженого), необходимо строго соблюдать правила приемки и размещения грузов, рационально использовать камеры холодильников и строго выдерживать технологические режимы при производстве мороженого.

Уже разработаны программа уменьшения (в 2 раза) аммиакоемкости системы, а также мероприятия по усилению теплоизоляционных конструкций холодильника, замене дверей на усовершенствованные. В ближайшее время будет модернизирована система автоматизации.

В заключение хочется отметить инициативу и упорство специалистов Иркутского хладокомбината, осуществивших в основном своими силами реконструкцию и модернизацию АХУ. Большую помощь в модернизации хладокомбината оказали ООО «Родник», компания «Брук». Консультационную поддержку оказывал главный инженер ОАО «Росмясомолторг» К.В. Дедов.



Из Бюллетеня МИХ

ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, РАБОТАЮЩЕЕ НА HFC: ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Анализ показывает, что в среднем эмиссия хладагентов составляет около 15 % (для всех типов установок). Эти данные существенно различаются для разных видов холодильной техники (бытовые холодильники, транспортные кондиционеры). Поэтому при обслуживании холодильного оборудования любого назначения необходимо принимать строгие меры как по предотвращению утечек хладагента, так и его восстановлению. Это способствует удлинению срока службы оборудования при работе на хладагентах, которые в связи с ограничением срока их действия становятся дороже. Изучаются возможности перехода на другие хладагенты, в частности из-за того, что обычно применяемые HFC обладают большим потенциалом глобального потепления.

*D. Clodic // Proc. IPCC-TEAP Expert Meet., Petten, NL, 1999.05.26–28/1999.07, 109–113
БМИХ, 2002, № 1, с. 35*

ИССЛЕДОВАНИЯ БИНАРНОЙ СМЕСИ АММИАКА И ПРОПАНА

В результате исследований установлено соотношение компонентов бинарной смеси аммиака и пропана, имеющей характеристики, аналогичные R22, и позволяющей использовать существующую конструкцию холодильной установки при аналогичных давлениях и температурах. Более того, было подтверждено, что смесь менее взрывоопасна, чем пропан, в связи с добавлением менее взрывоопасного аммиака. Определяли совместимость смеси с такими материалами, как медь, железо и алюминий. Проблем коррозии при заданных условиях и использовании данного состава смеси не возникало.

*N. Nakagawa, M. Kurachi, A. Nozue, et al. // Proc. West Lafayette Conf., IIR, FR, 2000.07.25–28, 2000–1; 591–597
БМИХ, 2002 № 1, с. 35*

ДАВЛЕНИЕ ПАРА СМЕСЕЙ R410/ МАСЛО И R407C/МАСЛО

Проведено экспериментальное исследование для определения давления пара R410A и R407C в присутствии смазочного масла. Испытывали смазочные масла ISO-32 и ISO-100. Для R410A давление пара снижается при повышении концентрации масла. Также было установлено, что значительного изменения давления пара в присутствии смазочных масел при температурах ниже или равных 25 °C не происходит. Для R407C изменение давления пара при изменении концентрации масла сравнительно невелико; это связывают с зетропной природой R407C.

Y. R. Jens, C. S. Chang, C. C. Wang // Appl. Therm. Eng., GB, 2001.06, vol. 21, № 8, 863–870, БМИХ, 2002, № 1, с. 36

РАЗРАБОТКА ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ БЕССАЛЬНИКОВЫХ КОМПРЕССОРОВ, РАБОТАЮЩИХ НА CO₂

В стадии разработки находится ряд бессальниковых компрессоров для работы на CO₂. Компрессоры одноступенчатые и двухступенчатые с двумя цилиндрами. Диапазон описываемого объема 0,5...12,6 м³/ч. Номинальная частота вращения 2900 об/мин, что соответствует холодопроизводительности 0,6...15 кВт при температуре кипения –35 °C. Рассмотрены варианты конструктивного исполнения, представлены опытные значения КПД, температур и давлений для двухступенчатых компрессоров. По сравнению с используемыми одноступенчатыми компрессорами возможно повышение холодильного коэффициента на 20 %, а при двукратном дросселировании — еще на 30 %.

*P. Neksa, F. Dorin, H. Rekstad et al. // Proc. West Lafayette Conf., IIR, FR, 2000.07.25–28, 2000–1, 365–373
БМИХ, 2002, № 1, с. 36*

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ ДЛЯ ВОДООХЛАЖДАЮЩИХ МАШИН

Согласно Монреальскому протоколу в крупных чиллерах должно быть прекращено применение R11, R22 и R123. Проведено сравнение термодинамических параметров этих хладагентов с R134a, R290, R601, R601a, R717 и пентафтороэтаном. Использование R717 (аммиака) позволяет сократить расход энергии приблизительно на 20 %. R290 или R717 могут заменить R22. Смесь R601/601a (50/50) при увеличении частоты вращения ротора на 38 % может стать экономичным заменителем R11.

*I. Maclaine-Cross // Proc. IPCC-TEAP Expert Meet., Petten, NL, 1999.05. 26–28/1999.07, 241–251
БМИХ, 2002, № 1, с. 37*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ХЛАДАГЕНТОВ В ЕВРОПЕ

Разрушение слоя озона и глобальное потепление оказывают в течение последних десяти лет значительное влияние на развитие холодильной промышленности, производство оборудования для кондиционирования воздуха и тепловых насосов. Монреальский протокол требует в конечном счете внедрения в качестве хладагентов гидрофторуглеродов (HFC) вместо разрушающих озоновый слой хлорфторуглеродов (CFC). Процесс отказа от CFC в развитых странах уже завершен, а в развивающихся странах продолжается. Гидрохлорфторуглероды (HCFC), такие, как R22, обладают гораздо меньшим потенциалом разрушения озонового слоя (ODP), чем CFC, но и их использование во всем мире в последующие 20 лет будет постепенно прекращаться. Однако национальные директивы требуют уменьшения этого срока, особенно в Европе. Поэтому на рынке вместо хлорсодержащих хладагентов появятся свободные от хлора гидрофторуглероды HFC.

*H. Kruse // ASHRAE J., US, 2000.09, vol. 42, № 9, 16–24
БМИХ, 2002, № 1, с. 39*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА ХЛАДАГЕНТА ЧЕРЕЗ АДИАБАТИЧЕСКИЕ КАПИЛЛЯРНЫЕ ТРУБКИ

Из литературы известно, что в большинстве исследований капиллярных трубок посредством моделирования обычно делается допущение о гомогенности потока. Эффект скольжения между фазами часто не принимался во внимание. В статье делается попытка применения модели равновесного двухфазного потока для моделирования потока хладагента. Сравнивали теоретические расчеты с экспериментальными данными. Представлены подробные характеристики потока R134a в капиллярной трубке, распределение давления и скорости фаз.

*S. M. Liang, T. N. Wang // Appl. Therm. Eng., GB, 2001.07, vol. 21, № 10, 1035–1048
БМИХ, 2002, № 1, с. 47*

ОПТИМАЛЬНЫЕ СВОЙСТВА ЛЕДЯНОЙ ШУГИ КАК ХЛАДОНОСИТЕЛЯ

Для получения ледяной шуги с температурой $-0,5...-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ можно использовать различные добавки, понижающие точку замерзания. Исследовалось влияние типа ледяной шуги на энергетические и экономические характеристики установки. Выбор вещества, понижающего точку замерзания, должен быть сделан с учетом всех предполагаемых физических свойств ледяной шуги.

*W. Meewis, C. A. Infante Ferreira // Proc. West Lafayette Conf., IIR / Conf. West Lafayette, FR, 2000.07.25–28, 2000 – 1, 563–571
БМИХ, 2002, № 1, с. 49*

ОБЗОР ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В первой части рассматриваются новые витрины, регулирующие устройства и изоляционные материалы; во второй – способы экономии энергии в супермаркетах, связанные с регулированием работы холодильных установок. В третьей части рассматриваются тенденции производства новых витрин с целью повышения их качества.

*U. V. Stefanutti, B. Lindhard, U. Sali // Zero sotto Zero, IT, 2001.02, vol. 10, № 1, 53–77
БМИХ, 2002, № 1, с. 50*

ХЛАДАГЕНТЫ ДЛЯ БЫТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Несмотря на то что в постепенном снижении применения R12 достигнут значительный прогресс (вместо него используются R134a и R600a), спрос на R12 продолжает доминировать в сервисных службах. Изучаются меры, направленные на снижение его выбросов при обслуживании.

Однако наибольшее значение имеет повышение энергоэффективности домашних холодильников, так как наибольшее влияние на окружающую среду оказывает CO_2 , выделяющийся в процессе получения энергии для холодильников.

*E. Mcinerney, J. Haworth, R. Johnson et al. // Proc. IPCC-TEAP Expert Meet., Petten, NL, 1999.05.26–28 / 1999.07, 213–217
БМИХ, 2002, № 1, с. 50*

СХЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ХЛАДОНОСИТЕЛЕМ

Для предотвращения непредсказуемого ущерба окружающей среде в результате использования новых синтетических хладагентов предпочтение отдают природным хладагентам, на-

пример NH_3 , CO_2 , HO_2 . Однако NH_3 неприемлем для непосредственного охлаждения витрин супермаркетов или устройств для обработки воздуха в связи с его токсичностью и запахом. В этом случае следует применять систему охлаждения с промежуточным хладоносителем. В статье рассматривается устройство, предназначенное для снижения расхода энергии при циркуляции хладоносителя. Специальная (позонная) насосная система может снизить расход энергии на 20–30 % по сравнению с обычной центральной.

*S. Takada // Refrigeration, JP, 2001.02, vol. 76, № 880, 100–107
БМИХ, 2002, № 1, с. 63*

ТЕПЛОНАСОСНАЯ СИСТЕМА НА СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ПОДОГРЕВА ВОДЫ

При высокой температуре воздуха в Сингапуре испаритель, который представляет собой солнечный коллектор с плоскими пластинами, может эксплуатироваться без превышения максимального расчетного предела давлений в компрессоре и обеспечить улучшение тепловых характеристик системы. По мере повышения температуры воды в баке конденсатора температура конденсации повышается, а соответствующие значения коэффициента преобразования КПД солнечного коллектора снижаются. При колебаниях температуры воды в баке конденсатора между 30 и 50 $^{\circ}\text{C}$ средние значения коэффициента преобразования находятся в пределах 4...9, а КПД солнечного коллектора – от 40 до 75 %. Составлена математическая модель для анализа тепловых характеристик системы.

*M. N. A. Hawlader, S. K. Chou, M. Z. Ullah // Appl. Therm. Eng., GB, 2001.07, vol. 21, № 10, 1049–1065
БМИХ, 2002, № 1, с. 81*

ВНИМАНИЕ!

Сообщаем новые координаты
фирмы ХААС:

129110, Москва, Проспект Мира,
д. 33, корп. 1, 4-й этаж.

Бизнес-центр «Олимпик Плаза»,

Тел: (095) 799-9751, 799-9752, 799-9754, факс: 799-9750

E-mail: haas@sovintel.ru www.haaswaffel.at

**КАМЕРЬ
ШОКОВОЙ
ЗАМОРОЗКИ**

мороженого
пельменей
полуфабрикатов

РЕМХОЛОД

т. (3822) 656385, ф. 658404
http://www.remholod.tomsk.ru
e-mail: rus@rus.tsk.ru