ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЖУРНАЛ

Издается с января 1912 г. Москва

Выходил под названиями:
1912 – 1917 – "ХОЛОДИЛЬНОЕ ДЕЛО"
1923 – 1924 – "Холодильное и боенское дело"
1925 - 1936 – "ХОЛОДИЛЬНОЕ ДЕЛО"
1937 - 1940 – "Холодильная промышленность"
с 1941 – "ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА"

Учредитель — ООО "Инфохолодтех"

Холодильная Техника

1 • 2001

Kholodilnaya Tekhnika

Министерство промышленности,
науки и технологий РФ
Международная академия холода
ОАО «Росмясомолторг»

Главный редактор
Л.Д.Акимова

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Е.М.Агарев	А.М.Архаров
А.В.Бараненко	Г.А.Белозеров
О.В.Большаков	В.М.Бродянский
А.В.Быков	В.А.Выгодин
В.Б.Галежа	Л.В.Галимова
А.А.Гоголин	А.К.Грезин
А.П.Еркин	И.М.Калнинь
А.А.Мифтахов	В.В.Оносовский
И.И.Орехов	И.А.Рогов
В.В.Румянцев	И.К.Савицкий
В.И.Смыслов	А.А.Соловьянов
И.Я.Сухомлинов	И.Г.Хисамеев
О.Б.Цветков	И.Г.Чумак
В.М.Шавра	А.В.Шаманов

Ответственный секретарь
Е.В.Плуталова

Дизайн и компьютерная верстка
Т.А.Миансаровой
Компьютерный набор *Л.И.Лапиной*
Корректор *Т.Т.Талдыкина*

Ответственность за достоверность рекламы несут рекламодатели.
Рукописи не возвращаются.

Адрес редакции:
107807, ГСП-6, Москва, Б-78,
ул. Садовая-Спасская, д. 18
Телефоны: (095) 207-53-14, 207-23-96
Тел./факс: (095) 975-36-38

E-mail: holodteh@ropnet.ru

Подписано в печать 18.01.2001.
Формат 60x88 1/8. Офсетная печать.
Усл.-печ. л. 5,0.

Отпечатано в ООО «РОСТРА-ДЕЙ»

© Холодильная техника, 2001

В НОМЕРЕ:

Большаков О.В. **Российская отраслевая наука на пороге XXI века: состояние и перспективы** — 2

Юбилей МГУИЭ — 5

Михаилу Борисовичу Генералову 60 лет — 7

Маринюк Б.Т, Заварухин Д.В. **Вакуумно-испарительное охлаждение: особенности и перспективы** — 8

ПЕРВЫЕ ЮБИЛЯРЫ НОВОГО ВЕКА
Александру Васильевичу Быкову 70 лет — 10

Алексею Михайловичу Архарову 70 лет — 11

Жидков М.А., Комарова Г.А., Гусев А.П. **Особенности термодинамических характеристик трехпоточных вихревых труб для очистки и осушки технологических газов** — 12

GEA GRASSO
Холодильные машины для охлаждения жидкости (чиллеры) Грассо Интернэшнл — 15

Пискунов В.В. **Тенденция развития рынка бытовой холодильной техники на рубеже веков** — 16

АЛЬФА ЛАВАЛЬ
Сорокин С.С. **Теплообменники «Альфа Лаваль» экономят энергию** — 20

СПК «СНЕГ»
Каток на Красной площади — 22

ЭЙРКУЛ
Эйркул – традиции и перспективы — 23

ПРЕЗЕНТАЦИЯ
Производство центральных кондиционеров YORK прописалось в Москве — 25

Кокорин О.Я., Невский В.В. **СКВ с четырехтрубным снабжением холодной и горячей водой теплообменников местных агрегатов** — 26

ЭЛЕКТРОСТАР
Аппараты воздушного охлаждения — 28

Стефанчук В.И., Венгер К.П., Ручьев А.С. **Проточная азотная система для замораживания и хранения растительной продукции** — 32

ДЛЯ ПРАКТИКОВ
Как подобрать воздухоохладитель для парокомпрессионной фреоновой холодильной установки? — 34

В МЕЖДУНАРОДНОМ ИНСТИТУТЕ ХОЛОДА
Из Бюллетеня МИХ — 38

IN ISSUE:

Bolahakov O.V. **Russian branch science at the threshold of XXI century: state and prospects** — 2

Jubilee of MSUEE — 5

Mikhail Borisovich Generalov is 60 years old — 7

Marinyuk B.T., Zavarukhin D.V. **Vacuum-evaporative cooling: peculiarities and prospects** — 8

FIRST PERSONS HAVING JUBILEE IN THE NEW CENTURY
Alexander Vasilyevich Bykov is 70 years old — 10

Aleksey Mikhailovich Arkharov is 70 years old — 11

Zhidkov M.A., Komarova G.A., Gusev A.P. **Peculiarities of thermodynamic characteristics of three-flow vortex tubes for cleaning and drying of process gases** — 12

GEA GRASSO
Refrigerating machines for liquid chilling (chillers) of Grasso International — 15

Piscunov V.V. **Trends of development of market for domestic refrigerating equipment at the border of centuries** — 16

ALFA LAVAL
Sorokin S.S. **Alfa Laval heat exchangers save energy** — 20

SPK «SNEG»
Skating rink at the Red Square — 22

AIRCOOL
Aircool – traditions and prospects — 23

PRESENTATION
Production of central air conditioners has stood its ground in Moscow — 25

Kokorin O.Ya., Nevsky V.V. **Air conditioning systems with four tube supply of cold and hot water of heat exchangers of local units** — 26

ELECTROSTAR
Air cooling units — 28

Stefanchuck V.I., Venger K.P., Ruchev A.S. **Flow-through nitrogen system for freezing and storage of plant produce** — 32

ASSISTANCE TO PRACTICAL WORKERS
How to choose an air cooler for vapor-compression freon refrigerating installation? — 34

AT INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION
From Bulletin of IIR — 38

ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА
ОБЛАСНА УНІВЕРСАЛЬНА
НАУКОВА БІБЛІОТЕКА
ім. О. Гмирьова

УДК 621.57.048-982

Вакуумно-испарительное охлаждение: особенности и перспективы

Б.Т.МАРИНЮК,
Д.В.ЗАВАРУХИН
Московский государственный университет инженерной экологии

Peculiarities and prospects for use of vacuum-evaporative cooling have been considered. Potentials of use of vacuum for producing refrigeration are shown. Comparative characteristics of traditional and vacuum-evaporative milk coolers are given. Main directions of use of vacuum for foods storage are enumerated.

Создание механических средств вакуумной откачки (в конце XIX–начале XX в.) практически совпало по времени с появлением промышленных установок для получения искусственного холода. Думается, что такое совпадение не случайно. Известно о влиянии вакуумной техники на холодильную технику (вакуумирование холодильной установки перед заправкой хладагентом, использование вакуумных режимов в низкотемпературных холодильных машинах и т. д.). Еще более мощное влияние оказывала и оказывает вакуумная техника на криогенику (тепловая изоляция на основе вакуума, криогенные насосы, вакуумирование жидких криопродуктов с целью понижения их температур и др.). Этот перечень можно существенно расширить.

Сегодня уже имеются хорошие перспективы для применения вакуумной техники и в целях получения умеренного холода. Однако холодопроизводительность систем вакуумной откачки при использовании традиционных маслозаполненных средств вакуумирования остается весьма низкой. Кроме того, применяемые обычно маслозаполненные насосы загрязняют объект откачки парами рабочего вещества, что в ряде случаев недопустимо. Видимо, поэтому до конца 80-х годов вакуумная технология получения холода не выходила за рамки исследовательских лабораторий. Публикации по данному направлению носили единичный характер [4].

В связи с возникновением экологических проблем в мире с начала 90-х годов активно начались поиски рабочих веществ, не наносящих урона окружающей среде. Наиболее привлекательными с точки зрения безопасности влияния на окружающую среду оказались природные рабочие вещества: вода, водные растворы солей.

Особенности воды и водных растворов солей (низкое давление кипения при рабочих температурах, большие объемы образующихся при этом паров) не позволяют использовать для сжатия их паров существующий парк холодильных компрессоров. Поэтому в вакуумно-испарительных холодильных установках, работающих на таких хладагентах, целесообразно применять быстроходные механические вакуум-насосы ротативного действия как наиболее приспособленные для подобных условий. Схема подобных холодильных установок при этом существенно упрощается, так как охлаждаемое вещество (или продукт) служит одновременно и хладагентом.

Вакуумно-испарительная холодильная установка состоит из двух блоков. Первый блок представляет собой герметичный резервуар (охладитель жидкости, который является в то же время и испарителем). Второй блок – это насосно-конденсаторный агрегат, включающий основной вакуум-насос ротативного действия, водяной конденсатор и вспомогательный вакуум-насос, скорость откачки которого много ниже, чем основного [2]. Вакуумная откачка водяного пара из герметичного резервуара создает условия для кипения жидкости, что приводит к ее охлаждению, вплоть до температуры замерзания. Охлаждение жидкости по стадиям хорошо иллюстрируется диаграммой $p - \tau$ (рис. 1). В стадии *I* процесса давление в паровом пространстве герметичного резервуара понижается до давления насыщенных паров при начальной температуре залитой в него жидкости. В этой стадии активно выделяются в паровое пространство растворенные в жидкости газы, а пары откачиваются только вспомогательным насосом. В стадии *II* упругость насыщенных паров уменьшается, температура охлаждаемой жидкости падает, а пары откачиваются главным образом основным насосом. Стадия *III* характеризуется замерзанием жидкости при постоянной упругости паров над льдом. В стадии *IV* температура массива льда понижается вследствие дальнейшего уменьшения упругости насыщенных паров влаги над льдом. Для охлаждения жидкости используют первые две стадии.

Представляет интерес создание вакуумно-испарительных холодильных установок холодопроизводительностью 5...25 кВт для пищевой промышленности. Для получения такой холодопроизводительности можно использовать двухроторные вакуум-насосы, которые, имея гарантированные зазоры в проточной части, не нуждаются в смазке и одновременно обеспечивают высокую скорость откачки. Это направление получило развитие в нашей стране.

Вакуумно-испарительные охладители молока, воды, фруктовых соков в настоящее время производят специализированные предприятия в Москве и на Кубани (в г. Краснодаре). Технические характеристики вакуумно-испарительной установки МВХ 150 приведены в таблице. Для сравнения даны технические характеристики молокоохладителей, находящихся в настоящее время в эксплуатации в России. Наиболее близ-

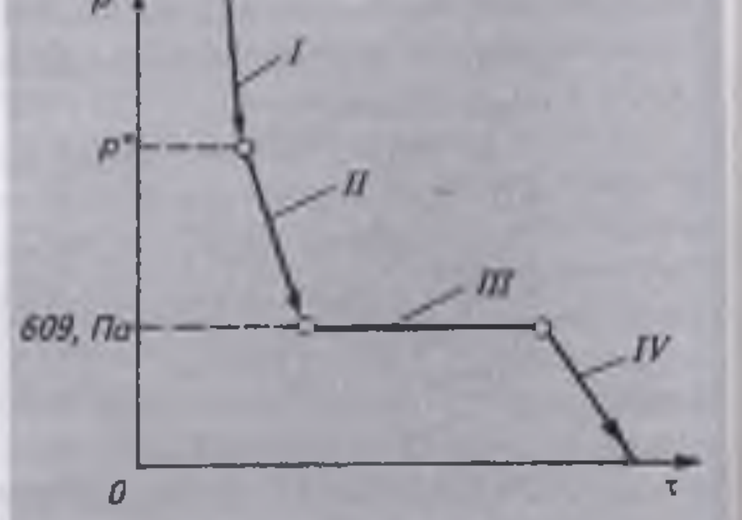


Рис. 1. Различные стадии процесса вакуумной откачки и охлаждения жидкости, находящейся в герметичном резервуаре, при малой величине теплопритока из окружающей среды

Технические характеристики молокоохладителей различных типов

Показатель	ТОМ 2А	СМ 1250	МВХ 150
Вместимость по молоку, л	1800	1200	300
Холодопроизводительность, кВт	9,9	2,3	2,3
Продолжительность охлаждения молока от 36 до 4 °С при 50%-ном заполнении ванны, ч	3	3	1,0
Установленная мощность электродвигателя, кВт	8,87	2,57	1,9
Расход электроэнергии, кВт • ч/т	28,6	13,0	11,0
Масса, кг	1490	750	250

ки по сравниваемым показателям установки ТОМ 2А и СМ 1250. В молокоохладителе ТОМ 2А промежуточным хладоносителем служит вода, а польский молокоохладитель СМ 1250 работает по схеме непосредственного охлаждения хладагентом, кипящим в рубашке молочной ванны. Как видно из таблицы, в вакуумно-испарительной установке МВХ150 расход энергии по сравнению с установками ТОМ2А и СМ1250 ниже (11 кВт•ч на 1 т молока), что в сочетании с экологической чистотой делает ее привлекательной для потребителей.

Если вакуумно-испарительные охладители жидкостей уже используются в промышленности, то вакуумные льдогенераторы находятся еще в стадии лабораторных образцов. У вакуумных льдогенераторов есть свои преимущества, связанные с воздействием вакуума на поверхность лед–паровое пространство, которая одновременно служит и поверхностью замораживания.

В большинстве существующих конструкций льдогенераторов лед образуется на охлаждаемой поверхности металлической стенки, соответственно теплопередача осуществляется через толщу массива льда и металлическую стенку. Теплопроводность льда низкая, поэтому по мере роста его толщины эффективность аппарата снижается. Другая проблема – удаление массива намороженного льда. Обычно для этого используют подогрев охлаждаемой поверхности стенки, что не всегда удобно и связано с необходимостью дополнительного расхода энергии.

В вакуумных льдогенераторах (рис. 2) проблема удаления намороженного льда решается с помощью атмосферного давления. Вакуумный льдогенератор представляет собой цилиндрический корпус *1*, нижняя часть которого снабжена вакуумным затвором *8*. Запорный орган его служит днищем цилиндрического корпуса. В положении открытия затвора полость цилиндрического корпуса сообщается с полостью герметичного сборника льда *7*, имеющего свой вентиль-натекатель *6*. Вакуумные коммуникации снабжены вентилями *4* и *9* и служат для раздельного вакуумирования цилиндрического корпуса *1* и герметичного сборника льда *7*.

Льдогенератор работает циклично в режиме накопления льда в цилиндрическом корпусе и удаления его в сборник. При закрытом вакуумном затворе *8* в цилиндрический корпус *1* заливают некоторое количество воды, которая полностью закрывает запорный орган затвора и образует линзу толщиной 30...50 мм. Воздействие вакуума приводит к быстрому промерзанию поверхностного слоя воды на глубину 15...20 мм, после чего на поверхность образовавшегося твердого слоя льда подают следующую порцию воды в таком количестве, чтобы осуществилось полное ее промораживание и соединение с ранее образованным массивом льда. Таким образом накапливается цилиндрический массив льда высотой до 0,5 м. Далее вакуумируют полость сборника льда *7*, открывают вакуумный затвор *8* и напускают атмосферный воздух в паровое пространство цилиндрического корпуса *1*. Под действием атмосферного давления цилиндрический ледяной массив вытесняется в сборник, вакуумный затвор закрывается и рабочий цикл повторяется. Работоспособность вакуумного льдогенератора подтверждена испытаниями на установке, созданной в низкотемпературной лаборатории МГУИЭ. При существующем парке вакуум-насосов вполне реально создание устройств производительностью до 50...70 кг/ч водного льда.

Перспективна и вакуумная технология хранения пищевых продуктов. В частности, имеется достоверная информация о благоприятном воздействии вакуума на упрочнение скорлупы куриных яиц. Резкое увеличение сроков хранения под вакуумом свежего молока после дойки можно уже считать доказанным. По данным [3], свежее молоко можно хранить под вакуумом в охлажденном до 7 °С состоянии в течение 3–4 сут без заметных нарушений вкусовых качеств и без каких-либо отклонений от стандартов по кислотности, микрофлоре и т.д. Вакуумная обработка молока становится особенно важной для фермерских хозяйств, расположенных в отдаленных районах, где регулярный вывоз этого продукта при плохом состоянии дорог может быть нарушен погодными условиями.

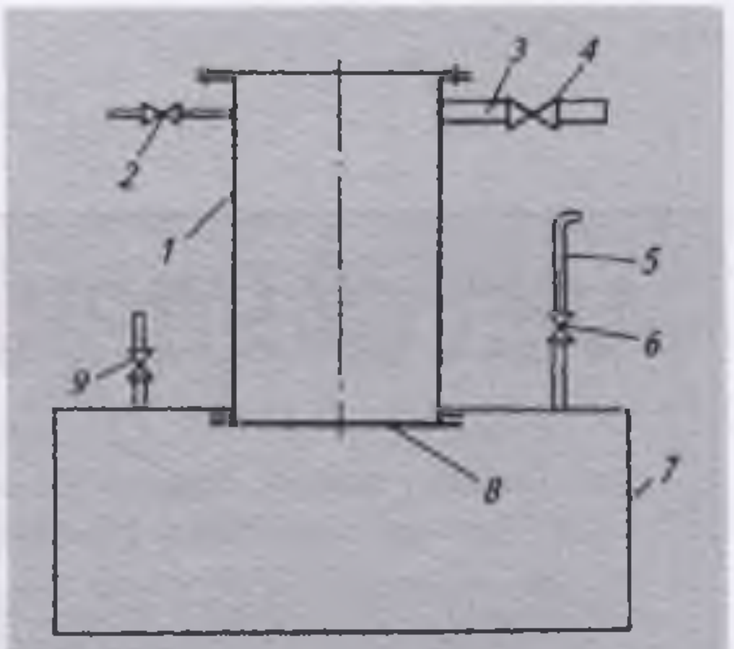


Рис. 2. Вакуумный льдогенератор:
1 – цилиндрический корпус льдогенератора;
2, 6 – вентили-натекатели;
3 – патрубок откачки паров;
4 – запорный вентиль на линии откачки паров; 5 – патрубок на линии вентиля-натекателя; 7 – сборник льда;
8 – вакуумный затвор; 9 – вентиль на линии откачки паров из сборника

В настоящее время активно обсуждается вопрос о хранении мясных туш в вакууме с одновременным орошением поверхности продукта водой для предотвращения усушки [1]. В связи с этим в самое ближайшее время можно ожидать появления вакуумных камер для хранения продукции сельского хозяйства. Словом, технический вакуум уже сейчас можно рассматривать не только как «катализатор» развития того или иного направления техники, но и как самостоятельное направление получения холода на разных температурных уровнях с использованием природных рабочих веществ, экологически чистых и дешевых.

Список литературы

1. *А.с.* 1661549 СССР.

2. *Маринюк Б.Т., Гапонов М.М., Крючков Д.В.* Вакуумно-испарительный охладитель молока//Холодильная техника. 1998, № 11.

3. *Шабля С.Г., Ивановский Н.Н.* Длительное хранение свежего молока под вакуумом//Труды КубГТУ. – Краснодар, 1997.

4. Smith E.//PM Vacuum Chilling Process Engineering. 1971, vol.52, № 2.

Первые юбиляры н

АЛЕКСАНДРУ ВАСИЛЬЕВИЧУ БЫКОВУ 70 ЛЕТ

В январе этого года исполнилось 70 лет заслуженному деятелю науки и техники РФ, лауреату Государственной премии СССР, доктору технических наук, профессору Александру Васильевичу Быкову.

После окончания в 1955 г. Московского высшего технического училища им. Н.Э.Баумана А.В.Быков пришел работать рядовым инженером в ЦКБ ХМ, переименованное в 1964 г. во ВНИИхолодмаш. В 1970 г. он возглавил институт, став впоследствии его генеральным директором и генеральным конструктором.

Под руководством А.В.Быкова ВНИИхолодмаш достиг расцвета, приобрел авторитет и широкую известность не только в нашей стране, но и за рубежом. За разработку современного холодильного оборудования институт неоднократно награждался Почетными грамотами, дипломами, медалями ВДНХ и международных выставок. В 1981 г. за создание нескольких поколений систем термостатирования специального назначения ВНИИхолодмаш был награжден орденом Трудового Красного Знамени.

А.В.Быков известен широкому кругу отечественных и зарубежных специалистов как ученый, создавший в области холодильного машиностроения научное направление, охватывающее теорию, расчет, конструирование и технологическое обеспечение широкого спектра холодильных машин и тепловых насосов. Это прежде всего крупные холодильные машины с центробежными компрессорами, оригинальные экологически безопасные абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы, использующие вторичные теплоресурсы, что выгодно отличает их от многих энергетических установок.

Как генеральный конструктор А.В.Быков обеспечил научно-практическое руководство по созданию нескольких поколений высокоэффективных систем холодоснабжения, кондиционирования объектов и термостатирования ракетно-космических комплексов.

Результаты широкой научной и производственной деятельности А.В.Быкова отражены в более чем двухстах научных публикациях, в том числе в журнале «Холодильная техника», и обобщены в изданной в 1988 г. монографии «Холодильные машины и тепловые насосы».

Под редакцией и при непосредственном участии А.В.Быкова выпущена десятитомная серия справочников «Холодильная техника». Это энциклопедическое издание охватывает все вопросы создания и применения холодильной техники и служит ныне основным практическим пособием для широкого круга специалистов в этой области науки и техники. В 1992 г. вышло 2-е издание, переработанное и дополненное, справочника «Холодильные компрессоры».

Александр Васильевич Быков пользуется заслуженным авторитетом среди ученых и специалистов как в нашей стране, так и за рубежом. В течение многих лет он был президентом Технического комитета Международной организации по стандартизации ИСО ТК 86 «Охлаждение», избирался вице-президентом Научного совета и Комиссии В2 Международного института холода, был членом многих специализированных научно-технических советов и комиссий.

В настоящее время А.В.Быков продолжает работать в стенах родного института главным научным сотрудником. Он входит в состав редакционных коллегий журналов «Холодильная техника», «Холодильный бизнес» и Международного журнала по холоду МИХ.

А.В.Быков является почетным членом Международного института холода, академиком и членом президиума Международной академии холода, академиком Академии технологических наук РФ, членом специализированного ученого совета МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Александр Васильевич известен как высокообразованный, эрудированный человек. Его отличают разнообразие интересов, простота в общении и природный юмор.

За успехи в научно-производственной деятельности А.В.Быков награжден рядом высоких государственных наград.

Коллектив ОАО «ВНИИхолодмаш-Холдинг», редколлегия и редакция журнала «Холодильная техника», а также все, кто знает и с кем на протяжении десятилетий работал Александр Васильевич Быков, поздравляют юбиляра и желают ему крепкого здоровья, благополучия и успехов.

УДК 665:632:523.527

Особенности термодинамических характеристик трехпоточных вихревых труб для очистки и осушки технологических газов

М.А.ЖИДКОВ, Г.А.КОМАРОВА
ОАО «ГИАП»,
А.П.ГУСЕВ
ЗАО «ТрансЭкс»

The paper is devoted to the operation of three-flow vortex tubes (TVT) which not only provide cold generation required for a low temperature process of gas purification and drying, but simultaneously have the function of high-efficiency separating devices. As a rule TVT have a separation clearance in the immediate vicinity of the nozzle section. In the experiments under production conditions it was shown that when TVT work on the associated gas of oil production the refrigerating capacity is maximum with the share of the cold flow equal to unity, when all the gas goes through the diaphragm as a cold flow. In this case a significant increase in the gas refrigeration effect in TVT as compared to the effect of Joule-Thomson effect is observed.

Цель работы заключается в изучении термодинамических и сепарационных свойств трехпоточных вихревых труб (ТВТ).

ТВТ помимо охлаждения потока рабочего вещества в результате эффекта Ранка-Хилша обеспечивают одновременно качественное отделение жидкой фазы из закрученного потока [1, 2, 5]. Они, как правило, расположены вертикально и имеют сепарационный зазор (разрыв вихревого потока) в непосредственной близости от соплового сечения. В этот зазор центробежными силами выдавливается пленка жидкости, образующаяся на внутренней поверхности вихревой камеры. Пленка состоит из дисперсной компоненты исходного газа (если она присутствует) и компоненты, сконденсировавшейся в высокоскоростном сопловом потоке вследствие его низкой температуры. Выделенная из газа жидкость накапливается в конденсатосборнике, соосно расположенном на вихревой камере (трубе горячего потока). Из конденсатосборника жидкость периодически или непрерывно удаляется.

В последнее время ТВТ нашли применение в технологии нефтедобычи при подготовке попутного газа к транспортировке [1], а также при использовании его в качестве топлива непосредственно на промысле [3]. В работе [1] показано, что с помощью ТВТ даже при небольшом отношении давлений $\varepsilon = p_{вх}/p_x = 1{,}4$ (где $p_{вх}$ – давление входящего потока, p_x – давление холодного потока) можно получить хорошие показатели осушки ($t_{р\,вод} = -20$ °С, $t_{р\,угл} = -17$ °С, где $t_р$ – точка росы соответственно по воде и углеводородам). При этом ТВТ работала в граничном режиме $\mu = V_x/V_{вх} = 1{,}0$ (здесь μ – доля холодного потока, V_x и $V_{вх}$ – расходы газа соответственно в холодном потоке и на входе в вихревую трубу, нм³/ч) с перепадом температур $\Delta t_x = t_{вх} - t_x = 13{,}0$ °С. Этот эффект охлаждения в 2 раза превышал эффект Джоуля-Томсона, который обычно фиксируется в режиме $\mu = 1{,}0$ для адиабатных двухпоточных вихревых труб (ВТ) [4]. При большем отношении давлений ($\varepsilon = 4{,}8$) в режиме $\mu = 1{,}0$ понижение температуры составило $\Delta t_x = 20.5$ °С, что в 1,9 раза превысило $\Delta t_{др}$ – эффект охлаждения при дросселировании.

Такую термодинамическую особенность работы ТВТ нельзя объяснить лишь ее неадиабатностью из-за недостаточно эффективной теплоизоляции. Эта особенность была зафиксирована также во время эксплуатации промышленной установки низкотемпературной очистки попутного газа нефтедобычи от высших углеводородов и сероводорода [3]. Обычно для адиабатных двухпоточных ВТ экстремум функции $q_x = f(\mu)$ находится в диапазоне $\mu = 0{,}6...0{,}7$. Удельная холодопроизводительность ТВТ установки, описанной в [3], $q_x = c_p \cdot \mu \cdot \Delta t_x$ оказалась экстремальной в режиме $\mu = 1{,}0$, что означает возможность работы ТВТ при фактическом отсутствии горячего потока.

До настоящего времени режим $\mu = 1{,}0$ практиковался только для неадиабатных ВТ с охлаждением вихревой камеры жидким хладоносителем (обычно водой) или атмосферным воздухом. В доступной литературе нет указаний на обсуждаемое в данной работе явление (значительное превышение Δt_x над $\Delta t_{др}$ при $\mu = 1.0$), поэтому было целесообразно проверить его воспроизводимость на воздухе – наиболее доступном рабочем теле, на котором проведен основной объем экспериментальных исследований эффекта Ранка-Хилша [4].

С этой целью была сконструирована и изготовлена ТВТ для осушки воздуха (ТВТ-осушитель) со следующими геометрическими характеристиками, мм:

Внутренний диаметр соплового блока D_c	18,0
Сопловой ввод:	
ширина h	4,8
высота h	2,8
Внутренний диаметр вихревой камеры $D_{тр}$	16,0
Длина вихревой камеры $l_{тр}$	1085,0
Диаметр диафрагмы $d_д$	7,0
Сепарационный зазор:	
расстояние от оси соплового ввода	25,0
ширина	5,0

Схема экспериментальной установки осушки с ТВТ-осушителем представлена на рис.1. В ее состав входят компрессорный агрегат ВШВ-3/100 (расход воздуха до 3 нм³/мин, давление нагнетания до 10 МПа) *2*, трехпоточная вихревая труба *1*, газовый баллон (ресивер) *3* и необходмая арматура.

Точки контроля технологических параметров показаны на схеме. Давление измеряли техническими манометрами с точностью 0,05 МПа, температуру – термопарами и параллельно ртутными термометрами с точностью 0,5 °С. Расход определяли с точностью 0,1 нм³/мин ротационным счетчиком, установленным на линии горячего потока газа. Общий расход воздуха фиксировали в каждой серии опытов в стационарных условиях при $\mu = 0$, т.е. при полностью открытом вентиле *В3* и закрытом вентиле *В4*.

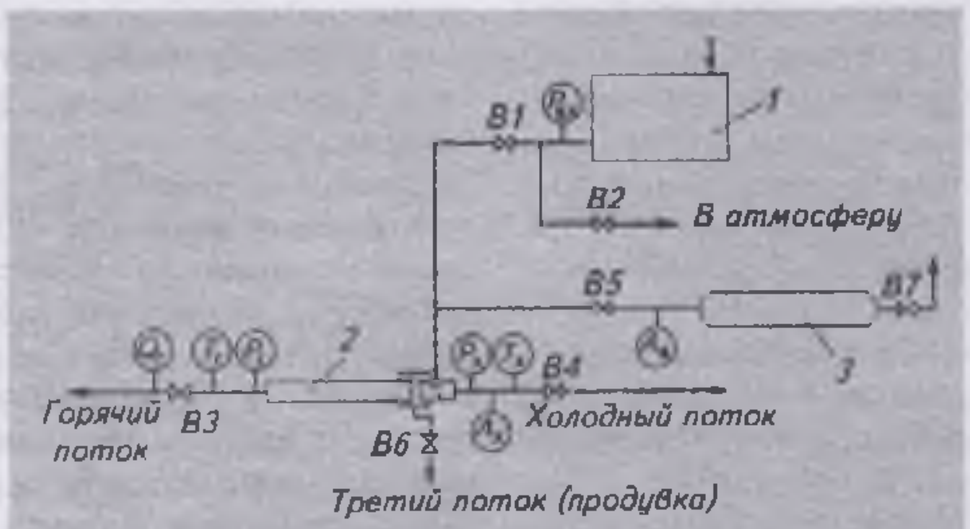


Рис. 1. Принципиальная схема установки осушки: 1 – вихревая труба; 2 – компрессор; 3 – ресивер

Доля холодного потока, определенная по показаниям счетчика, обозначена $\mu_ф$. Ряд экспериментов проведен без замера расходов газа. В этом случае долю холодного потока, обозначенную $\mu_р$, рассчитывали по известному соотношению:

$$\mu_р = (\Delta t_г + \Delta t_{ос})/(\Delta t_г + \Delta t_x), \qquad (1)$$

где $\Delta t_г = t_г - t_{вх}$ – эффект нагрева газа, °С.

В табл. 1, а также на рис.2 представлены некоторые результаты эксперимента с ТВТ-осушителем при различных μ в диапазоне изменения $\varepsilon = 2{,}6...20{,}0$ ($q_x^* = q_x/c_p$ и $q_г^* = q_г/c_p$ в дальнейшем называются удельной холодо- и

№ режима
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
Примеча

Таблица 1

№ режима	$p_{вх}$, МПа	$p_г$, МПа	$p_х$, МПа	ε	$t_{вх}$, °С	$t_г$, °С	$t_х$, °С	$\Delta t_г$, °С	$\Delta t_х$, °С	$\Delta t_{ср}$, °С	$\mu_ф$	$\mu_р$	$q^*_х$, °С
1	2,0	0,7	0,7	2,6	19	20	–	1	–	3	0	–	–
2	2,0	0,7	0,7	2,6	19	25	–2	6	21	3	–	0,37	7,77
3	2,0	0,7	0,7	2,6	19	35	2	16	17	3	–	0,61	10,37
4	2,1	0,9	0,7	2,7	21	–	6	–	15	3	1	–	15
5	1,9	0,2	0,2	6,7	18	21	–	3	–	3,5	0	–	–
6	1,9	0,4	0,3	5	18	30	–10,5	12	28,5	3,5	–	0,4	11,4
7	1,9	0,5	0,3	5	19	48	–4	29	23	3,5	–	0,63	14,49
8	1,95	0,6	0,3	5,1	18	55	2	37	16	3,5	–	0,77	12,32
9	2,0	0,7	0,3	5,3	20	–	5	–	15	3,5	1	–	15
10	1,9	0	0	20	19	19	–	0	–	4,5	0	–	–
11	1,9	0,2	0	20	17,5	37,5	–25	20	42,5	4	–	0,38	16,15
12	1,9	0,4	0	20	18	50	–9	32	27	4	–	0,61	16,47
13	2,0	0,6	0,05	14	18	56	1	38	17	4	–	0,76	12,92
14	2,0	0,7	0,1	10,5	17	–	1	–	16	4	1	–	16

Примечание. В таблице дано избыточное давление.

теплопроизводительностью соответственно).

Как видно из табл. 1, при $\mu = 1,0$ $\Delta t_х$ превышает $\Delta t_{др}$ в 4–5 раз. Исследуемая ТВТ не была теплоизолирована, однако полученный эффект (например, при $\varepsilon = 2,6$ $\Delta t_х = 15,0$ °С) нельзя объяснить только отдачей тепла в окружающую среду ($t_{ос} = 17...18$ °С). Такое понижение температуры при $\mu = 1,0$ вполне сопоставимо с показателями работы неадиабатных ВТ, охлаждаемых водой (табл. 2).

Последняя графа табл. 1 показывает, что при доле холодного потока $\mu_ф = 1,0$ удельная холодопроизводительность ТВТ максимальна.

Таким образом, повторяется ситуация, отмеченная ранее при исследовании работы ТВТ с попутным газом нефтедобычи. Обращает на себя внимание еще одна особенность работы ТВТ. Как видно из табл. 1, на воздухе в предельном режиме $\mu = 0$ вместо снижения температуры «горячего» потока на величину $\Delta t_{др}$ происходит его нагрев (максимально на 3,0 °С). Если учесть, что вихревой эффект Ранка-Хилша без влияния дроссель-эффекта определяется для горячего потока суммой $\Delta t_{г.вихр} = \Delta t_г + \Delta t_{др}$, то реальный нагрев газа при $\mu = 0$ составит $\Delta t_{г.вихр} = 4,5...6,5$ °С. Это – заметная величина, которую нельзя объяснить ошибкой эксперимента и тем более неадиабатностью ТВТ, так как температура атмосферного воздуха во время проведения экспериментов была несколько ниже, чем температура воздуха, выходящего из вихревой камеры по трубе горячего потока.

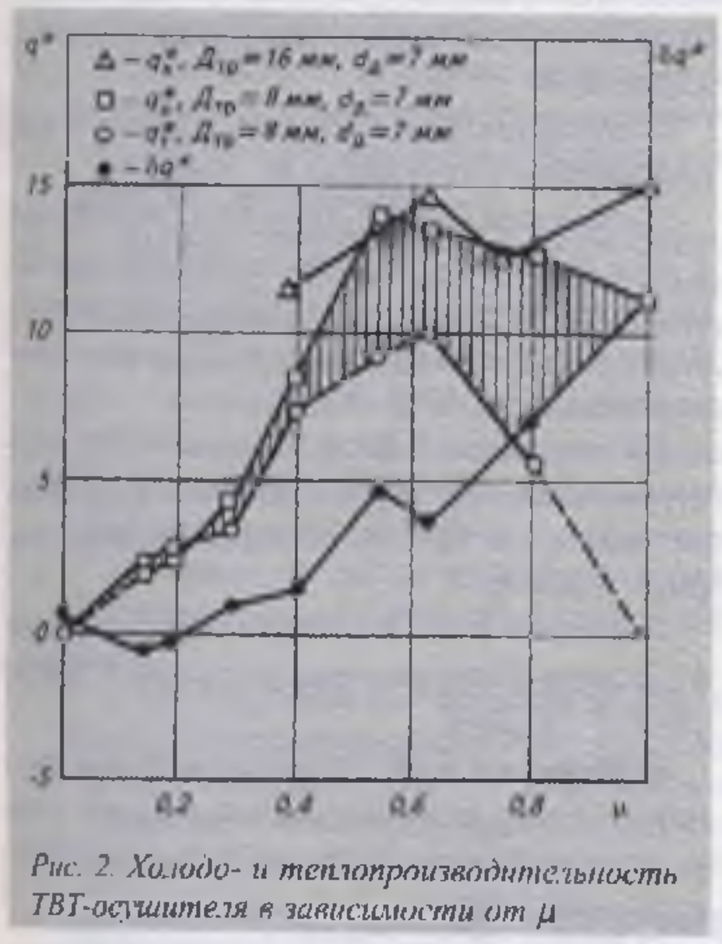


Рис. 2. Холодо- и теплопроизводительность ТВТ-осушителя в зависимости от μ

В табл. 3 и на рис.2 даны результаты экспериментов с ТВТ-осушителем ($l_{тр} = 300$ мм, сепарационный зазор 5 мм), отличающимся от первой модификации двумя особенностями:

- значительной разницей диаметров соплового блока и вихревой камеры ($D_к = 18$ мм; $D_{тр} = 8,0$ мм);
- нетрадиционно большим по отношению к диаметру трубы диаметром диафрагмы.

В нашем случае относительный диаметр диафрагмы равен $\bar{d} = d/Д_{тр} = 7/8 = 0,875$, что значительно превосходит рекомендации [4], в частности при $\mu = 0,7$ в качестве оптимального рекомендуется значение $\bar{d} = 0,569$.

Анализ экспериментальных данных, полученных для второй модификации ТВТ-осушителя, показал, что так же, как и ранее, $\Delta t_х$ значительно превышает $\Delta t_{др}$ при $\mu = 1,0$. По эффекту охлаждения вторая модификация находится на уровне первой в рабочем диапазоне вихревых установок с рекуперативным теплообменником $\mu = 0,6...0,8$, но уступает ей в диапазоне $\mu < 0,6$.

В табл. 3 даны два значения доли холодного потока: $\mu_ф$, определенное по показаниям газового счетчика, и $\mu_р$, рассчитанное по соотношению (1). Как видно, эти величины не совпадают, причем в режимах № 2 и № 3 $\mu_ф < \mu_р$, а в остальных режимах $\mu_ф > \mu_р$. Аналогичная картина наблюдается при сопоставлении удельных холодо- и теплопроизводительностей (соответственно $q^*_{х.вихр}$ и $q^*_{г.вихр}$), рассчитанных по вихревому эффекту Ранка-Хилша:

$$q^*_{х.вихр} = (\Delta t_х - \Delta t_{др}) \cdot \mu; \quad (2)$$

$$q^*_{г.вихр} = (\Delta t_г + \Delta t_{др}) \cdot (1 - \mu). \quad (3)$$

Как видно из табл. 3, в режимах № 2 и № 3 соблюдается неравенство $q^*_{х.вихр} < q^*_{г.вихр}$, а в остальных режимах знак неравенства меняется на противоположный: $q^*_{х.вихр} > q^*_{г.вихр}$. Это наглядно отражает величина $\delta q^* = q^*_{х.вихр} - q^*_{г.вихр}$, представленная в последней графе табл. 3.

Необычные результаты, полученные на ТВТ при $\mu = 1,0$, а также несовпадение значений $\mu_р$ и $\mu_ф$, $q_{х.вихр}$ и $q_{г.вихр}$ говорят о том, что в трехпоточной вихревой трубе (с разрывом вихревого потока) нарушается классический энтальпийный баланс:

$$i_{вх} = \mu \cdot i_х + (1 - \mu)\, i_г. \quad (4)$$

Таблица 2

Исследователи	$t_{вх}$, °С	$t_{охл}$, °С	ε	μ	$\Delta t_х$, °С	$\Delta t_{х.прив}$, °С
В.В.Бирюк и В.Е.Вилякин	19	18	3,5	1	22	16,5
В.П.Алексеев, А.И.Азаров и др.	25,5	–	3	1	20	17
А.Б.Бобков	20	14	2,6	1	19	19
А.А.Курган	Нормальные условия		3	1	15	13

Примечание: $\Delta t_{охл}$ – температура охлаждающей воды. $\Delta t_{х.прив}$ – эффект охлаждения, приведенный к $\varepsilon = 2,6$.

Таблица 3

№ режима	$p_{вх}$, МПа	$p_х$, МПа	$t_{вх}$, °С	$t_г$, °С	$t_х$, °С	$\Delta t_г$, °С	$\Delta t_х$, °С	$\Delta t_{др}$, °С	$\mu_ф$	$\mu_р$	$q^*_{г.вихр}$, °С	$q^*_{х.вихр}$, °С	δq^*, °С
1	1,6	0,55	10	7	–	–3	–	2,5	0	–	–0,5	–	0,5
2	1,5	0,4	11	11	–2	0	13	2,5	0,15	0,19	2,13	1,58	–0,55
3	1,5	0,4	11	11,5	–3	0,5	14	2,5	0,19	0,21	2,43	2,19	- 0,24
4	1,5	0,3	11	13	–5,5	2	16,5	2,5	0,3	0,24	3,19	4,06	0,87
5	1,5	0,2	11	20	–12	9	23	3	0,41	0,38	7,08	8,2	1,12
6	1,45	0	13	30	–15	17	28	3	0,55	0,44	9	13,75	4,75
7	1,45	0	13	37	–11	24	24	3	0,63	0,52	9,99	13,23	3,24
8	1,5	0,05	13	40	–5	27	18	3	0,82	0,67	5,4	12,3	6,9
9	1,6	0,1	14	–	0	–	14	3	1	–	–	11	11

Примечание В таблице дано избыточное давление.

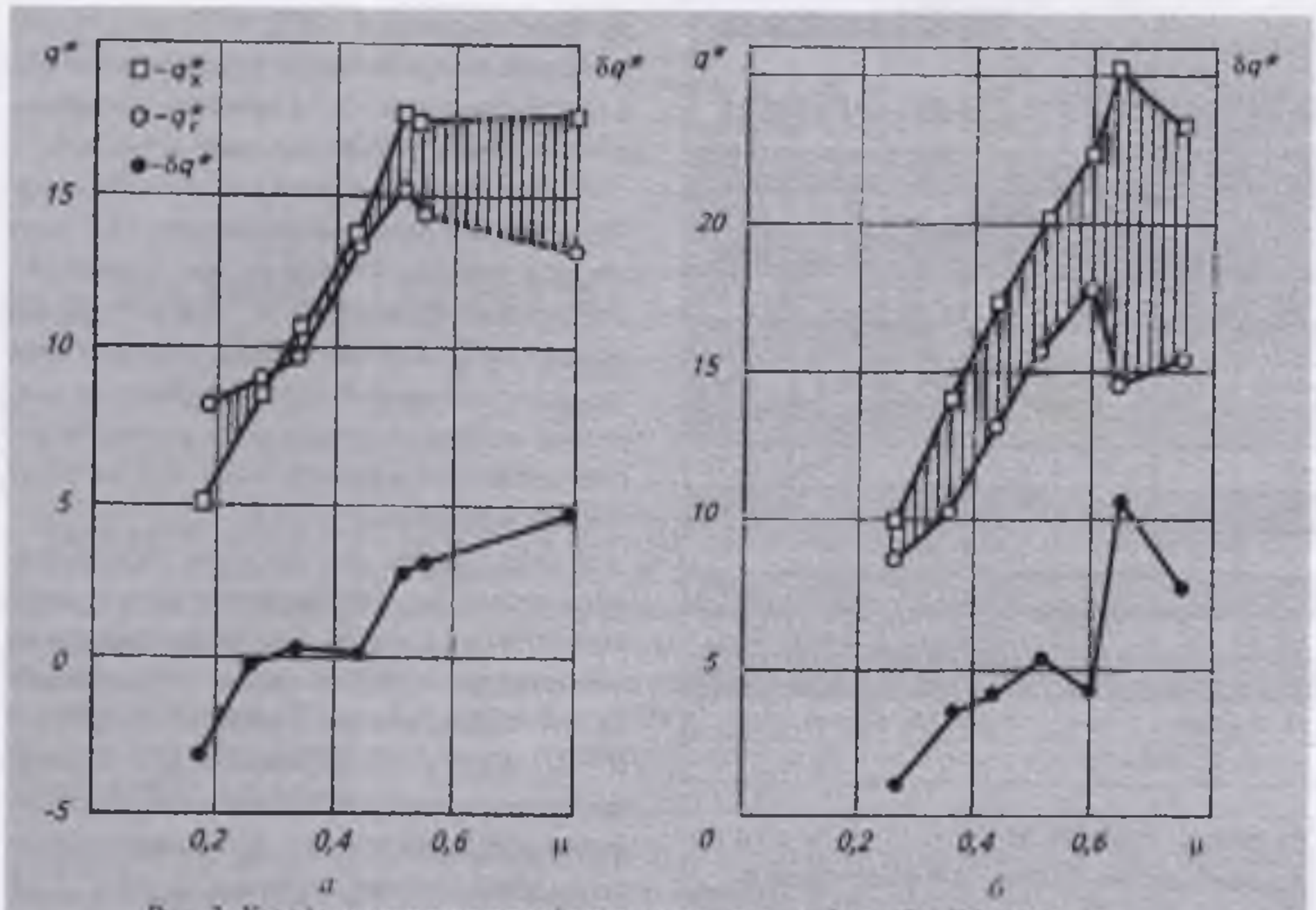


Рис. 3. Холодо- и теплопроизводительность вихревой трубы [8] при $p_{вх}$: а – 0,3 МПа, б – 0,4 МПа

Это наглядно иллюстрируется несовпадением величин $q^*_{х\ вихр}$ и $q^*_{г\ вихр}$, которое для ТВТ, работающей на воздухе, может достичь 56 % (режим № 8).

Правомерно задаться вопросом: такое явление присуще только трехпоточным вихревым трубам или оно может наблюдаться и для двухпоточных вихревых труб? Для ответа на этот вопрос были обработаны эксперименты других авторов, когда в их исследованиях доля холодного потока определялась по показаниям расходомеров. В частности, проанализированы данные работы [8].

Результат анализа [8] представлен на рис. 3 *а* и *б*. Как видно из рис. 3, для двухпоточной ВТ ($D_{тр}$ = 40 мм; $d_д$ = 18 мм; $l_{тр}$ = =720 мм; начальный участок – конус с углом раскрытия 3,6 °С на длине 360 мм; улиточный сопловой ввод площадью $F_с$ = =106 мм²; толщина теплоизоляции 20 мм) также наблюдается несовпадение значений $q^*_{х\ вихр}$ и $q^*_{г\ вихр}$. Причем зависимости $\delta q^* = f(\mu)$ для ВТ, исследуемой в работе [8], и ТВТ-осушителя идентичны: явно выражена тенденция возрастания δq^* с ростом μ.

Таким образом, как результаты наших экспериментов, так и данные других авторов показывают, что при работе трехпоточных и двухпоточных ВТ балансовое уравнение (4) нарушается. В области малых μ наблюдается приращение энтальпии расширенного газа на величину $\delta i_м$, а в остальном диапазоне значений μ, особенно при μ→1,0, энтальпия убывает на величину $\delta i_д$. Поэтому с учетом первого закона термодинамики балансовое уравнение (4) для адиабатных вихревых труб должно быть записано в виде:

$$i_{вх} = \mu i_х + (1 - \mu) i_г - \delta i_м + \delta i_д. \qquad (5)$$

Величину $\delta i_д$ целесообразно трактовать как увеличение энтальпии расширенного в ВТ газа за счет прямого преобразования механической энергии в тепло, а величину $\delta i_м$ – как уменьшение энтальпии газа вследствие нетепловой диссипации энергии в окружающую среду (акустическое и электромагнитное излучение, вибрация сопряженных с ВТ коммуникаций и строительных элементов и пр.).

Обозначив результирующую введенных величин

$$\delta i = \delta i_д - \delta i_м,$$

получим более общий вид уравнения

$$i_{вх} = \mu i_х + (1 - \mu) i_г + \delta i. \qquad (6)$$

Знак и величина параметра δi определяются соотношением абсолютных величин $\delta i_м$ и $\delta i_д$. Если они малы или компенсируют друг друга во всем диапазоне μ, то уравнение (6) преобразуется в классическое уравнение (4). При $\delta i_м > \delta i_д$ температура всего потока расширенного газа повышается (в ТВТ-осушителе это проявилось при μ = 0...0,3). Если же превалирует величина $\delta i_д$, то газ охлаждается в большей степени, чем это следует из уравнения (4). Работа трехпоточных вихревых труб в предельном режиме μ = 1,0 отчетливо продемонстрировала этот случай.

Ряд исследователей эффекта Ранка-Хилша отмечали равенство правой и левой частей уравнения (4), однако расхождение баланса относили к неточности замеров расходов, неадиабатности ВТ и пр. Впервые в отечественной литературе эта проблема обсуждалась в [7]. Автор исследовал воздушный вихревой охладитель (ВО). Например, при $p_{вх}$ = 0,6 МПа и μ = 0,18 были получены следующие термодинамические показатели ВО: $\Delta t_х$ = 51 °С; $\Delta t_г$ = –9 °С. Здесь $\Delta t_г$ меньше нуля, так как температура горячего потока ниже температуры исходного газа.

Следовательно конструкция ВО позволяет эффективно реализовать либо неравенство $\delta i_д > \delta i_м$, либо при значительной величине $\delta i_д$ равенство $\delta i_м = 0$.

Следует отметить отрицательную реакцию большинства специалистов по вихревому эффекту как на экспериментальные данные автора [7], так и на его попытку обосновать причину нарушения теплового баланса (4) влиянием «работы расширения газа», «образованием молекулярных кластеров и теплоты кластеризации, а также свойствами обнаруженного излучения». Однако результаты наших экспериментов по изучению термодинамических характеристик ТВТ, а также анализ литературных данных заставляют не только задуматься о «странном» поведении вихревых труб нетрадиционного конструктивного исполнения в необычных условиях эксплуатации, но и вернуться к вопросу: так ли уж неправ автор публикации [7]?

В заключение необходимо отметить, что в рамках существующих теорий вихревого эффекта практически невозможно, хотя бы эвристически, объяснить вышеописанные особенности поведения вихревых труб. Поэтому дальнейшая разработка теории вихревого энергоразделения должна проводиться с учетом фактов и положений, изложенных в данной работе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Гусев Л.П., Исхаков Р.М., Жидков* М.А. и др. Система подготовки попутного газа нефтедобычи к транспорту с применением регулируемой трехпоточной вихревой трубы//Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2000. № 7.

2. *Жидков М.А., Лейтес И.Л., Тагинцев Б.Г.* и др. Очистка природного газа от сернистых соединений низкотемпературной абсорбцией конденсирующимися углеводородами// Газовая промышленность. 1974. № 6.

3. *Исхаков Р.М., Николаев В.В., Жидков М.А.* и др. Применение ТВТ для конденсации тяжелых углеводородов из попутного газа//Газовая промышленность. 1998. № 7.

4. *Меркулов А.П.* Вихревой эффект и его применение в технике. – М., 1969.

5. *Николаев В.В., Жидков М.А., Комарова Г.А.* и др. Использование вихревой трубы при низкотемпературном разделении сероводородосодержащих газов//Газовая промышленность. 1995. № 12.

6. *Пиралишвили Ш.А., Новиков Н.Н.* Экспериментальные характеристики вихревых нагревателей//Изв. вузов. Авиационная техника. 1984. № 1.

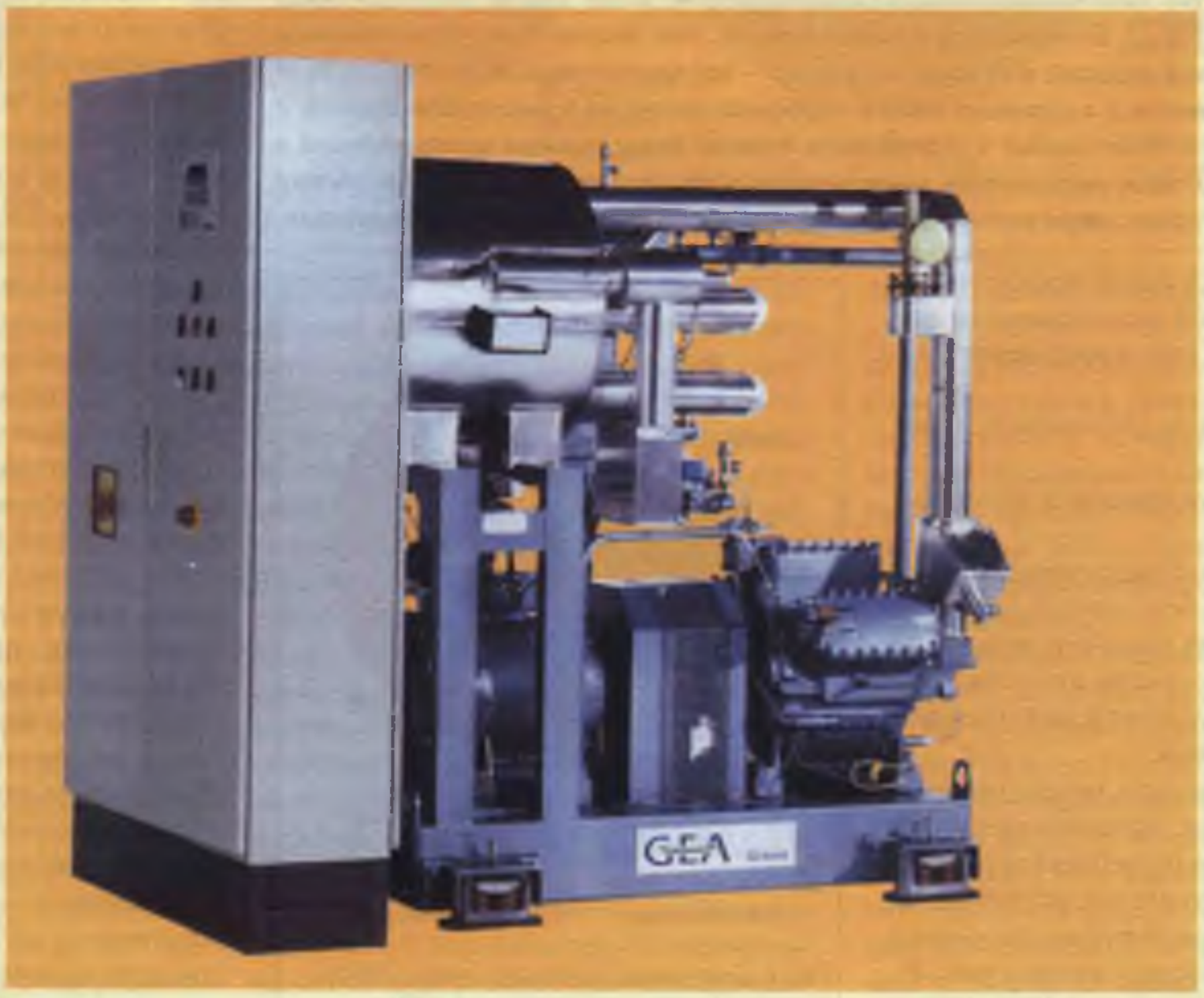
7. *Финько В.Е.* Особенности охлаждения и сжижения газа в вихревом потоке // ЖТФ. 1983. Т.53. № 9.

8. *Чижиков Ю.В.* Развитие методов расчета и промышленное использование вихревого эффекта. Диссертация д-ра техн. наук. – М. 1999.

GEA

Grasso

Холодильные машины для охлаждения жидкости (чиллеры) Грассо Интернэшнл



Серия холодильных машин (чиллеров) GC включает 15 моделей. В состав каждой машины входит прекрасно зарекомендовавший себя во всем мире поршневой компрессор фирмы «Грассо». Диапазон холодопроизводительности чиллеров GC – от 60 до 2200 кВт при температурах охлажденной жидкости 6 °С и воды на входе в конденсатор 32 °С. В качестве хладагента используется только аммиак, удовлетворяющий всем требованиями, предъявляемым сегодня к хладагентам с точки зрения озонобезопасности и воздействия на окружающую среду. Принцип конструкции основан на использовании системы затопленного типа в комбинации с кассетно-пластинчатым теплообменником в сварном корпусе в качестве испарителя.

На раме чиллера GCW дополнительно монтируется пластинчатый теплообменник в качестве конденсатора. Чиллеры GCW выполняются в виде компактных агрегатированных машин, включающих все необходимые устройства контроля и регулирования. Щиты силового тока и антивибрационные демпфирующие опоры также входят в стандартный комплект поставки.

Эти типы чиллеров требуют минимального количества аммиака, удовлетворяя таким образом наивысшим стандартам безопасности.

В конструкциях холодильных машин типов GCE и GCA используются соответственно испарительный и воздушный конденсаторы, устанавливаемые отдельно с подключением к холодильной машине.

Большинство моделей доступны в исполнении «Дуо-пак» – с двумя поршневыми компрессорами.

Чиллер	Компрессор (модель)	Холодопроизводительность, кВт **	Установленная мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры (длина/ширина/высота), мм	Масса, кг	Уровень звукового давления на расстоянии 1 м, дБ(А)
FX GCW 60	RC46LS	60	15	2300/1020*/1800	1650	58
FX GCW 125	RC46	120	30	2300/1020*/1800	1750	66
FX GCW 200	RC66	180	45	2300/1020*/1800	1850	68
FX GCW 250	RC86	240	55	2300/1020*/1800	2050	71
FX GCW 250-2	RC46 + RC46	240	30/30	2300/1700/1800	3500	68
FX GCW 350-2	RC66 + RC66	360	45/45	2300/1700/1800	3700	71
FX GCW 500-2	RC86 + RC86	480	55/55	2300/1700/1800	4100	74
FX GCW 375	RC69	380	110	2300/1100/1900	3500	85
FX GCW 750-2	RC69 + RC69	760	110/110	3100/2300/2300	5000	86
FX GCW 550	RC312E	550	132	4900/2300/2300	8000	84
FX GCW 750	RC412E	740	200	5200/2300/2300	8500	83
FX GCW 1100	RC612E	1100	250	5500/2300/2500	9000	83
FX GCW 1100-2	RC312E + RC312E	1100	132/132	5300/2300/2800	9500	84
FX GCW 1500-2	RC412E + RC412E	1480	200/200	5600/2300/3300	10500	86
FX GCW 2200-2	RC612E + RC612E	2200	250/250	5900/2300/3500	11500	86

* Чиллеры со съемными опорами, максимальная ширина без опор 800 мм.
** При температурах охлажденной воды 6 °С и воды на входе в конденсатор 32 °С.

Специалисты фирмы «Грассо» имеют большой опыт проектирования промышленных холодильных установок на базе холодильных машин «Грассо» для крупных предприятий пищевой и перерабатывающей промышленности, в том числе пивоваренной, складов хранения охлажденной продукции, а также для химических, металлургических, автомобилестроительных и других производств.

На все холодильные машины (чиллеры) имеются сертификаты соответствия ГОСТ Р, Разрешение на применение Госгортехнадзора РФ.

Grasso International, Представительство в Москве:
Семеновский вал, 6, строение 1, 105094,Россия, Москва.
Телефон: /095/787-20-11, 787-20-13, 787-20-14. Факс: /095/ 787-20-12.
E-mail: grasso@gea.ru. Адрес в Интернете: http://www.grasso.nl

ТЕНДЕНЦИЯ РАЗВИТИЯ РЫНКА БЫТОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ НА РУБЕЖЕ ВЕКОВ

В.В.ПИСКУНОВ

На российском рынке в 2000 г. была представлена бытовая холодильная техника всех типоразмеров – от мини-холодильников (вместимостью около 1 л) до многокамерных шкафов (более 800 л). Номенклатура рынка такова, что могут быть удовлетворены потребности в такой технике всех слоев населения – от малоимущих до очень богатых. Рынок развивается в соответствии с мировыми законами и рыночным спросом, с вытеснением более слабых и укреплением позиций более сильных изготовителей и продавцов. При этом выявляются национальные особенности и тенденции развития спроса, отражающие социальную структуру общества и быт россиян.

Основные показатели конкурентоспособности бытовой холодильной техники, определяющие выбор российского покупателя:

- надежность и долговечность плюс цена;
- эстетическое восприятие и эргономические свойства;
- экономичность в эксплуатации.

Приоритетность показателей (цена или дизайн, эргономика или экономичность) изменяется в зависимости от социального положения покупателя и вида бытовой холодильной техники.

Долевые соотношения между типоразмерными группами, предназначенными для удовлетворения потребностей различных категорий покупателей, указывают на доминирующее положение на рынке двухкамерных холодильников (рис. 1). Динамика развития рынка в 1998, 1999 и 2000 гг. свидетельствует о тенденции роста спроса на двухкамерные холодильники и падении на однокамерные (табл. 1). Она также подтверждает долговременную тенденцию уменьшения доли моделей малой вместимости (рис. 2).

Рис. 1. Структура рыночной номенклатуры бытовой холодильной техники в 2000 г.

Таблица 1

Динамика ассортиментной структуры бытовой холодильной техники по вместимости, %

Наименование	Вместимость, л	1997 г.	1998 г.	1999 г.	2000 г.
Мини-холодильники	До 98	2	2	3	2
Холодильники:					
однокамерные (в том числе с изолированной низкотемпературной или морозильной камерой за общей дверью)	100...400	18	14	13	15
двухкамерные	150...843	47	57	64	68
трех- и многодверные	250...870	13	6	6	4
Морозильники:					
вертикальные	60...400	16	12	11	9
горизонтальные (лари)	80...600	4	9	3	2
В том числе отечественные модели всех типов	До 380	0–62	7	11	12

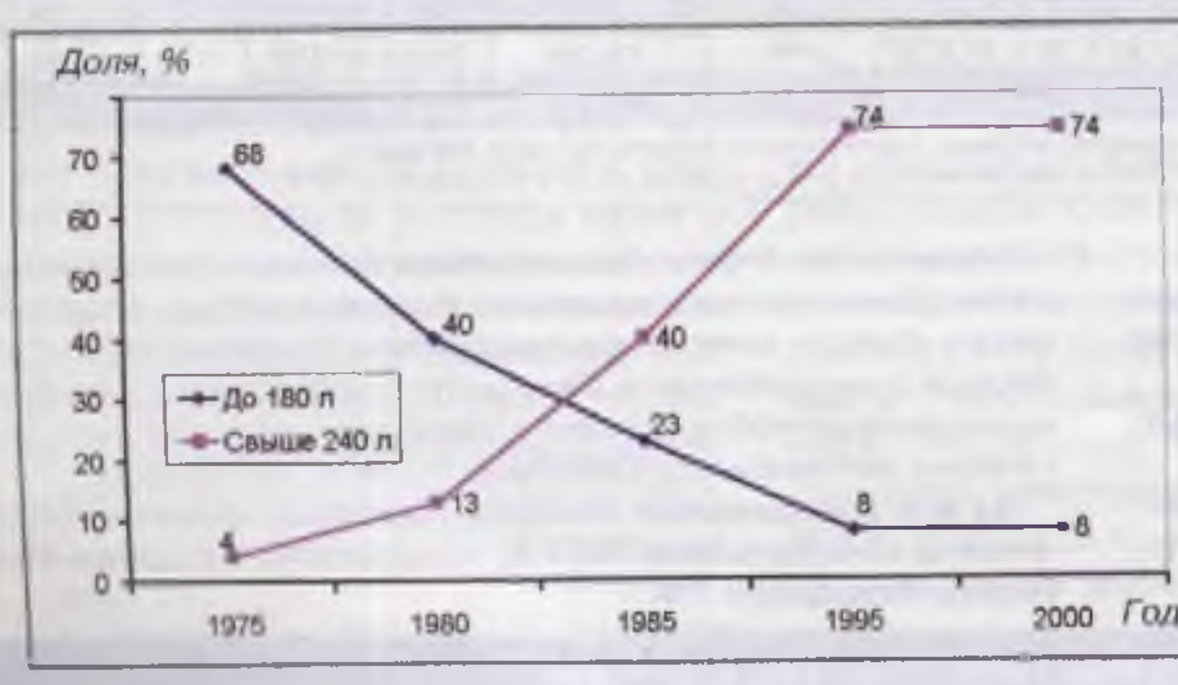


Рис. 2. Динамика долей холодильников разной вместимости отечественного производства

Двухкамерные холодильники наиболее широко представлены моделями вместимостью 300...400 л (рис. 3, *а*). Тенденции изменения долей холодильников разной вместимости показаны в табл. 2. Как видно из табл. 2, существует тенденция к сокращению относительных долей предложений холодильников с верхней и нижней морозильной камерой и увеличению с боковой (side by side). Это свидетельствует об относительном возрастании спроса на распашные модели большой вместимости.

При ширине до 600 мм на долю холодильников, в которых морозильная камера находится внизу, приходится более 50 %. Но широкие и объемные модели чаще бывают с верхним или боковым расположением морозильной камеры. Покупатель оказывает предпочтение верхнему расположению морозильной камеры в небольших моделях, нижнему – в моделях средней вместимости, а боковому – на самых крупных. При вместимости до 250 л подавляющее большинство моделей имеет верхнюю морозильную камеру. Среди холодильников вместимостью 260...300 л модели с верхней и нижней морозильной камерой представлены поровну. В самой распространенной группе холодильников вместимостью 300...400 л значительно выше доля моделей с нижней морозильной камерой. Среди последних более 3/4 составляют комбинированные холодильники-морозильники с двумя компрессорами. При вместимости свыше 500 л доминируют распашные холодильники.

Ассортиментная структура двухкамерных холодильников по расположению морозильной камеры показана на рис. 3, *б*. Преобладание на российском рынке двухкамерных холодильников с верхним и нижним расположением морозильной камеры (около 90 % предложений) обусловлено тем, что они лучше приспособлены к эксплуатации в условиях малогабаритной кухни, чем распашные. Холодильники вертикальной компоновки с ручной оттайкой морозильной камеры самые простые в изготовлении, самые дешевые и самые надежные, поскольку в их конструкции минимум составных частей, подверженных отказам. Дешевизна и надежность привлекают к ним массового российского покупателя.

Распашные холодильники наиболее

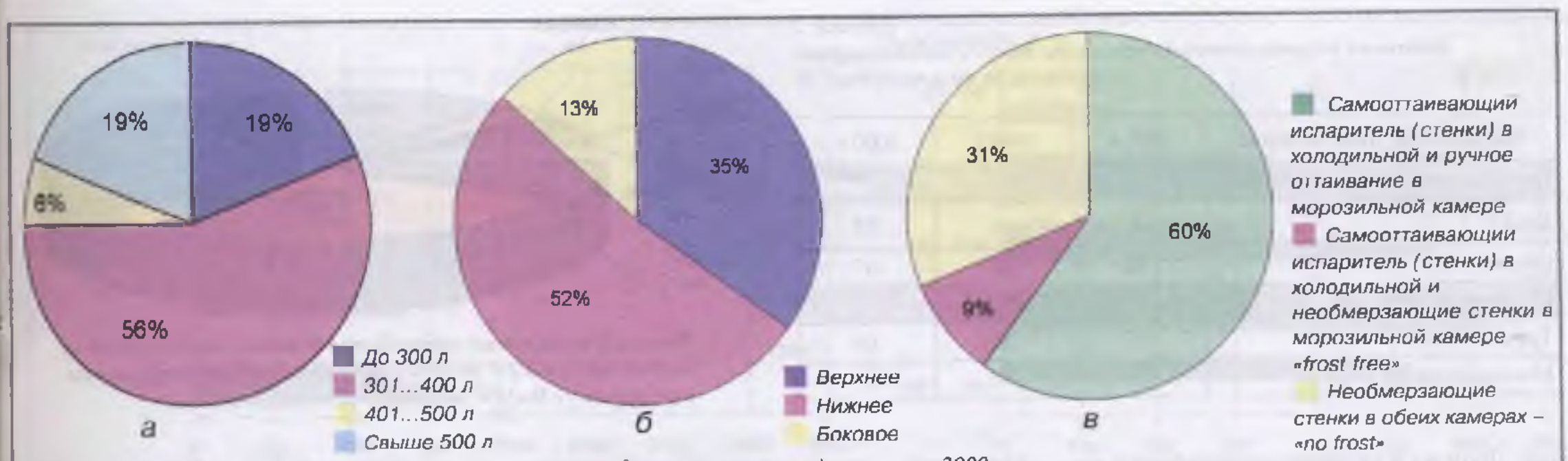


Рис.3. Ассортиментная структура двухкамерных холодильников в 2000 г.: а – по вместимости; б – по расположению морозильной камеры; в – по способу оттайки

распространены в США. Кроме американских на российском рынке представлены корейские, японские и израильские модели. Израильские модели, очень похожие на американские, не выдерживают конкуренции с ними и уходят с рынка. Ограниченное количество распашных холодильников с марками европейских фирм изготовляют, как правило, в США. Корейские и японские модели имеют оригинальный дизайн и успешно конкурируют с американскими. Модели с марками корейских и японских фирм могут быть изготовлены в Малайзии или других странах Дальневосточного региона с более дешевой рабочей силой.

Расположение камер рядом целесообразно только в крупногабаритных холодильниках при ширине не менее 700 мм. Такие холодильники плохо вписываются в малогабаритную кухню и мало приспособлены для отечественных условий эксплуатации. Американские модели, изготовляемые в соответствии с национальными стандартами США, наиболее полно удовлетворяют условиям жизни американцев. Ширина и глубина американских распашных моделей превышают 700...800 мм. При таких размерах для российских потребителей, проживающих в домах массовой застройки, возникают проблемы не только с установкой, но и с доставкой холодильника до кухни из-за несоответствия габаритных размеров холодильника по американскому стандарту и дверных проемов по российским стандартам.

Распределение в рыночном ассортименте долей холодильников с различными способами оттайки по годам приведено в табл. 2, а в 2000 г. показано еще и на рис. 3, *в*. Рост количества двухкамерных холодильников с автоматической оттайкой морозильной камеры (типа «frost free» или «no frost») указывает на сохранение общей тенденции повышения комфортности. Приведенные в табл. 2 цифры изменяются в зависимости от типоразмера холодильника.

Большинство моделей малой вместимости имеет ручную оттайку испарителя морозильной камеры. Среди холодильников средней вместимости (300...400 л) только 21 % с автоматической оттайкой в морозильной камере при самооттаивающем испарителе (или стенке) в холодильной камере, а на долю моделей с необмерзающими стенками в обеих камерах приходится всего 9 %. С увеличением вместимости холодильников ситуация меняется на прямо противоположную. При вместимости более 500 л у всех холодильников предусмотрены необмерзающие стенки в обеих камерах.

Однокамерные холодильники занимают второе место по уровню спроса и предложений. Ассортиментная структура моделей разной вместимости показана на рис. 4, *а*. Подавляющее большинство однодверных моделей однокамерных холодильников имеет вместимость до 300 л (минимальная вместимость двухкамерных холодильников на российском рынке 250 л). В то же время вместимость однокамерных двухдверных холодильных шкафов для хранения фруктов и овощей достигает 800 л. Однокамерными обычно называют и однодверные модели с изолированной низкотемпературной или морозильной камерой и двухиспарительной системой охлаждения, которые более правильно было бы называть двухкамерными. Двухиспарительную систему охлаждения с самооттаивающим испарителем холодильной камеры имеют все холодильники, у которых морозильная камера маркирована четырьмя звездочками, и значительная часть трехзвездочных моде-

Таблица 2

Динамика ассортиментной структуры двухкамерных холодильников по исполнению, %

Исполнение холодильника	1998 г.	1999 г.	2000 г.
По вместимости, л:			
до 300	29	25	19
301...400	51	52	56
401...500	9	7	6
свыше 500	11	16	19
По расположению морозильной камеры			
С верхней морозильной камерой: всего	39	40	35
в том числе вместимостью до 250 л	100	100	85
С нижней морозильной камерой: всего	53	50	52
в том числе вместимостью 300...400 л	71	78	78
С боковой морозильной камерой (распашные): всего	8	10	13
в том числе вместимостью свыше 500 л	60	61	63
По типу оттайки			
С ручной оттайкой в морозильной и самооттаивающим испарителем (стенками) в холодильной камере	64	62	60
С необмерзающими стенками в морозильной и самооттаивающим испарителем (стенками) в холодильной камере – типа "frost free"	10	10	9
С необмерзающими стенками в обеих камерах – типа "no frost"	28	28	31

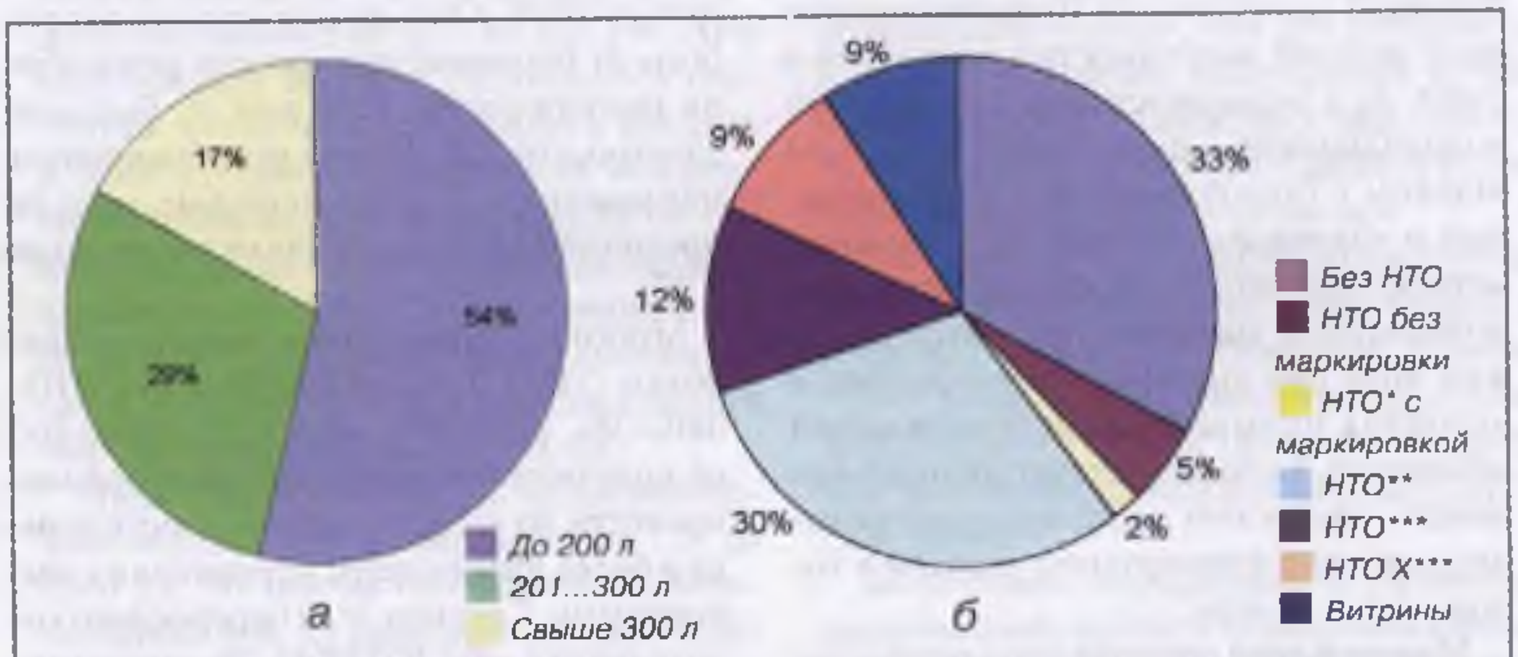


Рис.4. Ассортиментная структура однокамерных холодильников в 2000 г.: а – по вместимости; б – по возможности хранения замороженных продуктов

МИКОЛАЇВСЬКА ДЕРЖАВНА ОБЛАСНА УНІВЕРСАЛЬНА НАУКОВА БІБЛІОТЕКА ім. О. Гмирьова

Таблица 3

Динамика ассортиментной структуры трех- и многокамерных холодильников по исполнению, %

Исполнение холодильника	1998 г.	1999 г.	2000 г.
По вместимости, л			
До 350	66	61	53
Свыше 350	34	39	47
По числу камер			
Трехкамерные	76	70	69
Многокамерные	24	30	31

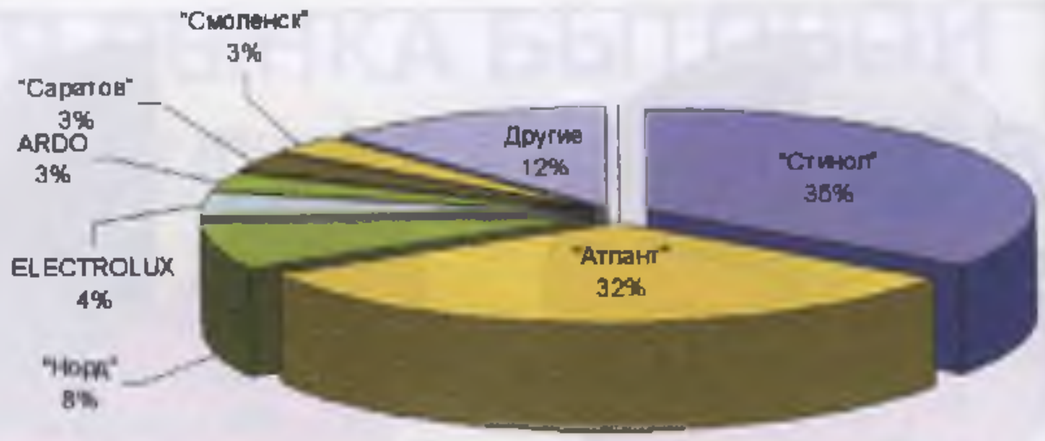


Рис. 5. Доли торговых марок бытовой холодильной техники на московском рынке в августе–сентябре 2000 г. в натуральном выражении («Модус» № 121, 1–15 октября 2000 г.)

лей. Доля их в сегменте однодверных холодильников постоянно растет и к 2000 г. она достигла 15 %. Отечественными представителями таких холодильников являются «ЗИЛ-64» и «Стинол-205». Интерес потребителей к ним объясняется повышенной экономичностью и упрощением процесса оттайки.

Ассортиментная структура однокамерных холодильников по возможности хранения замороженных продуктов показана на рис. 4, *б*. Наиболее широко представлены холодильники без низкотемпературного отделения (НТО) и модели с НТО, маркированным двумя звездочками.

Примерно половину холодильников в ассортименте составляют модели в виде сервировочного стола высотой 850 мм. Около 1/3 более высоких моделей имеют столешницы с декоративной поверхностью, на которую можно поставить кухонную утварь или предметы украшения интерьера кухни. Доля холодильников-витрин со стеклянными дверями не превышает 9 %. В конце 90-х годов эти соотношения практически не претерпевают существенных изменений.

Трех- и многокамерные холодильники менее распространены. Они представлены моделями от 285 до 870 л с вертикальным и смешанным расположением камер (в распашных холодильниках). Отмечается тенденция сокращения ассортимента трехдверных трехкамерных холодильников и увеличения доли многодверных (с четырьмя, пятью и шестью дверями). Уменьшается доля холодильников небольшой вместимости и увеличивается доля моделей вместимостью свыше 350 л (табл. 3). Сокращается доля трехдверных холодильников с выдвижным овощным ящиком в пользу моделей с универсальной и «нулевой» камерой. Все многокамерные холодильники предусматривают возможность хранения продуктов в свежем виде при «нулевых» температурах в условиях повышенной и пониженной влажности. Если отсутствует специальная камера, то для этих целей предусматривают отделение с прозрачной дверкой в холодильной камере.

Морозильники представлены *вертикальными шкафами* вместимостью до 350 л и *горизонтальными ларями* до 460 л. Сдерживающим фактором развития рынка морозильников является ограниченная площадь городских квартир. В малогабаритной кухне более целесообразно иметь двухкамерный холодильник с вместительной морозильной камерой, чем холодильный шкаф и отдельный морозильник.

В ассортименте морозильников наблюдается тенденция роста доли моделей вместимостью от 160 до 240 л и сокращения количества моделей другой вместимости. Доля отечественных моделей из года в год растет и в 2000 г. составила 1/3 ассортимента.

Морозильные лари более привлекательны для жителей частных домов в малых городах и небольших магазинов.

Мини-холодильники вместимостью до 100 л и высотой ниже кухонного стола представлены компрессионными и абсорбционными холодильниками. Отдельную группу составляют *автомобильные холодильники с термоэлектрическим охлаждением*. Развитие рынка таких холодильников сдерживается их высокой себестоимостью и низкой платежеспособностью населения: средние цены термоэлектрических мини-холодильников сопоставимы с ценами отечественных компрессионных холодильников вместимостью до 300 л.

Лидером на рынке термоэлектрических холодильников является шведская фирма ELECTROLUX, предлагающая модели от 10 до 40 л по цене от 115 до 205 у.е. Большинство из них имеет два режима работы: охлаждение продуктов до 1 °С и подогрев до 60 °С. Они предназначены для работы от бортовой электросети автомобиля напряжением 12 В или от бытовой электросети 220 В через преобразователь напряжения. Самые дешевые модели предназначены только для охлаждения до 3 °С.

Многочисленные отечественные разработки («ВЕСТА», «КОМФОРТ», «ПОЗИС-36», «ТЕХОЛ», «ФАЗОТРОН» и др.) не получили широкого распространения, несмотря на низкую насыщенность рынка и более низкие цены в сравнении с импортными. Средняя цена переносного холодильника «ФАЗОТРОН-28» вместимостью 28 л с режимами охлаждения и нагрева составляет 85 у.е. Холодильник может работать от автомобильного аккумулятора (12 и 24 В) и от электросети (220 В через преобразователь напряжения.

Рынок *абсорбционных мини-холодильников* включает модели вместимостью от 2[illegible] до 60 л по ценам от 70 до 400 у.е. Самая дешевая модель — «Морозко-3М» (30 л) работает от сети 220 В. Самые дорогие — модели ELECTROLUX, поставляемые по предварительным заявкам. Они могут работать от автомобильного аккумулятора 12 В, электросети (220 В) и от баллонного газа.

В ассортимент *компрессионных мини-холодильников* входят как отдельно стоящие модели в виде тумбочек, так и встроенные в мини-бары. Вместимость компрессионных мини-холодильников от 50 до 100 л, а цены на них от 105 до 300 у.е. Самая дешевая модель — «Смоленск-8» (80 л), самая дорогая — мини-бар WHIRLPOOL AGB 023 с встроенным холодильником (100 л).

Перепроизводство бытовой холодильной техники в зарубежных странах и высокая насыщенность рынка создают повышенные проблемы для реализации. Предпринимаются попытки обосновать сокращение срока службы и необходимость более частой замены холодильников. При этом коммерсанты ссылаются на ежегодное обновление дизайна и совершенствование технико-экономических и эксплуатационных параметров. В качестве наиболее мощного рычага используется снижение энергопотребления. В некоторых западноевропейских странах производители электроэнергии компенсируют покупателю дополнительные затраты на холодильник высокого класса экономичности. Однако для россиян цена и долговечность холодильника остаются более весомыми показателями, чем расход электроэнергии и моральное старение его. Массовый покупатель будет готов планировать замену через 4–5 лет приобретаемого холодильника только после того, как получит возможность зарабатывать на новую модель за 2–3 недели. Сегодня же многие должны работать на престижную модель несколько лет.

18

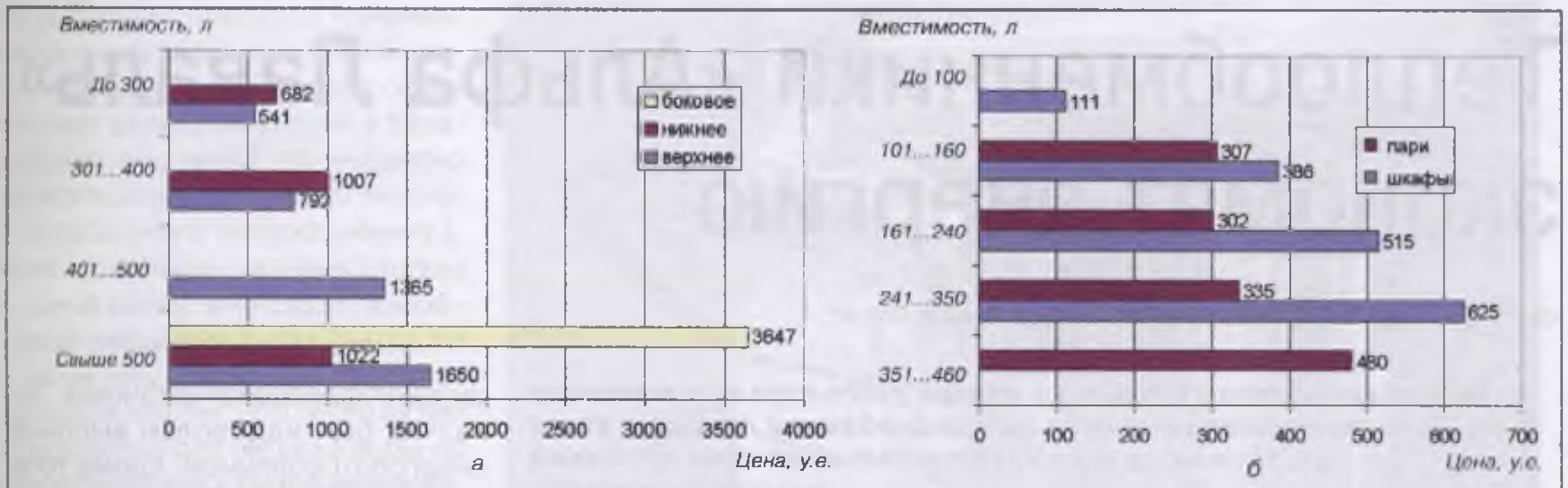


Рис.6. Зависимость средних рыночных цен в 2000 г.:
а – на двухкамерные холодильники от вместимости и расположения морозильной камеры; б – на морозильники от вместимости и типа

Борьба за рынок заставляет продавцов использовать все доступные методы. Почти все средние и крупные продавцы осуществляют бесплатную доставку холодильника до квартиры. Холодильники можно приобретать в кредит. При покупке за небольшую дополнительную плату продавец может изменить декоративную отделку холодильника. Некоторые продавцы предлагают при покупке дорогих моделей «бесплатно» мелкий бытовой прибор.

Часть фирм увеличила срок гарантии на импортные модели до 2 лет, а VESTFROST – до 5 лет. В то же время при рекомендуемой трехгодичной гарантии по российскому стандарту имеют место продажи отечественных холодильников с сокращенным до 1 года гарантийным сроком и даже без гарантии. Это действует на потребителей как антиреклама отечественной продукции и не должно проходить мимо внимания общества защиты прав потребителей.

Количество отечественных моделей вместе с «Атлантами» в общей рыночной номенклатуре бытовой холодильной техники составляет около 10 %. Доля их в объемах продаж в натуральном выражении превышает 80 % (рис. 5). Увеличению ассортимента и объемов продаж отечественных холодильников способствовали не только более благоприятные условия по ценообразованию, но и вынужденный отказ покупателей от более дорогого импорта из-за падения их платежеспособности. Это привело к заметному возрождению производства на российских заводах, входящих в Ассоциацию «Холод-быт».

Ассоциация объединяет все заводы компрессионных холодильников, кроме завода холодильников «Стинол» и предприятий, специализирующихся на изготовлении мини-холодильников и нетрадиционных моделей. Несмотря на экономические проблемы, российские заводы расширяют и обновляют ассортимент своей продукции. Завершается переход на озонобезопасные хладагенты. Внедряются новые технологии в производстве декоративных деталей. Происходит переориентация производств с холодильников малой вместимости на модели средней, с однокамерных на двухкамерные. Трехдверные холодильники представлены «Стинолом-104» вместимостью 315/80/70 л с выдвижным овощным ящиком внизу. Холодильники вместимостью более 380 л распашные и многодверные отечественная промышленность не изготовляет.

Один из основных инструментов в конкурентной борьбе – это цена. При наличии различных тенденций в ценовой политике продавцы внимательно следят за ценами на продукцию своих конкурентов для коррекции собственных планов. Чем прочнее положение продавца на рынке, тем стабильнее у него цены.

Уровень цен зависит от типоразмера, марки и комфортности холодильника. Наибольшее влияние на разброс цен оказывает престиж марки изготовителя. Цены на аналогичные модели престижных и непрестижных марок различаются в несколько раз.

Рыночные цены на однокамерные холодильники колеблются от 100 до 1000 у.е. Немецкие холодильники BOSCH в стиле «ретро» стоят почти вдвое дороже. В 1998 г. эту новинку можно было купить за 2800 у.е. Цены на отечественные модели составляют от 117 до 430 у.е. При вместимости до 160 л наблюдается тенденция снижения цен нижнего предела и относительной стабильности цен верхнего предела. При вместимости от 160 до 240 л цены нижнего предела падают, а верхнего растут. Средние рыночные цены на двухкамерные холодильники зависят от их вместимости и расположения морозильной камеры (рис. 6, *а*).

Предельный разброс цен на двухкамерные холодильники составляет от 158 до 6500 у.е. От цен на однокамерные холодильники той же вместимости они отличаются более чем вдвое: средние рыночные цены на однокамерные холодильники вместимостью 275...282 л составляют 167...430 у.е., а на двухкамерные такой же вместимости – 160...900 у.е. Однотипные модели отечественного и импортного производства отличаются по цене в несколько раз. По нижнему пределу цен на российском рынке отечественные холодильники приближаются к рядовым итальянским моделями, по верхнему пределу цен разрыв может быть очень значительным (он максимален между отечественными и немецкими престижными моделями).

Цены на трехкамерные холодильники 200...1330 у.е. Наблюдается тенденция к снижению цен нижнего предела по всему диапазону вместимости. Цены верхнего предела снижаются при вместимости свыше 350 л и относительно стабильны для больших моделей. Средние цены на отечественные модели 200 и 330 у.е.

Цены на многокамерные холодильники 940...3910 у.е. Для моделей вместимостью свыше 400 л отмечается тенденция к снижению средних рыночных цен. До 350 л падают цены нижнего предела и повышаются цены верхнего.

Цены на вертикальные морозильники от 111...625 у.е., а на горизонтальные лари 302...480 у.е. (рис. 6, *б*). Цены на отечественные модели – соответственно 111...311 у.е. и 260...340 у.е. Разрыв цен для отечественных и импортных аналогов значительно меньше, чем для двухкамерных холодильников. Наблюдается устойчивая тенденция снижения цен, свидетельствующая об относительно ограниченном спросе на морозильники.

В целях выживания зарубежные фирмы вынуждены реализовывать свои модели с минимальной рентабельностью. Обновление ассортимента импортной бытовой холодильной техники происходит с учетом изменения платежеспособного спроса россиян.

Более полную информацию по рыночному ассортименту бытовой холодильной техники читатель может найти в книге «Как выбрать холодильник» (М.: Колос, 2000).

Теплообменники «Альфа Лаваль» экономят энергию

Канд. техн. наук **С.С.СОРОКИН**, *ОАО "Альфа Лаваль Поток"*

Во время поездки в Швецию в ноябре этого года мое внимание привлекла аммиачная установка холодоснабжения ледового катка в г. Мальмо, в которой оптимально решена проблема энергосбережения.

Учитывая повышенный интерес к этой проблеме, хотелось бы ознакомить российскую холодильную общественность с решениями, реализованными шведскими инженерами компании Industry& Marinkyl.

Установка работает на двух компрессорах компании *Mycom* суммарной холодопроизводительностью 1 МВт. Все теплообменное оборудование (пластинчатые испаритель, конденсатор, форконденсатор, промежуточный теплообменник для нагрева технологической и бытовой воды, воздушные охладители жидкости) – компании *Alfa Laval*.

Использование теплообменного оборудования «Альфа Лаваль» позволило заказчику максимально оптимизировать установку, упростило процесс проектирования, монтажа и пусконаладки. Полусварные пластинчатые теплообменники обеспечили компактность установки, малую аммиакоемкость и простоту обслуживания.

Ранее каток обслуживала холодильная фреоновая установка. Заказчик был недоволен высоким энергопотреблением. Кроме того, проблемой являлись повышенная влажность и низкая температура воздуха (3 °С) над ледовым полем. При этом на потолке помещения образовывался конденсат.

Была сформулирована задача – создать энергетически высокоэффективную аммиачную систему, позволяющую обеспечить к тому же обогрев воздуха над ледовым полем.

Принципиальная схема холодильной установки изображена на рис.1.

Интерес представляют этилен-гликолевые контуры (30%-ный ра-

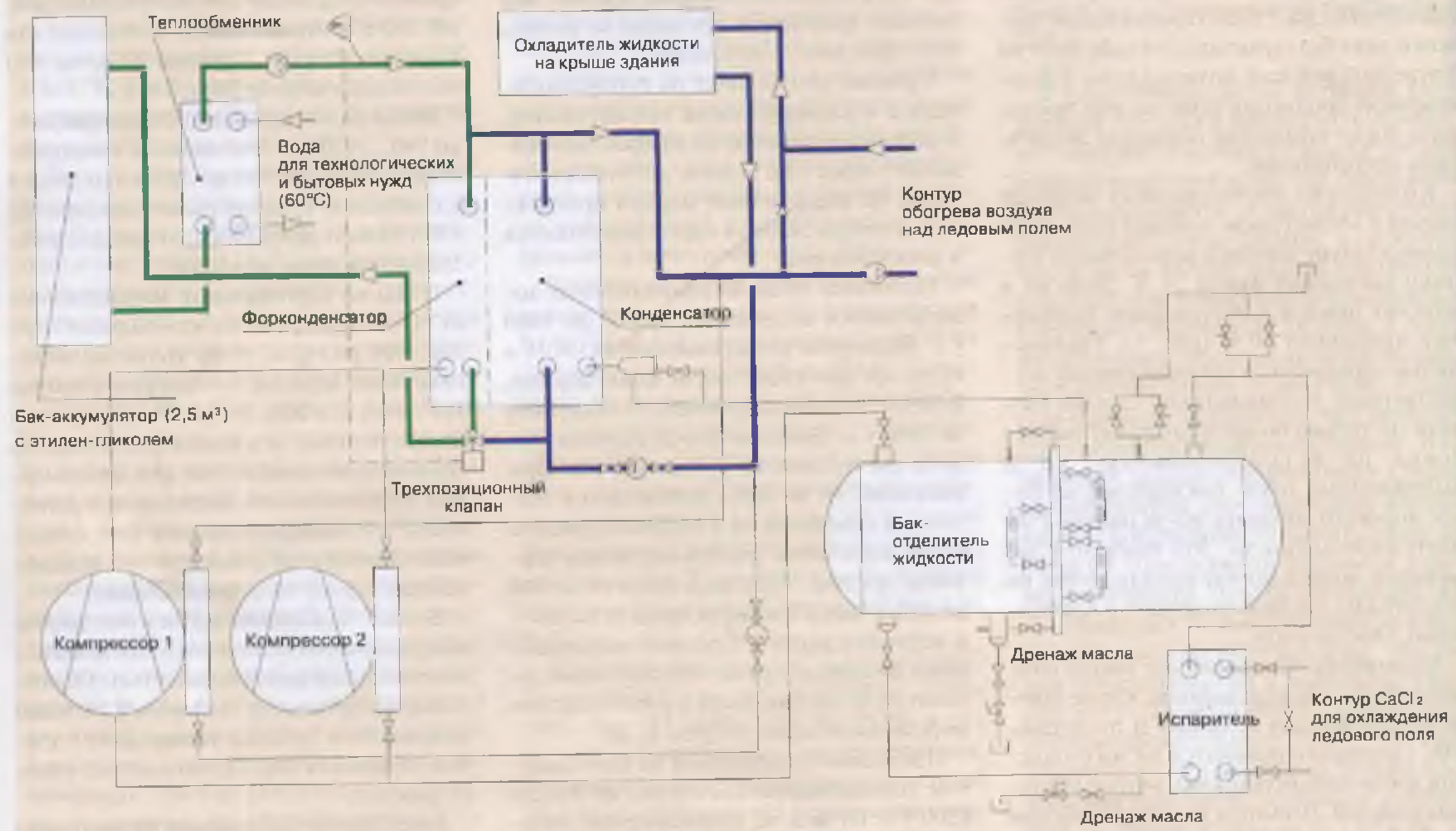


Рис. 1. Принципиальная схема аммиачной холодильной установки суммарной холодопроизводительностью 1 МВт. Номинальная заправка аммиака 70 кг

створ этилен-гликоля), обозначенные на схеме зеленым и синим цветом. Контур зеленого цвета обеспечивает аккумулирование в баке-аккумуляторе тепла, получаемого от форконденсатора (пластинчатого полусварного теплообменника, смонтированного с конденсатором на одной раме), в котором газообразный хладагент охлаждается до температуры, близкой к температуре конденсации. Это тепло затем используется для нагрева воды на технологические и бытовые нужды.

"Синий" контур предназначен для охлаждения пластинчатого конденсатора и переноса выделяемого при этом тепла в помещение катка для обогрева воздуха с помощью воздушных охладителей жидкости. Автоматическая регулировка включения и выключения вентиляторов охладителя жидкости позволяет стабильно поддерживать температуру в помещении катка на уровне 9 °С. Избыточное тепло "сбрасывается" в атмосферу с помощью охладителя жидкости, установленного на крыше здания.

Полусварной аммиачный форконденсатор (левая часть) и конденсатор (правая) системы холодоснабжения катка в г. Мальмо (Швеция). На заднем плане – бак-аккумулятор емкостью 2,5 м³. Слева на стене – медно-паяный теплообменник нагрева воды для бытовых и технологических нужд

Аммиачный полусварной испаритель M10BWFGR системы холодоснабжения катка в г. Мальмо (Швеция)

Когда температура этилен-гликоля в "зеленом" контуре достигает 80 °С, происходит переключение трехпозиционного клапана, при этом "зеленый" и "синий" контуры соединяются, в результате чего сбрасывается избыточное тепло "зеленого" контура.

Установка полностью автоматизирована. Благодаря простой и эффективной схеме она работает хорошо и надежно. На вопрос, как обслуживается установка, ответственный за безопасность ее эксплуатации специалист ответил, что один раз в неделю производится дренаж масла из точек, указанных на схеме.

Емкость системы по аммиаку 70 кг (при номинальной производительности 700 кВт!). Однако, как сообщил с улыбкой тот же специалист, приходится во время визита представителя инспекции оставлять в системе 48 кг хладагента (для справки – в Швеции установки не подлежат надзору, если в них содержится менее 50 кг аммиака).

На вопрос, как выбирается объем бака-аккумулятора, было показано пальцем в потолок. Дело в том, что потребление теплой воды для душевой и уборки помещений нерегулярное, поэтому объем такого бака можно рассчитать только приблизительно.

В целом система холодоснабжения и ее персонал произвели приятное впечатление. Продуманный, основательный подход, ориентированный на современные технологии и оборудование, позволяет просто и эффективно решать проблемы энергосбережения. Это один из многочисленных примеров, достойный подражания.

Компания «Альфа Лаваль» в 2000 г. начала производство полусварных пластинчатых теплообменников на заводе «Альфа Лаваль Поток» в г. Болшево. Таким образом, у российских холодильных компаний появилась возможность создавать современные, удобные в эксплуатации, малоемкие по хладагенту, энергосберегающие холодильные системы.

Хорошее начало для третьего тысячелетия!

Компания «Альфа Лаваль» поздравляет своих партнеров и заказчиков с наступившим Новым годом с пожеланиями удачи в бизнесе, здоровья и новых успехов на благо российской холодильной техники!

ОАО «Альфа Лаваль Поток»
Россия, Московская область, 141070,
г. Королев, Советская, 73.
Телефон (095) 232 1250;
телефакс (095) 232 2573

Презентация

Производство центральных кондиционеров YORK прописалось в Москве

В конце августа 2000 г. корпорация YORK International открыла в Зеленограде (Москва) завод по производству центральных кондиционеров и приточно-вытяжных вентиляционных установок ("Холодильная техника" № 9/2000 г.). Сделан первый шаг в реализации проекта по созданию сети производств этой корпорации в России. По словам генерального директора ЗАО "ЙОРК Интернэшнл" Александра Пронина, "целью данного проекта является максимальное приближение западного производства к российскому потребителю".

Центральные кондиционеры подготовлены для отправки заказчикам

В ноябре 2000 г. состоялась презентация нового производства, в программу которой входило посещение завода большой группой представителей проектных, строительных, монтажных организаций, фирм-партнеров, прессы.

Пояснения во время осмотра завода давали директор отдела инженерных систем ЗАО "ЙОРК Интернэшнл" *Юрий Нечепаев* и начальник производственного участка завода *Владислав Голубев*.

Производство кондиционеров организовано в двух цехах общей площадью 1500 м². В одном из них установлено технологическое оборудование для разрезания и электросварки профиля

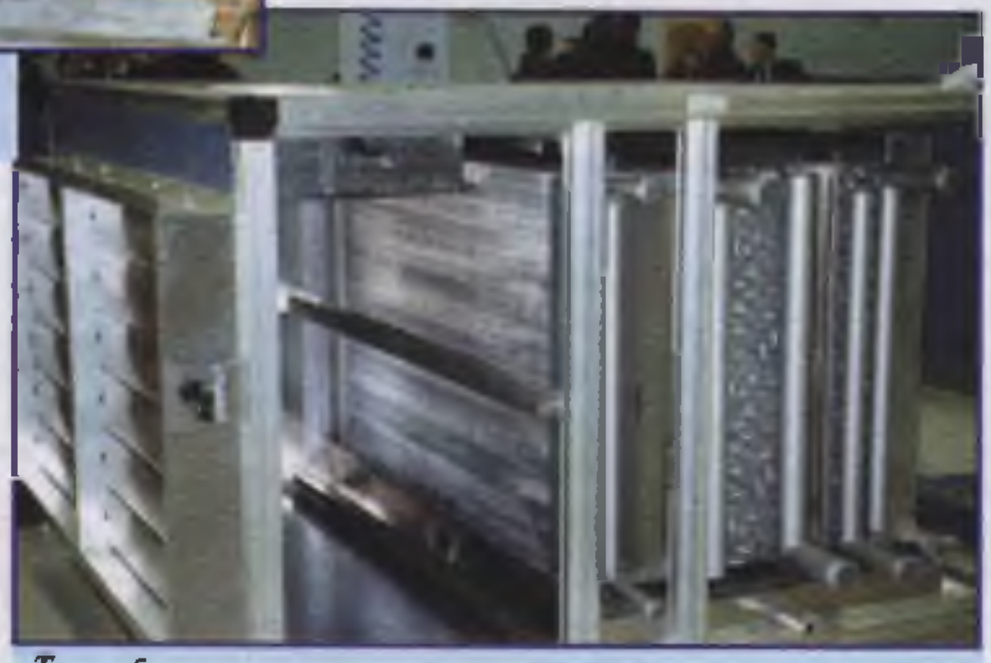
Участок сборки центральных кондиционеров

Станок для разрезания профиля из алюминиевого сплава

из алюминиевого сплава, который используется при изготовлении рамы для корпуса кондиционера. Во втором цехе осуществляется сборка кондиционеров из импортных комплектующих по лицензии завода центральных кондиционеров YORK в Италии.

Планируется собирать кондиционеры производительностью по воздуху до 200 тыс. м³ в час.

Оптимальный подбор основных элементов установки, отвечающих конкретным условиям ее применения и требованиям заказчика, осуществляют специалисты ЗАО "ЙОРК Интернэшнл" с помощью уникальной компьютерной программы.



Теплообменники крупным планом

В последующие несколько лет в рамках программы развития планируется переход на комплектующие российского производства. Сначала на самом заводе будет организовано производство наружных теплоизолирующих панелей толщиной 30 и 60 мм с наполнителем из пенополиуретана, затем установки будут комплектоваться теплообменниками и вентиляторами, изготовленными в России.

Презентация завершилась приемом, который состоялся в одном из банкетных залов гостиницы "Золотое кольцо". Гостей во время приема приветствовали с пожеланиями успехов и взаимовыгодного сотрудничества генеральный директор ЗАО "ЙОРК Интернэшнл" *Александр Пронин*, вице-президент и генеральный директор YORK International по Европе *Джек Скотт* и *Юрий Нечепаев*.

Организация производства оборудования на уровне западных стандартов в сочетании с отлаженным сервисом, при технической и информационной поддержке еще более укрепляет позиции YORK на российском рынке и расширяет возможности участия корпорации в масштабных проектах России.

YORK International
121170, Москва,
Поклонная, 14.
Тел.: (095) 232-68-07.
Факс: (095) 232-66-61.
E-mail: sales@york.com.ru

УДК 628.24:662.927

СКВ с четырехтрубным снабжением холодной и горячей водой теплообменников местных агрегатов

Д-р техн. наук, проф. **О.Я.КОКОРИН**
МГСУ,
В.В.НЕВСКИЙ
ЗАО "Данфосс"

The benefits of a 4-tube system of heat and refrigeration supply for energy consumption reduction in air conditioning of rooms are shown. A schematic diagram of control of heat and refrigeration supply to the room with the use of Danfoss controller of type is given.

В местно-центральных СКВ расход энергии минимизируют путем обработки в центральном кондиционере санитарной нормы приточного наружного воздуха $L_{пр.min}$ и тепловой обработки внутреннего воздуха в соответствии с условиями формирования температурного режима в каждом помещении [2]. В центральном кондиционере приточный наружный воздух энергетически рационально охлаждать до нижнего уровня теплового комфорта в помещении, характерного для теплого периода года, $t_в = t_{пр} = 23$ °С [5]. Это увеличивает время работы центрального кондиционера с использованием природного холода, так как в расчетные сутки даже теплого периода года температура наружного воздуха $t_н$ длительное время удерживается ниже $t_{пр} = 23$ °С.

Основную долю тепловыделений в обслуживаемых помещениях (или зонах помещений значительной площади) энергетически рационально отводить в местных охладителях, через которые по двухтрубной сети под действием насоса циркулирует вода, охлаждаемая в центральной холодильной станции. В переходный и холодный периоды года циркуляционную воду энергетически целесообразно охлаждать нагреваемым приточным наружным воздухом.

Тепловой режим в помещениях зависит от внешних и внутренних условий. Наибольшее влияние извне оказывает солнечная радиация на прозрачные строительные ограждения здания. При солнечной радиации на окна даже в холодные дни в помещение поступают дополнительные теплопритоки, которые целесообразно отводить приточным наружным воздухом с температурой $t_{пр} < t_в$. Применение эжекторных воздухораспределителей позволяет подавать в помещения от центрального кондиционера приточный воздух с температурой до $t_{пр} = 8{,}6$ °С [5]. Приточный воздух нагревается до требуемой температуры $t_п$ в воздухонагревателях местных агрегатов, к которым по двухтрубной сети подается вода от теплового пункта (ИТП) здания.

Применение четырехтрубной схемы тепло- и холодоснабжения местных агрегатов позволяет потреблять тепло и холод согласно индивидуальным особенностям формирования теплового режима в помещении.

Фирмой "Данфосс" разработаны и производятся регуляторы для четырехтрубных систем [1]. В местном агрегате расположено два теплообменника, через которые вентилятором или эжекторным побудителем подается внутренний воздух. Каждый теплообменник по двухтрубной схеме соединяется с центральным источником охлаждения и нагрева циркуляционной воды.

На рис. 1 показана принципиальная схема четырехтрубной системы тепло- и холодоснабжения местного агрегата с регулятором типа FED фирмы "Данфосс". В местном агрегате на пути прохождения внутреннего воздуха $L_в$ последовательно установлены воздухоохладитель *1* и воздухонагреватель *2*, которые по двухтрубным схемам соединены трубопроводами *3* и *4* соответственно с холодильным центром и ИТП. На подающих трубопроводах к аппаратам *1* и *2* смонтированы соответственно регулирующие клапаны *5* и *6*: типа RA-C для холодной и типа RA-N для горячей воды. По сравнению с клапаном RA-N клапан RA-C имеет большую пропускную способность, поскольку расход холодной воды, как правило, превосходит расход горячей. Оба клапана оснащены устройствами для изменения их пропускной способности в процессе гидравлической наладки системы. После проведения наладочных работ на клапаны устанавливают термостатические гидроприводы *7* и *8*, связанные через капиллярные трубки *9* с элементом дистанционного управления *10* терморегулятора FED.

Фирма "Данфосс" предлагает два варианта регулятора FED: с датчиком температуры, встроенным в элемент дистанционного управления (FED-IF), и с выносным датчи-

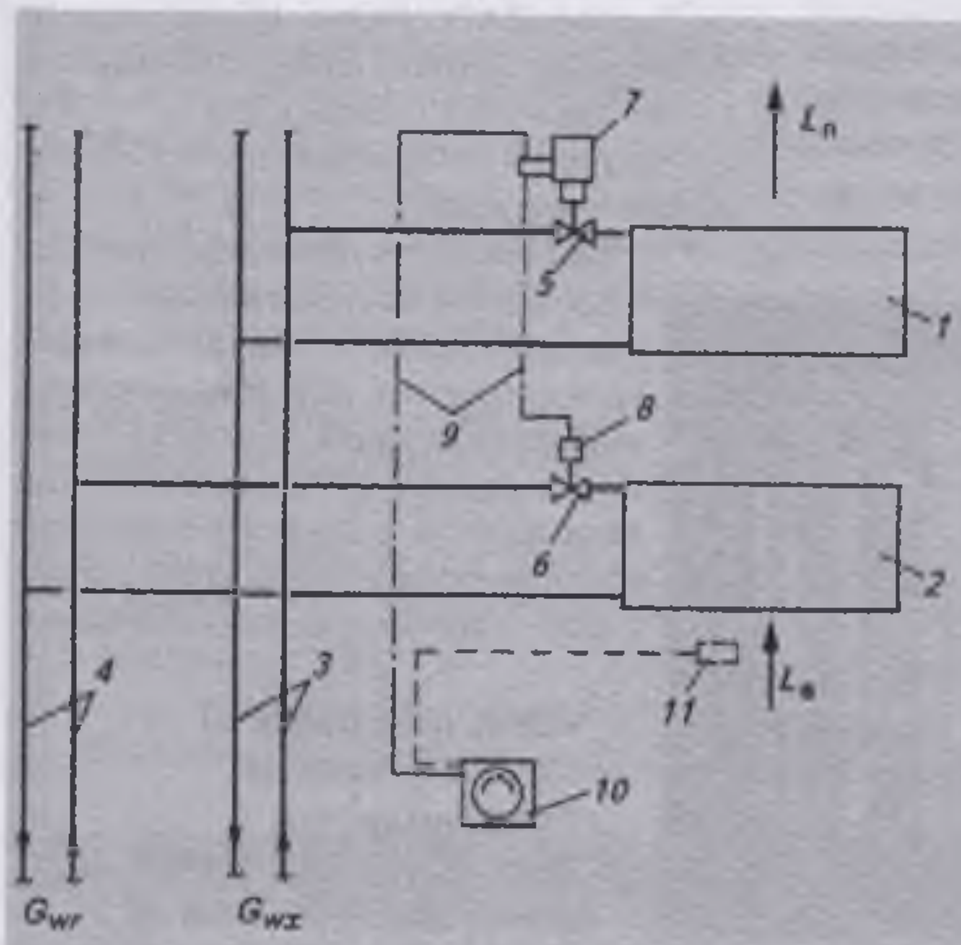


Рис. 1. Четырехтрубная система тепло- и холодоснабжения местного агрегата с терморегулятором типа FED:
1 – воздухоохладитель;
2 – воздухонагреватель;
3 – двухтрубная схема снабжения холодной водой G_{wx};
4 – двухтрубная схема снабжения горячей водой G_{wr};
5 – регулирующий клапан RA-C;
6 – регулирующий клапан RA-N;
7 – гидравлический привод клапана RA-C с адаптером;
8 – гидравлический привод клапана RA-N; 9 – капиллярная трубка; 10 – элемент дистанционного управления терморегулятора;
11 – выносной датчик температуры (для конструктивного варианта FED-FF)

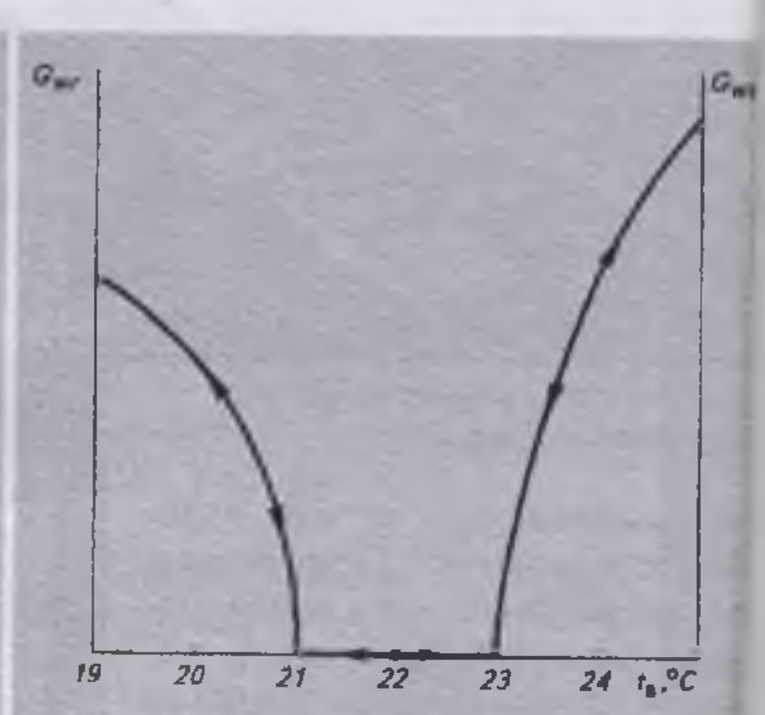


Рис. 2. График последовательного регулирования расходов горячей G_{wr} и холодной G_{wx} воды через теплообменники местного агрегата при изменении температуры воздуха в помещении $t_в$ зимой от 19 до 21 °С и летом от 23 до 25 °С

ком (FED-FF). Выносной датчик регулятора FED-FF можно расположить в потоке внутреннего воздуха на входе в теплообменник, а элемент дистанционного управления – на стене помещения или на декоративном ограждении местного агрегата. Настройка на поддержание желаемой температуры воздуха $t_в$ осуществляется по шкале регулятора FED. Среднее положение настроечной шкалы соответствует комфортной температуре 22 °С. При такой настройке в пределах нейтральной зоны (0,5...2,5 °С) оба клапана на подающих трубопроводах закрыты и в теплообменники *1* и *2* не поступает ни холодная, ни горячая вода. Внутренний воздух $L_в$ проходит через агрегат без тепловой обработки в теплообменниках.

На рис. 2 представлен график последовательного изменения расходов горячей $G_{нт}$ и холодной $G_{нх}$ воды через теплообменники местного агрегата в зависимости от температуры воздуха, контролируемой датчиком регулятора FED. Нейтральная зона настройки регулятора FED соответствует диапазону изменения температуры воздуха от 21 до 23 °С, при котором не потребляется ни тепло, ни холод. Если температура воздуха в помещении ниже 21 °С, от регулятора FED через капиллярную трубку последует команда на открытие клапана для поступления горячей воды в теплообменник *2*. В ходе дальнейшего снижения $t_в$ проходное сечение в клапане *6* будет увеличиваться, что приведет к возрастанию расхода горячей воды через теплообменник *2*. При достижении $t_в$ нижнего предела теплового комфорта (19 °С) расход горячей воды через теплообменник *2* будет соответствовать расчетному значению $G_{нт.р}$. Тепловые нагрузки на местные воздухонагреватели максимальны зимой в ночные часы суток, когда температура наружного воздуха имеет наименьшее значение и внутренние тепловыделения малы. В дневные часы возрастание температуры наружного воздуха $t_н$ на 10–15 °С [5] и выделение тепла рабочим персоналом (не менее 10 Вт/м^2 [4]) приводят к росту $t_в$. В этом случае регулятор FED будет подавать импульсы на закрытие клапана на патрубке горячей воды.

В дальнейшем при повышении $t_в$ и вследствие солнечной радиации на окна температура воздуха $t_в$ в помещениях превысит 23 °С и от регулятора FED поступит команда на открытие клапана на трубопроводе холодной воды. При достижении $t_в$ = 25 °С расход холодной воды через воздухоохладитель будет равен расчетному значению $G_{нх.р}$.

Из графика на рис. 2 следует, что расходы холодной и горячей воды достигают расчетных только в случаях предельных значений температуры воздуха в помещении $t_в$ соответственно в теплый и холодный периоды года. При промежуточных значениях $t_в$ (от 19 до 21 °С и от 23 до 25 °С) расходы соответственно холодной и теплой воды в местных агрегатах снижаются, а при средних комфортных значениях внутренних температур воздуха (от 21 до 23 °С) – отсутствуют.

Необходимо отметить, что в течение суток температура воздуха в помещениях изменяется, как правило, не более чем на 2 °С. Это объясняется большой теплоемкостью строительных конструкций и мебели. В переходный период года (при температурах наружного воздуха от 5 до 10 °С) для поддержания температуры внутреннего воздуха на уровне теплового комфорта может одновременно потребоваться охлаждение одних помещений здания и нагрев других.

В помещениях с южной стороны здания охлаждение целесообразно осуществлять подачей в них санитарной нормы приточного наружного воздуха при минимально возможной температуре $t_{нм}$ [2] и охлаждением циркуляционной воды в теплообменниках холодным наружным воздухом. В помещениях с северной стороны температура внутреннего воздуха может быть повышена путем подачи воды, нагретой воздухом из охлаждаемых помещений, в теплообменники местных агрегатов. Применение четырехтрубных систем циркуляции охлажденной и нагретой воды через теплообменники местных агрегатов позволяет передавать тепло от помещений здания, которые необходимо охлаждать, в те помещения, где требуется отопление. Энергетические преимущества и эксплуатационная надежность четырехтрубных систем на базе терморегуляторов фирмы "Данфосс" подтверждены их успешной работой с 1983 г. в СКВ здания Совета Федерации в Москве (Б. Дмитровка, 26).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Каталог* оборудования фирмы "Данфосс".

2. *Кокорин О.Я.* Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (систем ВОК). – М.: Проспект, 1999.

3. *Кокорин О.Я., Кронфельд Я.Г., Левин И.Е.* Энергосберегающие СКВ в гостинице "Гранд Отель" в Москве//Холодильная техника. 1999. № 8.

4. *МГСН* 2.01–99. Энергосбережение в зданиях. Нормативы по теплозащите и тепловодо- энергоснабжению.– М.: ГУП "НИАЦ", 1999.

5. *СНиП* 2.04.05–91*. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: ГП ЦПП, 1997.

НОВЫЕ КНИГИ

Издательство «Узорочье» (г. Рязань) в 2000 г. выпустило следующие книги

СПРАВОЧНИК

Оборудование, приборы и технические средства для сервисного обслуживания холодильных установок и систем кондиционирования воздуха

Авторы: Б.С.Бабакин, В.А.Выгодин, В.Н.Кулагин

(Объем 267 с., тираж 2500 экз.)

Справочник содержит подробную информацию о принципах устройства и функционирования оборудования, приборов и технических средств (вакуумно-зарядных станций и цилиндров, вакуумных насосов, зарядных шлангов, манометрических коллекторов, вентилей, течеискателей всех типов, установок для сбора и рекуперации хладагента, измерительных приборов и т. д. для сервисного обслуживания холодильных установок и систем кондиционирования воздуха).

Приведены технические характеристики оборудования и приборов, правила обслуживания, возможные неисправности и порядок их устранения.

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Диагностика работы малых холодильных компрессоров

Авторы: Б.С.Бабакин, В.А.Выгодин, В.Н.Кулагин

(Объем 201 с., тираж 1500 экз.)

Приведены классификация и характеристики малых холодильных компрессоров, методы регулирования их холодопроизводительности, особенности пуска, способы устранения влажного хода, влияние давления и дозы заправки хладагента на режим работы.

Рассмотрены причины снижения холодопроизводительности и мощности компрессоров, особенности эксплуатации системы смазки, износ и дефекты компрессоров. Приведен анализ неисправностей и даны практические рекомендации по их устранению.

В приложения включены технические характеристики компрессоров зарубежных фирм TECUMSEH EUROPE, MANEUROP, BITZER, COPELAND и др.

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Диагностика работы дросселирующих устройств малых холодильных установок

Авторы: Б.С.Бабакин, В.А.Выгодин, В.Н.Кулагин и др.

(Объемом 124 с., тираж 1500 экз.)

Рассмотрен принцип работы терморегулирующих вентилей, распределителей жидкости и капиллярных трубок. Приведены технические характеристики, методика подбора и расчета дросселирующих устройств, способы заправки термобаллонов и их монтажа. Даны подробный анализ неисправностей дросселирующих устройств и методы их устранения.

* * *

Книги предназначены для специалистов, занимающихся сервисным обслуживанием, монтажом и ремонтом малых холодильных установок, студентов вузов и техникумов, обучающихся по соответствующим специальностям.

Для приобретения книг звоните по телефонам: (095) 207-35-72; 207-74-75; 277-07-22; 277-03-43.

ЭЛЕКТРОСТАР

Аппараты воздушного охлаждения

В ряде технологических процессов требуется круглогодичное охлаждение. Однако в холодные периоды года температура окружающей среды может быть ниже требуемой температуры охлаждения. В этих случаях целесообразно обеспечивать холодоснабжение путем использования естественного холода атмосферного воздуха, не включая холодильную машину, что позволяет экономить как потребление электроэнергии, так и выработку ресурса машины. В большинстве российских районов такие периоды могут быть достаточно продолжительными.

Компания "Dunham-Bush" предлагает широкую номенклатуру теплообменных аппаратов для использования естественного холода. В этих аппаратах можно охлаждать воду или другие хладоносители (например, растворы гликоля), замерзающие при более низких температурах.

Аппараты трубчаторебристые, выполненные из медных труб диаметром 5/8 и гофрированных алюминиевых ребер толщиной 0,2 мм. Шаг труб 30 мм, шаг ребер 2,1 мм. Расположение труб в пучке коридорное. Ребра закреплены на трубах методом механического дорнирования. Детали корпусов аппаратов выполнены из алюминиевого сплава и покрыты защитной пластмассовой пленкой. Несущие конструкции аппарата изготов-

Модель	Тепловая нагрузка, кВт	Производительность вентиляторов, м³/ч	Мощность электродвигателя вентиляторов, кВт	Скорость вращения вентиляторов, об/мин	Уровень шума на расстоянии 10 м, дБ А	Гидравлическое сопротивление, кПа	Теплопередающая поверхность, м²	Масса, кг	Габаритные размеры, мм			Диаметр подсоединений, мм
									Длина	Ширина	Высота	
1263A	44	20500	2×0.72	870	55	41	213	200	2550	1260	1140	40
1263B	51	20000				32	284	210				
1363A	65	30750	3×0.72		57	35	320	275	3700			50
1363B	75	30000				26	427	300				
1363C	86	28350				17	640	340				75
1463A	91	40000	4×0.72		58	7	569	380	4880			
1463B	119	37800				40	854	440				65
1280A	85	35000	2×1,5	880	57	18	493	310	3310		1500	
1280B	107	34200				40	739	360	3390			
1380A	119	52500	3×1,5		59	7	739	440	4830			75
1380B	160	51300				40	1108	510	4840			
1480A	147	72000	4×1.45		60	23	739	530	6340			100
1480B	170	70000				17	985	580				
1480C	201	68400				11	1478	670	6375			65
1290A	113	55000	2×3,2	810	61	30	492	325	3330	1640		
1290B	139	53000				21	739	375	3340			75
1390A	158	82500	3×3.2		63	11	739	470	4840			
1390B	220	79500				71	1108	540				
1490A	226	110000	4×3.2		64	28	985	615	6340			100
1490B	276	106000				19	1478	705	6375			
1590A	248	141250	5×3,2		65	71	923	700	7840			75
1590B	294	137500				55	1231	760				
1590C	358	132500				38	1847	875	7875			100
2290A	185	102000	4×3,2		64	31	699	520	3140			75
2290B	225	94000				22	1048	585				
2390A	257	153000	6×3,2		66	12	1048	750	4605			100
2390B	360	141000				73	1572	850				
2490A	311	216000	8×3,2		67	37	1048	920	6005			
2490B	369	204000				30	1397	985				
2490C	448	188000				21	2095	1115				
2590A	482	259000	10×3,2		68	59	1747	1215	7405	2420		
2590B	584	235000				41	2620	1380				
1210A	124	56000	2×2,2	650	57	33	655	410	3830		1570	65
1210B	143	55000				24	873	450	3840			75
1210C	175	54000				53	1320	530				
1310A	202	82500	3×2,2		59	10	1310	650	5625			100
1310B	263	81000				52	1965	770				
1410A	285	110000	4×2,2		60	23	1747	850	7375			
1410B	334	108000				15	2620	1010				75
2210A	216	104000				45	893	740	3770	2440	1770	
2210B	255	95000				30	1340	830	3805			100
2310A	305	156000	6×2,2		62	18	1340	1055	5505			
2310B	360	142500				11	2010	1180				
2410A	432	208000	8×2,2		63	43	1786	1390	7205			
2410B	509	190000				28	2680	1560				
2510A	558	260000	10×2,2		64	85	2233	1710	8905			
2510B	656	237500				55	3350	1920				

Аппарат воздух

лены из нержа
на рисунке. П
очищают. Внут
ют и проверяю
ну с водой и п
3 МПа. Аппара
щений в любо

Поток охлаж
вентиляторам
тока напряже
IP54. Скорост
единения обм
нение WHD)

Основные т
ния WHD дан
могут быть до
но меняющим
рость вращен
ния вентилят
температуры
Возможно ос

Аппарат воздушного охлаждения

лены из нержавеющей стали. Один из таких аппаратов показан на рисунке. Перед изготовлением аппарата трубы тщательно очищают. Внутреннюю полость змеевика в сборе обезжиривают и проверяют на герметичность путем его погружения в ванну с водой и повышения давления воздуха внутри змеевика до 3 МПа. Аппараты предназначены для эксплуатации вне помещений в любой климатической зоне.

Поток охлаждающего воздуха создается осевыми электровентиляторами с питанием от стандартной сети трехфазного тока напряжением 380 В. Класс защиты электродвигателей IP54. Скорость вращения вентиляторов зависит от способа соединения обмоток электродвигателей – треугольником (исполнение WHD) или звездой (исполнение WHY).

Основные технические характеристики аппаратов исполнения WHD даны в таблице. По желанию заказчика аппараты могут быть дополнительно укомплектованы инвертором, плавно меняющим частоту питающей сети, а следовательно, и скорость вращения вентиляторов. Как правило, скорость вращения вентиляторов регулируют в зависимости от требуемой температуры охлаждаемой жидкости на выходе из аппарата. Возможно оснащение электродвигателей встроенной тепловой защитой. В аппарате используют от 2 до 10 вентиляторов диаметром от 630 до 1000 мм, расположенных в один или в два ряда. Для обеспечения хороших акустических показателей скорость вращения вентиляторов стандартного исполнения не превышает 880 об/мин (для вентиляторов с колесами диаметром 1000 мм – не более 650 об/мин). Кроме того, предусмотрены специальные малошумные модели исполнения WLD и WLY и супермалошумные – исполнения WQD и WQY, с тихоходными электродвигателями, в которых по сравнению с базовыми вариантами уровнень шума снижен на 12–28 дБ А.

Компоновка аппаратов:

• Исполнение V предусматривает горизонтальное расположение теплообменного пучка и направление потока охлаждающего воздуха вертикально снизу вверх.

• Исполнение H – с вертикальным расположением пучка и горизонтально направленным потоком воздуха.

Входные и выходные коллекторы оканчиваются фланцевым или резьбовым соединением в зависимости от требований заказчика.

Аппараты воздушного охлаждения используют также в закрытых системах охлаждения конденсаторов (когда применение градирни по условиям эксплуатации исключается), в системах охлаждения масла и т. п.

Кроме этого предлагаются специальные модификации аппаратов для охлаждения различных сред в едином блоке.

Возможна поставка вышеописанных аппаратов в комплекте с компактными теплообменниками пластинчатого типа, в которых вода охлаждается гликолем, поступающим из аппарата воздушного охлаждения.

* * *

Полный комплекс услуг по разработке технических решений с применением вышеописанного оборудования, его поставку, монтаж или шефмонтаж, пусконаладочные работы, гарантийное и послегарантийное обслуживание предоставляет ЗАО "Электростар", которое является официальным дистрибьютором компании Dunham-Bush International в России, странах СНГ и Балтии.

ЭЛЕКТРОСТАР

ВЕНТИЛЯЦИЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ

Технический консалтинг
Создание технических решений и проектной документации
Поставка оборудования и комплектующих
Монтаж и шеф-монтаж
Пуско-наладочные работы
Гарантийное и послегарантийное обслуживание
Функции генподрядчика
Техническая поддержка партнеров

DUNHAM BUSH
Authorized Distributor

121099, Москва, Новинский бульвар д. 11
Тел: 252-49-64, 255-48-92, 205-18-30
E-mail electrostar@mail.moct.ru

УДК 621.565:661.938–404.037

В.И.СТЕФАНЧУК
ООО "Термоинжениринг",
К.П.ВЕНГЕР
Московский государственный университет прикладной биотехнологии,
А.С.РУЧЬЕВ
ООО "СПК Снег"

Проточная азотная система для замораживания и хранения растительной продукции*

Two schemes of refrigeration supply using a quick-freezing apparatus «ASTA» have been analyzed. Recommendations on selection of the scheme of refrigeration supply for cooling and storage of plant products are given. The temperature levels of refrigeration supply system are considered: volume and mass flow rates of nitrogen depending on the required temperature in the cooler are calculated. It is shown that for refrigeration of plant produce it is suitable to use a three-level scheme of refrigeration supply.

При разработке азотной системы для замораживания и хранения растительной продукции принята система, основанная на проточном принципе действия. Это позволяет наиболее эффективно использовать температурный потенциал жидкого и газообразного азота.

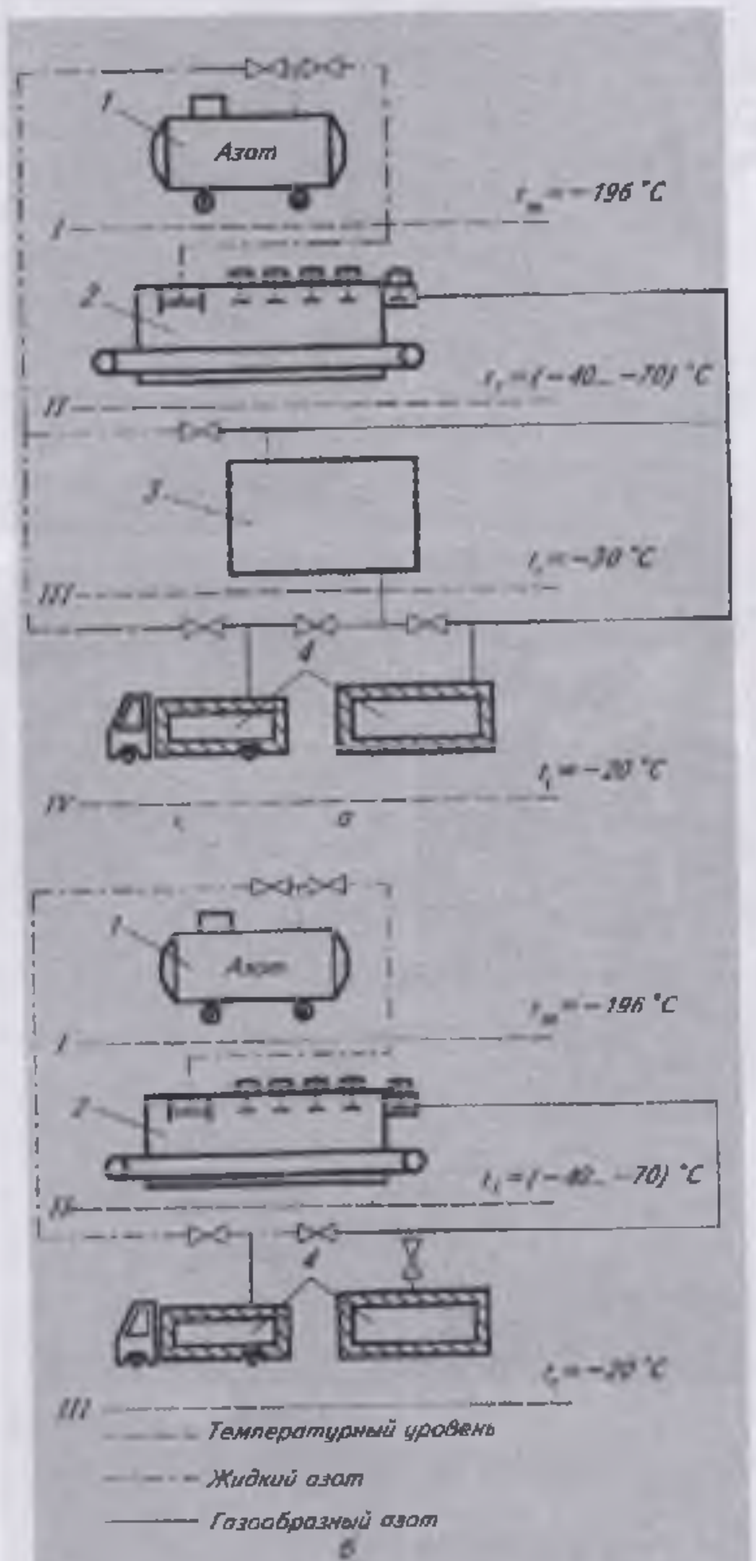


Схема системы хладоснабжения:
а – для охлаждения продукции;
б – для хранения замороженной продукции:
1 – цистерна с жидким азотом; 2 – азотный скороморозильный туннельный аппарат АСТА; 3 – аппарат охлаждения продукта после термической обработки; 4 – камера хранения или средство транспортирования замороженного продукта

Основное звено предлагаемой системы – азотный скороморозильный туннельный аппарат АСТА.

Азотная проточная система хладоснабжения может работать по двум схемам:

первая – для продукции, требующей предварительного охлаждения после тепловой обработки (бланширования);

вторая – для продукции, не требующей предварительной тепловой обработки.

Система хладоснабжения, работающая по *первой схеме*, предназначена для охлаждения продукции от $t_н = 90$ °С до $t_к = 20$ °С (рис. *а*). При этом возможно варьирование температуры газообразного азота:

на входе в аппарат охлаждения $t_{гII} = -70, -60, -50$ и -40 °С;

на выходе из аппарата охлаждения $t_{гIII} = -40, -30, -20, -10$ и 0 °С.

Система хладоснабжения, работающая по *второй схеме*, предназначена для хранения замороженной продукции (рис. *б*). Температура паров хладагента на выходе из системы $t_г = -20$ °С.

Схема *а* системы хладоснабжения имеет четыре температурных уровня:

I – температура жидкого азота $t_ж = -196$ °С, поступающего из цистерны *1* хранения криоагента;

II – температура газообразного азота, выходящего из скороморозильного аппарата *2* после замораживания продукта, $t_{гII} = -40…-70$ °С;

III – температура газообразного азота на выходе из аппарата *3*, обеспечивающего охлаждение продукта после бланширования, $t_{гIII} = -30$ °С;

IV – температура газообразного азота, соответствующая условиям хранения или транспортировки предварительно замороженной растительной продукции, $t_{гIV} = -20$ °С.

Схема *б* системы хладоснабжения имеет в отличие от схемы *а* три температурных уровня:

I – $t_ж = -196$ °С;

II – $t_{гII} = -40….-70$ °С;

III – $t_{гIII} = -20$ °С.

Для *I* и *II* температурных уровней, одинаковых в обеих схемах, определены удельные массовый расход жидкого азота и объемный расход газообразного азота, выходящего из скороморозильного аппарата АСТА-30.

Производительность аппарата при замораживании растительной продукции, в частности картофеля, составляет 250 кг/ч.

III температурный уровень проточной системы рассматривается для схем *а* и *б*.

Результаты расчетов удельного массового расхода жидкого азота $G_ж$ и удельного объемного расхода газообразного азота $V_г$, выходящего из аппарата АСТА, в системе, работающей по схеме *а*, даны в табл. 1.

Анализ результатов показал, что при использовании схемы *а* количество газообразного азота с температурой от –70 до – 40 °С, выходящего из скороморозильного аппарата АСТА, недостаточно для охлаждения растительной продукции (после ее термической обработки) на *III* температурном уровне.

Работа такой системы возможна при условии ее подпитки на *III* температурном уровне жидким азотом из цистерны. Для этого варианта в табл. 2 даны удельные массовый расход жидкого азота и объемный расход газообразного азота, необходимые для охлаждения продукции.

*Продолжение. Начало см. ХТ № 8, 2000.

Таблица 1

Температура газообразного азота на выходе из аппарата АСТА $t_{ап}$, °С	Удельный массовый расход жидкого азота в аппарате АСТА $G_ж$, кг/кг	Удельный объемный расход газообразного азота $V_г$, м³/кг	Температура газообразного азота на выходе из охладителя $t_{охл}$, °С	Удельный объемный расход газообразного азота, требуемый для обработки продукта от $t_н$ = 90 до $t_к$ = 20 °С, $V_г$, м³/кг
–70	1,1	0,803	–40 –30 –20 –10 0	6,07 4,55 3,64 3,02 2,60
–60	1,07	0,781	–40 –30 –20 –10 0	9,08 6,05 4,54 3,63 3,02
–50	1,04	0,759	–40 –30 –20 –10 0	18,7 9,08 6,05 4,54 3,63
–40	1,01	0,737	–30 –20 –10 0	18,1 8,08 6,05 4,54

Примечание. Удельные расходы азота в табл. 1–3 определены на 1 кг охлаждаемого продукта.

Таблица 2

Температура газообразного азота на выходе из аппарата АСТА $t_{ап}$, °С	Удельный массовый расход жидкого азота в аппарате АСТА $G_ж$, кг/кг	Удельный объемный расход газообразного азота $V_г$, м³/кг	Удельный массовый расход жидкого азота из цистерны $G'_ж$, кг/кг	Удельный объемный расход газообразного азота, поступающего из цистерны, $V'_г$, м³/кг	Удельный объемный расход газообразного азота, требуемый для охлаждения продукта от $t_н$ = 90 до $t_к$ = 20 °С, $V''_г$, м³/кг
–70	1,1	0,803	2,46	1,80	2,60
–60	1,07	0,781	3,06	2,24	3,02
–50	1,04	0,759	3,94	2,88	3,63
–40	1,01	0,737	5,21	3,81	4,54

Примечание. Расчет $V'_г$ проводится с условием, что температура газообразного азота на выходе из аппарата охлаждения продукта $t_{охл}$ = 0 °С.

Таблица 3

Температура газообразного азота на выходе из аппарата АСТА $t_{ап}$, °С	Удельный массовый расход жидкого азота $G_ж$, кг/кг, в зависимости от производительности аппарата АСТА			Удельный объемный расход газообразного азота $V_г$, м³/кг, в зависимости от производительности аппарата АСТА		
	250 кг/ч	500 кг/ч	1000 кг/ч	250 кг/ч	500 кг/ч	1000 кг/ч
–70	1,10	1,14	1,16	0,803	0,832	0,844
–60	1,07	1,10	1,14	0,781	0,803	0,833
–50	1,04	1,07	1,10	0,759	0,781	0,803
–40	1,01	1,04	1,07	0,737	0,759	0,781

Таблица 4

Температура газообразного азота на выходе из аппарата АСТА $t_{ап}$, °С	Температура газообразного азота на выходе с *III* уровня системы $t_{гIII}$, °С	Объем камеры хранения, м³, в зависимости от производительности аппарата АСТА		
		250 кг/ч	500 кг/ч	1000 кг/ч
–70	–30	200	416	844
	–18	240	500	1012
–50	–25	190	390	805
	–18	199	410	843
–40	–20	185	380	781
	–18	190	390	805
–20	–18	163	325	650

Газообразный азот поступает на *III* уровень системы хладоснабжения из аппарата АСТА и из цистерны. При использовании схемы *а* проточной системы хладоснабжения расход жидкого азота на предварительное охлаждение и последующее замораживание в аппарате АСТА составляет около 3,5 кг на 1кг продукта при температуре газообразного азота –70 °С. При ее повышении расход азота значительно увеличивается, например, при –40 °С он составляет около 6 кг на 1 кг продукта.

Таким образом, использование схемы *а* нецелесообразно, поскольку стоимость криоагента высока. Предварительное охлаждение растительной продукции предпочтительно осуществлять традиционными для отечественной практики способами – воздухом, ледяной водой и т.п.

Для системы хладоснабжения, работающей по схеме *б*, получены удельные массовый расход жидкого азота $G_ж$ и объемный расход газообразного азота $V_г$ в зависимости от температуры паров криоагента на выходе из аппарата АСТА (табл.3). Значения $G_ж$ и $V_г$ даны для трех модификаций азотных скороморозильных аппаратов, производительность которых при замораживании растительной продукции составляет АСТА-30 –250 кг/ч, АСТА-250 –500 кг/ч, АСТА-800 – 1000 кг/ч.

По данным табл.3 рассчитан объем камеры хранения, в которой наиболее эффективно используется температурный потенциал паров криоагента, поступающих со *II* на *III* температурный уровень системы хладоснабжения (табл.4).

В табл.4 для каждого значения $t_{гп}$ в качестве примера даны два значения температуры газообразного азота на выходе с *III* температурного уровня: $t_{гIII}$ = –18 °С – минимальная температура хранения замороженной продукции и $t_{гIII}$ = –30, –25, –20 °С – для отвода с помощью газообразного азота теплопритоков, связанных с эксплуатацией оборудования.

Полученные результаты показывают целесообразность использования для замораживания растительной продукции проточной системы хладоснабжения, работающей по схеме *б*.

Для практиков

Под такой рубрикой с этого номера редакция начинает публикацию серии статей и рекомендаций по подбору, расчету, монтажу, пусконаладочным работам, сервисному обслуживанию, диагностике и устранению неполадок, ретрофиту, безопасной эксплуатации холодильного оборудования различных видов и назначения. Надеемся, что такая информация представит интерес для широкого круга специалистов, работающих в различных сферах производства и применения искусственного холода.
В этом номере публикуется первая статья этой серии.

Как подобрать воздухоохладитель для парокомпрессионной фреоновой холодильной установки?

В настоящее время в парокомпрессионных фреоновых холодильных установках наибольшее распространение получили воздухоохладители на базе испарителей с принудительным обдувом и электрооттайкой. По состоянию на конец 90-х годов такие воздухоохладители составляют свыше 80 % общего числа поставляемых на отечественный рынок моделей. В основном это так называемые всасывающие воздухоохладители, у которых вентиляторы принудительного обдува расположены на лицевой (передней) стороне, что обеспечивает по сравнению с нагнетательными воздухоохладителями, у которых вентиляторы смонтированы на тыльной (задней) стороне, следующие преимущества:

- состояние вентиляторов и их работа легко поддаются визуальному контролю;
- эксплуатация и техническое обслуживание вентиляторов существенно упрощаются;
- сечение воздушной струи может быть прямоугольным с отношением сторон от 1,0 до 1,7;
- температура обмотки электродвигателя вентилятора снижается примерно на 20 °С.

С целью повышения эффективности работы всасывающие воздухоохладители могут быть оборудованы решетчатыми диффузорами с регулируемым наклоном ребер, которые не только обеспечивают безопасность персонала, находящегося вблизи вентиляторов, но и выполняют направляющие функции, позволяя формировать однородную струю, способную выходить из аппарата строго горизонтально или организовать обдув в желаемом направлении.

Ниже даны рекомендации по подбору воздухоохладителей именно такого типа.

В общем случае при подборе воздухоохладителей по каталогу производителя (поставщика) в качестве исходных могут служить следующие параметры:

- требуемая холодопроизводительность Q_0, значение которой определяют на основании расчета теплового баланса охлаждаемого объема с учетом внешних и внутренних теплопритоков в него;
- требуемые значения температуры $t_в$ и влажности $\varphi_в$ в охлаждаемом объеме;
- линейные размеры охлаждаемого объема в направлении распространения воздушной струи от вентиляторов воздухоохладителя.

Требуемая холодопроизводительность Q_0, полученная в результате расчета теплового баланса, как правило, не учитывает теплопритоков от электродвигателей вентиляторов и нагревательных элементов системы оттайки воздухоохладителей, поскольку их тип и количество заранее не известны. Поэтому при подборе воздухоохладителей необходимо требуемую холодопроизводительность увеличить на 15–20 % с тем, чтобы учесть возможные теплопритоки от них.

После подбора воздухоохладителей следует проверить, укладываются ли реальные теплопритоки в эти 15…20 %. В случае, если они превышают данную величину, необходимо повторить процедуру подбора для получения нового значения фактически требуемой холодопроизводительности.

Таким образом, подбор воздухоохладителей начинается с расчета фактически требуемой холодопроизводительности $Q_{тр} = (1{,}15…1{,}20)\ Q_0$.

Далее следует определить шаг оребрения испарительных трубок. Как правило, он составляет от 3 до 12 мм. Чем меньше шаг оребрения, тем при прочих равных условиях компактнее воздухоохладитель и соответственно ниже его стоимость. Однако в камерах с повышенной влажностью и отрицательными температурами при малом шаге оребрения быстро снижается эффективность аппарата вследствие зарастания его межреберного пространства инеем (снежной шубой). Это ведет к снижению, а в конечном итоге – к полному прекращению циркуляции воздуха и, как следствие, к резкому падению теплопередачи от охлаждаемого объема к хладагенту. Поэтому при выборе шага оребрения необходимо учитывать условия эксплуатации испарителей.

Испарители с шагом оребрения до 5 мм целесообразно использовать при температуре в охлаждаемом объеме 8…10 °С и выше (в системах кондиционирования воздуха, камерах созревания бананов, овощехранилищах и т.п.) и при перепаде между температурой воздуха на входе в воздухоохладитель и температурой кипения не более 6 °С (в камерах с низкой влажностью и незначительным выделением влаги от хранящейся продукции –

замороженной в герметичной упаковке и др.).

Испарители с шагом оребрения от 6 до 8 мм, более универсальные, можно применять при температуре от 5 до -7...–10 °С (в камерах для хранения охлажденных и замороженных грузов, в том числе неупакованных продуктов животного происхождения).

Испарители с шагом оребрения 9...12 мм следует использовать при температуре кипения от –3 °С и ниже (в морозильных камерах, помещениях с высоким выделением влаги, а также в установках, которые по тем или иным причинам можно оттаивать только ночью).

Есть еще одна проблема, которую следует учитывать при подборе воздухоохладителя по каталогу производителя. Это температурный напор в воздухоохладителе, т. е. разность между температурой в охлаждаемом объеме $t_в$ и температурой кипения t_0. В общем случае, чем выше температурный напор $\Delta t = t_в - t_0$, тем больше, при прочих равных условиях, фактическая холодопроизводительность испарителя, которая определяется как

$Q_{0ф} = \alpha F \Delta t$,

где α – коэффициент теплоотдачи от окружающей среды к поверхности испарителя, Вт/(м²•К);

F – площадь наружной поверхности испарителя, м².

Однако при одном и том же значении $t_в$ снижение температуры кипения t_0, т. е. увеличение температурного напора Δt, приводит к росту доли влаги, которая может выделиться из окружающего воздуха и осесть на наружной поверхности испарителя в виде конденсата или инея. Иначе говоря, с ростом температурного напора влажность воздуха в охлаждаемом объеме будет падать при температуре в камере выше 0 °С.

На рис. 1 приведена зависимость влажности воздуха $\varphi_в$ от температурного напора Δt.

Из рис. 1 видно, что температурный напор $\Delta t = t_в - t_0$ не может задаваться произвольно. Его значение, а следовательно, и значение температуры кипения t_0 должны выбираться таким образом, чтобы фактическая влажность воздуха в камере (охлаждаемом объеме) $\varphi_{вф}$ была не ниже заданной $\varphi_в$, т. е. $\varphi_{вф} \geq \varphi_в$ для $\Delta t = \Delta t_{max}$ (или $t_0 = t_{0min}$).

Чтобы соблюсти это условие, можно воспользоваться номограммой (рис. 2), которая связывает минимально допустимые значения влажности охлаждаемого воздуха с максимально возможным температурным напором для различных типов продуктов питания, находящихся в холодильной камере. Приведенные на номограмме примеры показывают, что заданной температуре в камере $t_в$ и влажности $\varphi_в$ соответствует вполне определенное значение температуры кипения t_0, а следовательно, и температурного напора Δt, который способен обеспечить требуемые параметры воздуха в охлаждаемом объеме.

После того как выбраны шаг оребрения и температурный напор, можно переходить к подбору конкретной модели воздухоохладителя требуемой производительности $Q_{0ф}$ по каталогу производителя. При этом необходимо учитывать, что характеристики воздухоохладителя, приведенные в каталоге, были получены при вполне определенных стандартных условиях, которые, в частности, для европейских производителей регламентируются европейским стандартом EN 328:1999 "Теплообменные аппараты. Методы и условия испытаний по определению характеристик воздухоохладителей с принудительным обдувом". Согласно документу предусмотрено пять вариантов стандартных условий (SC) для определения холодопроизводительности воздухоохладителей с принудительным обдувом (см. таблицу).

В том случае, когда условия работы воздухоохладителя в составе холодильной установки будут отличаться от любого из перечисленных выше вариантов, необходимо вносить соответствующую поправку на отличие фактически обеспечиваемой с помощью данного воздухоохладителя холодопроизводительности от каталожного значения.

Для определения величины поправки рекомендуется использовать диаграмму состояния lg$p$-I для данного хладагента. Однако оценить, насколько фактическая холодопроизводительность будет отличаться от каталожного значения при отношении (степени перегрева) $\Delta t_{пер}/\Delta t \neq 0{,}65$, с помощью этой диаграммы нельзя. Дело в том, что отношение $\Delta t_{пер}/\Delta t$ влияет на фактическую холодопроизводительность согласно графику на рис. 3.

Из графика следует, что с ростом степени перегрева холодопроизводительность испарителя резко падает. Поскольку в большинстве случаев степень перегрева всегда больше 0,65, фактическая холодопроизводительность испарителя, как правило, будет составлять не более 80 % каталожной при прочих равных условиях. При этом следует иметь в виду, что обычный (не электронный) терморегулирующий вентиль обеспечивает стабильность режима только в тех случаях, когда перегрев равен, по меньшей мере, 5...7 °С. От-

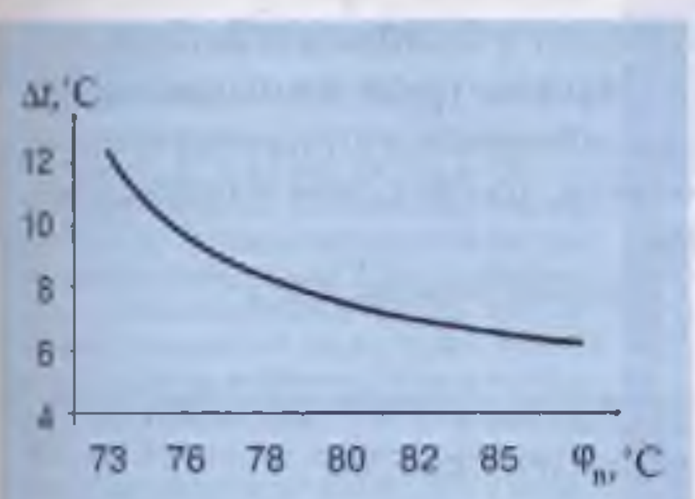


Рис. 1. Изменение относительной влажности охлаждаемого воздуха $\varphi_в$ при росте температурного напора в воздухоохладителе Δt для камер с температурой воздуха $t_0 > 0$ °С

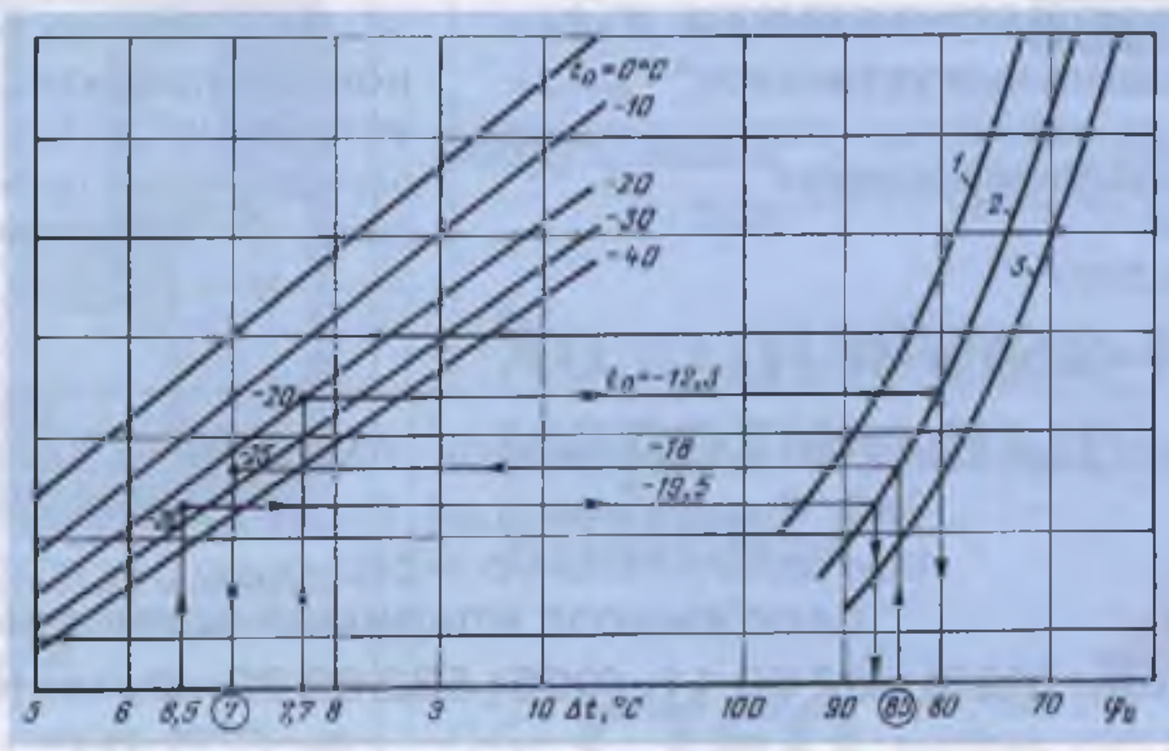


Рис. 2. Номограмма для определения температурного напора:
1 – продукты, охлажденные без упаковки;
2 – продукты, замороженные без упаковки;
3 – продукты в упаковке

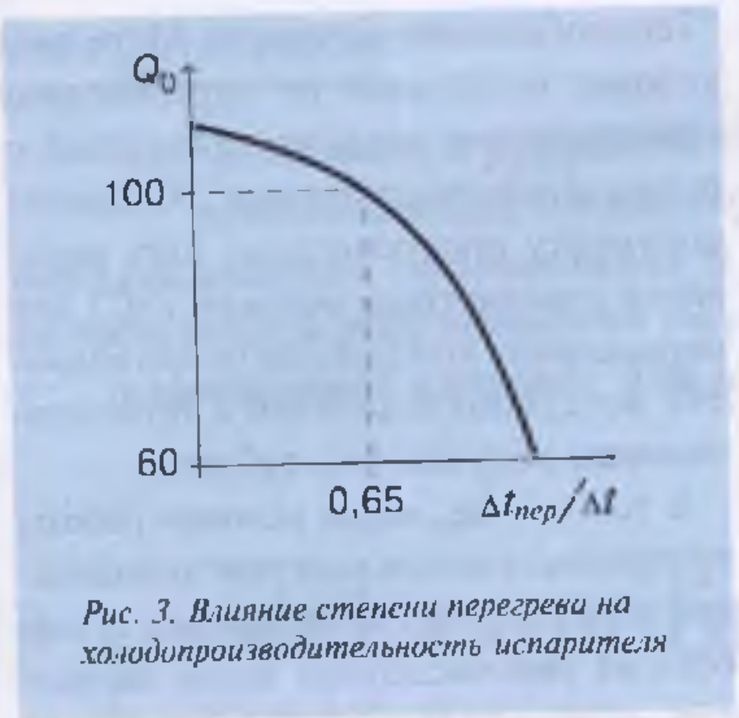


Рис. 3. Влияние степени перегрева на холодопроизводительность испарителя

Вариант условий	Температурный режим испытаний, °С				$\Delta t_{пер}/\Delta t$
	$t_в$	$t_р$	t_0	$t_ж$	
SC1	+10	<–2	0	30	0,65
SC2	0	<–10	–8	30	0,65
SC3	–18	<–27	–25	20	0,65
SC4	–25	<–33	–31	20	0,65
SC5	–34	<–42	–40	20	0,65

Обозначения: $t_в$ – температура воздуха в охлаждаемом объеме; $t_р$ – температура точки росы воздуха в охлаждаемом объеме; t_0 – температура кипения хладагента в испарителе; $\Delta t_{пер}$ – перегрев пара на выходе из испарителя; $t_ж$ – температура жидкого хладагента на входе в терморегулирующий вентиль.

сюда можно заключить, что полный температурный напор не должен быть меньше 8 °С, поскольку в противном случае эффективность воздухоохладителя заметно снижается.

Последний параметр, который необходимо принимать во внимание при подборе воздухоохладителя, это напор воздушной струи на выходе из вентилятора воздухоохладителя или, что то же самое, так называемая дальнобойность вентилятора. Эта величина в каталогах выражается, как правило, в метрах и характеризует расстояние, на котором скорость воздушной струи составляет не менее 0,25…0,5 м/с.

Согласно принятым в настоящее время рекомендациям именно такая скорость воздушной струи должна поддерживаться вблизи противоположной от воздухоохладителя стены холодильной камеры. Поэтому, если расстояние до стены, противоположной предполагаемому месту размещения воздухоохладителя, больше, чем дальнобойность вентилятора, необходимо ориентироваться на установку в камере нескольких (как минимум, двух) воздухоохладителей, чтобы обеспечить выполнение указанного выше требования по минимальной скорости воздушного потока.

Еще одним условием, необходимым для обеспечения требуемой холодопроизводительности воздухоохладителя, являются такие значения продолжительности и числа циклов его оттайки, при которых образующийся на наружной поверхности испарителя иней не будет оказывать заметного влияния на коэффициент теплоотдачи от окружающей среды к наружной поверхности аппарата.

Кроме того, проектная холодопроизводительность воздухоохладителя может быть достигнута только тогда, когда надлежащим образом организована циркуляция воздушных потоков в холодильной камере, т. е. когда на пути воздушных потоков нет препятствий вследствие неудачного расположения самого воздухоохладителя, а струя первичного воздушного потока, выходящая из воздухоохладителя, не попадает на вход вентилятора.

ОСТРОВ

ЦЕНТР ПО ОБУЧЕНИЮ И ПЕРЕПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ В ОБЛАСТИ КОММЕРЧЕСКОГО И ПРОМЫШЛЕННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УЧЕБНЫЙ ЦЕНТР
Государственная лицензия
ФЛЦ № 007951

предлагает НОВЫЙ УЧЕБНЫЙ ЦИКЛ на I полугодие 2001 года

➢ **А1 – "Монтаж и эксплуатация холодильных установок на базе поршневых и винтовых компрессоров"** – для специалистов по монтажу, пусконаладке, обслуживанию и эксплуатации холодильного оборудования.
23–25 января, 6–8 февраля, 13–15 марта, 3–5 апреля, 29–31 мая.
Стоимость обучения 4500 р.*

➢ **А2 – "Холодильные агенты и масла. Ретрофит холодильных установок"** – для специалистов по монтажу, пусконаладке, обслуживанию и эксплуатации холодильного оборудования.
13 февраля, 10 апреля.
Стоимость обучения 2000 р.*

➢ **А3 – "Практикум по пусконаладочным работам, диагностике и устранению неисправностей в холодильных установках с конденсатором воздушного охлаждения"** – для специалистов по монтажу, пусконаладке, обслуживанию и эксплуатации холодильного оборудования.
1–3 февраля, 1–3 марта, 19–21 апреля, 24–26 мая.
Стоимость обучения 7000 р.*

➢ **Б1 – "Расчет теплового баланса и выбор основных проектных параметров холодильных установок"** – для проектировщиков, сотрудников дизайн-бюро, инженеров по продажам, комплектации и подбору холодильного оборудования.
20–21 марта, 15–16 мая. Стоимость обучения 3000 р.*

***Стоимость указана с учетом НДС.**

Наш адрес: 141011, Московская обл., г. Мытищи, ул. Коммунистическая, 23
ЗАО "Остров-Индастри", E-mail: ostrov@msk.tsi.ru
Всю дополнительную информацию Вам сообщит:
САПОЖНИКОВ ВЛАДИМИР БОРИСОВИЧ
Тел.: (095) 582 60 11, (095) 582 63 22. Факс: (095) 726 53 66

Инструмент для ремонта и обслуживания холодильной техники

Насосы вакуумные
производительность 35...380 л/мин
от 295 у. е.

Заправочные станции
производительность 40...105 л/мин
от 600 у. е.

Шланги
от 10 у.е.

Манометры
от 25 у. е.

Течеискатели
с регулировкой чувствительности
от 320 у. е.
Течеискатели
без регулировки чувствительности
от 215 у.е.

Вальцовки
от 120 у. е.

Компрессоры

HITACHI

Роторные
мощность 2060...7100 кВт
от 175 у. е.

Спиральные
мощность 4700...14200 кВт
от 495 у. е.

Инверторные
мощность от 2500 до 5200 кВт
от 235 у. е.

Фреон

Фреон «National refrigerants» (UK)
R-22, 13, 6 кг
от 60 у.е.

Трубопровод медный, теплоизоляция

Трубопровод медный MUELLER (USA), METTUBE (Malaysia)

1/4" **от 0,6 у. е.**
3/8" **от 1,0 у. е.**
1/2" **от 1,5 у. е.**
и т. д

Теплоизоляция для трубопроводов из вспененного каучука

1/4"×1/4" **от 0,32 у. е./м**
3/8"×1/4" **от 0,38 у. е./м**
1/2"×1/4" **от 0,45 у. е./м**
и т. д.

КЛИМАТ-ТУЛЗ

торговая фирма

Тел.: (095) 232-5661, 105-3545.
Факс: (095) 742-3102.
Адрес: 127018, Москва,
3-й пр. Марьиной Рощи, 40.
НПО «Техномаш», оф. 503

ВЕРТЕКС VERTEX
группа инженерных компаний

СВЕП ИНТЕРНЕШНЛ АБ (Швеция)

Ведущий мировой производитель пластинчатых теплообменников (около 60 % мирового рынка продаж пластинчатых теплообменников, применяемых в холодоснабжении)
Поставщик пластинчатых теплообменников для ведущих производителей холодильной техники (TRANE, CARRIER, YORK, HITACHI и т. д.)

Самая обширная номенклатура пластинчатых теплообменников для работы в системах охлаждения в качестве:
теплообменников для развязки по теплоносителю в системах "чиллер-фанкойл", конденсаторов, испарителей, экономайзеров, перегревателей газа, пересохладителей конденсата, маслоохладителей, осушителей сжатого воздуха.

Используя наши теплообменники, вы получаете:
возможность выбора эффективного теплообменника для самых разнообразных исходных условий, компактные установки – габариты и масса теплообменников в 5–6 раз меньше, чем у традиционных; эффективное испарение – 100%-ный выход газа; снижение объемов хладагента, циркулирующего в системе; большие возможности регулирования.

Теплообменники СВЕП могут работать с различными хладагентами, такими, как например, R22, R134a, R410A и т. д.
Для применения в холодильной технике фирма СВЕП предлагает как стандартные теплообменники серии B, так и специальные – для холодильных систем, как, например испарители серии V. Для работы с аммиаком разработана серия полусварных теплообменников GW. Большой выбор исполнения соединений и вариантов их расположения позволяет легко встраивать теплообменник в любую систему.
Обширная база данных по всем применяемым хладагентам, современное программное обеспечение и многолетний опыт работы нашей фирмы в области холодоснабжения позволяют нам всегда предлагать своим клиентам наилучшее решение.

Представительство фирмы СВЕП в России:
тел.: 231-48-65, 231-48-66; факс: 929-05-29
e-mail: swep.russia@mtu-net.ru
http://www.swep.ru

SWEP

SB distribution

Профессиональный холод из Франции

ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ

СПЛИТ-СИСТЕМЫ

Охладители жидкостей

Оборудование для быстрого! замораживания охлаждения

Холодильные и морозильные камеры

Проекты "под ключ"

СТЕП

г.Москва, 2-ой Рощинский пр., д.8,
тел./факс: (095) 232-09-53, 232-21-53,
956-25-76, e-mail:stepgrp@online.ru

В Международном институте холода

Из Бюллетеня МИХ

ГЕРМЕТИЧНЫЕ КОМПРЕССОРЫ MANEUROP, РАБОТАЮЩИЕ НА R404A И R507, ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Хладагенты R404A и R507, термодинамические характеристики которых эквивалентны характеристикам R502, выбраны для применения в низкотемпературных промышленных системах охлаждения взамен R22. Группа компрессорно-конденсаторных агрегатов Maneurop, работающих на R404A/R507, наиболее оптимальна для получения низких и средних температур и в наибольшей степени удовлетворяет требованиям заказчиков.

M.Vallot//Danfoss J. DK. 1997, № 3, 4–5.
БМИХ, 1998, № 4, с.19.

НОВЫЕ РАЗРАБОТКИ, ПОЗВОЛЯЮЩИЕ РАСШИРИТЬ ПРИМЕНЕНИЕ АММИАКА

Аммиак – один из старейших хладагентов – возвращается, чтобы занять свое прежнее место в крупных холодильных установках, используемых, в частности, в пищевой промышленности. Он также находит все более широкое применение в новых областях – в охладителях жидкости средней производительности, в том числе в тех, которые используются в системах кондиционирования воздуха. По соображениям безопасности зарядка хладагентом должна быть строго минимальной. Создание высокоэффективных теплообменников с малой зарядкой аммиаком – непростая задача, особенно потому, что нельзя использовать медь. Достигнуты успехи в создании пластинчатых теплообменников и кожухотрубных испарителей для систем непосредственного охлаждения. Следует также принимать во внимание и другие факторы, такие как смешиваемые масла, пригодность материалов, соответствие систем подачи в испарители.

P.M. de Larminat//Proc. Ashrae-nist Conf., Gaithersburg, US, 1997. 10.06–07, 80–84.
БМИХ, 1998, № 4, с.19.

ОЦЕНКА ПРОПАНА КАК ХЛАДАГЕНТА ДЛЯ КОНДИЦИОНЕРОВ И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В ЖИЛЫХ ЗДАНИЯХ

Эффективность работы, стоимость и влияние на окружающую среду пропановых систем оценивали для применения типовых установок кондиционирования воздуха и тепловых насосов в жилых зданиях. Анализировали возможности уменьшения воспламеняемости и применения соответствующих модификаций для обеспечения безопасности. Для базовых расчетов использовали системы, работающие на R22, с которыми сравнивали установки, работающие на R410A и пропане. Основным критерием для сравнения каждой категории оборудования служило снижение общего эквивалента отепляющего эффекта (TEWI), отнесенное к единице капиталовложений.

Необходимо проводить дальнейшие исследования, для того чтобы собрать достаточное количество данных о том, что пропан можно без опасений использовать в случаях, рассматриваемых в данной статье.

F.J.Keller, H.Liang, M.Farzad//Proc. ASHRAE-NIST Conf., Gaithersburg, US, 1997.10.6–07, 57–65.
БМИХ, 1998, № 4, с.20.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ

Приведено краткое описание моделей, обычно используемых для расчета термодинамических свойств хладагентов. Ни одна из моделей не является наилучшей, однако на основании комбинации с целью получения наибольшей точности и обобщенности можно рекомендовать модель Гельмгольца для смеси. Важное значение имеют экспериментальные данные для смесей HFC (R32, R125, R143a, R134a и R152a) и для смесей природных хладагентов (пропана, бутана, изобутана и диоксида углерода).

M.O.Mclinden, E.W.Lemmon, R.T.Jacobsen//Proc. ASHRAE-NIST Conf., Gaithersburg, US, 1997.10.06–07, 135–154.
БМИХ, 1998, № 4, с.20.

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ СВОБОДНОМ КИПЕНИИ ОТ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБ С РАЗЛИЧНОЙ СТЕПЕНЬЮ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ

В экспериментах с пропаном, кипящим на горизонтальных медных и стальных трубах с различной степенью шероховатости поверхности (очищенной наждачной бумагой, грубо или тонко обработанной песком), исследовали влияние шероховатости нагреваемой поверхности на коэффициент теплоотдачи. Подробно описаны три поверхности исследуемых труб с различными профилями поверхности. Определены размеры участков активного парообразования. Результаты расчетов сравнивали с результатами экспериментов с использованием видеотехники высокой скорости. Измерения показывают, что на диаметр отрыва и частоту образования пузырьков влияет положение участков активного парообразования ядер на трубе.

A.Luke//Int.J.Refrig., GB, 1997. 12, vol.20, № 8, 561–574
БМИХ, 1998, № 4, с. 23.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В АММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Аммиак – один из альтернативных хладагентов, используемых в промышленных холодильных установках. Для испарителей и конденсаторов, применяемых в этих установках, пластинчатые теплообменники могут оказаться предпочтительнее из-за высокой компактности и малых диаметров каналов, что снижает количество аммиака, необходимое для зарядки.

Приведены результаты испытаний пластинчатого теплообменника в составе двухступенчатой холодильной установки. Теплообменник может работать как испаритель непосредственного охлаждения или как затопленный испаритель (для охлаждения хладоносителя).

C.Le.Pellec, C.Marvillet, D.Clodic//Proc. Aarhus Meet, IIR, FR, 1996.09.03–06, 1996, № 3, 785–794
БМИХ, 1998, № 4, с. 25

ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДА В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ – СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В ОБЛАСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ

Автор вначале дает историческое развитие применения искусственного холода и приводит первые основные системы охлаждения: абсорбционные, парокомпрессионные и криогенные. Рассматриваются актуальные экологические проблемы (разрушение слоя озона, парниковый эффект), а также соответствующие постановления. Анализируется эволюция в области использования хладагентов при замораживании пищевых продуктов. Приведены современные тенденции в области охлаждения: более широкое применение хладоносителей, способов абсорбции и т.д.

R.Mottal//CIIA, Rapp. Froid aliment., Paris FR, 1997.11.26, 10 p
БМИХ, 1998, № 4, с. 26

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ, РАБОТАЮЩИЕ НА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Для кондиционирования воздуха в больших коммерческих зданиях и в целях охлаждения на предприятиях пищевой

промышленности наиболее широко распространены абсорбционные холодильные установки, использующие тепловую энергию. В Японии ежегодно производится свыше 6000 абсорбционных холодильных установок, а в США – 2000. Многие из них импортируются. Рынок теплонасосного оборудования, работающего от газовых двигателей, концентрируется в Японии, где ежегодно продается его более 30 000 единиц. Быстро развивается этот рынок и в Китае.

M.Steadman, G.Breembroek//IEA Heat Pump Cent Newsl., NL, 1997.03, vol. 15, № 1, 10–15.
БМИХ, 1998, № 4, с.27.

ВЫХОД ИЗ СТРОЯ КОМПРЕССОРОВ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Приводится описание наиболее частых случаев выхода из строя промышленных компрессоров из-за превышения давления, а также неисправностей электрической сети. Избыточное давление может быть следствием неправильного использования компрессора, недостаточного вакуумирования системы при сборке, плохого качества фильтров-осушителей или нарушений в работе вентиляторов конденсаторов. Выход их строя электрооборудования может быть связан с изменениями напряжения в электрической сети, коротким замыканием или неправильным ее использованием.

F.Sanz del Castillo. Instalador, Refrig-FRIAL, ES, 1997.06, № 43, 21–26.
БМИХ, 1998, № 4, с.28.

ЭЛЕКТРОННЫЕ РЕГУЛИРУЮЩИЕ ВЕНТИЛИ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ

В статье отмечается разница в рабочих характеристиках электронного регулирующего вентиля (EEV) и обычного терморегулирующего вентиля (TEV), используемых в холодильных установках. Сравнивали характеристики при работе парокомпрессионных холодильных установок на аммиаке. Результаты экспериментов показали, что EEV может обеспечивать более быстрое (на 76 %) охлаждение, чем TEV. Расход энергии, используемой для поддержания температуры –24 °С, при использовании EEV по сравнению с TEV снизился приблизительно на 30 %. Срок окупаемости EEV составит менее двух лет.

S.Omata, K.Okamoto, S.Ueda// Refrigeration, JP, 1997.07, vol. 72, № 837, 660–665.
БМИХ, 1998 № 4, с.29.

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ С ЧАСТИЧНОЙ ИЛИ ПОЛНОЙ РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА

В системах кондиционирования воздуха большое внимание следует обращать на расход энергии и уровень шума. Цель работы – предложить решение, подходящее для различных типов установок, основанных на регенерации энергии и снижении шума. Сравнивали две системы: тепловые насосы, оснащенные устройством полной регенерации тепла (двухтрубные), и системы оптимизации расхода энергии (четырехтрубные). Оба решения отвечают различным потребностям современных зданий. Имеются варианты и приспособления, отвечающие разнообразным требованиям.

L.Minca, G.Alessi//Pap. Shanghai Meet/ .IIR, FR/ CN., 1997, 8 p.
БМИХ, 1998, № 4, с.53.

Конкурсный прием в члены Международной академии холода

В соответствии с решением Президиума и Уставом Международной академии холода МАХ объявляет конкурсный прием в действительные члены (академики), члены-корреспонденты и академические советники (секции и число вакансий указаны в таблице).

Право выдвигать кандидатов в члены МАХ предоставляется организациям различной формы собственности, работающим в области техники и технологии низких температур, техники и технологии пищевых производств, а также академикам Академий наук, Президиумам национальных и региональных отделений, членам президиума МАХ.

Секции	Число вакансий		
	Академик	Член-кор.	Академический советник
Холодильные машины и установки, системы низкопотенциальной энергетики	1	1	–
Холодильные технологии, хранение пищевых продуктов	–	2	1
Машины, аппараты и системы кондиционирования		1	
Криогенная техника	1	2	1
Техника и технология пищевых производств	–	2	–
Оборудование для торговли, общественного питания и бытовой техники	1	2	–
Биотехнология и медицина	1	2	–
Экология	–	1	1
Теоретические основы холодильной и криогенной техники	1	1	1
Подготовка и переподготовка кадров	1	2	–
Экономика	1	–	1
Холодильное машиностроение	–	1	–
Холод и конверсия	1	1	–
Сжиженный и природный газ	1	1	–
Холодильный транспорт	–	1	–
Материаловедение, механика и прочность при низких температурах	–	1	1
Альтернативные способы охлаждения	1	1	–

Для вступления в Академию необходимо представить в секретариат следующие документы:

Для индивидуальных членов:

- заявление кандидата на имя президента МАХ с указанием искомого академического звания, секции, должности и места работы, служебного и домашнего адресов, телефонов, факсов и E-mail;
- ходатайство организации о выдвижении кандидата в члены Академии или ходатайство действительных членов национальных АН или членов Президиума;
- информацию о деятельности кандидата, отражающую его достижения, с указанием сведений об образовании, гражданстве, дате рождения, его адреса, телефона и т.д.;
- копии документов об образовании, ученых степенях и званиях;
- перечень основных научных трудов и изобретений;
- личную программу деятельности в МАХе;
- три фотографии размером 3×4 см.

От организации:

- заявление от руководителя организации на имя президента МАХ;
- краткую характеристику предприятия.

* * *

Годовая сессия МАХ состоится 25 апреля этого года в Санкт-Петербурге.

Документы могут быть направлены по почте или доставлены непосредственно по адресу:
191002, г.Санкт-Петербург, ул.Ломоносова, д.9.
Президенту Международной академии холода (с пометкой «на конкурс»).
Телефоны: (812) 315-37-78, 164-05-93.
Факс: (812) 315-37-78.

Президент Международной академии холода, академик **А.В.БАРАНЕНКО**
Главный ученый секретарь, академик **В.И.ЛЫСЁВ**