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 —
Издательство «Холодильная техника»

Холодильная Техника

2 2004

Kholodilnaya Tekhnika

...ИЯ:

...Орехов
...А.Рогов
В.В.Румянцев
В.И.Смыслов
И.Я.Сухомлинов
...кий
О.М.Таганцев
Н.В.Товарас
...дин
Н.В.Фадеков
...лимова
И.Г.Хисамеев
...Гоголин
...К.Грезин
О.Б.Цветков
И.М.Калинь
И.Г.Чумак
А.А.Мифтахов
А.В.Шаманов

Ответственный секретарь
Е.В.Плуталова
Дизайн и компьютерная верстка
Т.А.Миансарова
Компьютерный набор
П.А.Ляхова, Н.В.Гераскина
Корректор *Т.Т.Талдыкина*

Ответственность за достоверность рекламы несут рекламодатели. Рукописи не возвращаются.

Адрес редакции:
107045, Москва,
Уланский пер., д. 21, стр. 2, оф. 1
Тел.: (095) 207-2396, 207-2426,
207-1145
Тел./факс: (095) 207-2066
E-mail: holodteh@ropnet.ru
ht.info@ropnet.ru
http://www.holodteh.ru

Подписано в печать 20.02.2004.
Формат 60x88 1/8. Офсетная печать.
Усл. печ. л. 6,5.

Отпечатано в ООО «АфиксСистема»

© Холодильная техника. 2004

В НОМЕРЕ: IN ISSUE:

XXI МЕЖДУНАРОДНЫЙ КОНГРЕСС ПО ХОЛОДУ — **XXI INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION**

Форбс Пирсон. **Хладагенты – прошлое, настоящее и будущее** 2 — *Forbs Pearson.* **Refrigerants – past, present, future**

НАУКА И ТЕХНИКА — **SCIENCE AND TECHNIQUE**

Миневцев Р.М., Волкова О.В., Бараненко А.В. **Влияние оребрения на теплообмен при кипении водного раствора бромида лития в генераторе абсорбционного преобразователя теплоты** 8 — *Minevtsev R.M., Volkova O.V., Baranenko A.V.* **Influence of finning on heat exchange during boiling of aqueous solution of lithium bromide in generator of absorption heat transformer**

Киреев В.В. **Разработка и исследование теплообменного аппарата с применением пористых материалов** 14 — *Kireyev V.V.* **Development and investigation of heat exchange apparatus using porous materials**

ГЕА ГРАССО **Автоматический отделитель неконденсирующихся газов Purger** 18 — *GEA GRASSO* **Automatic noncondensible gas remover Purger**

СИЕСТА-ХОЛОД — *SIESTA-REFRIGERATION*

Раев А.А. **Реконструкция системы холодоснабжения линии приемки молока на ОАО «Царицынский молочный комбинат»** 20 — *Rayev A.A.* **Reconstruction of cold supply system for milk reception line at OAO «Tsarytsyno dairy combine»**

КРИОТЕК — *CRYOTECH*

Скороморозильные аппараты для полуфабрикатов 24 — **Freezing apparatuses for seml-prepared foods**

ДАНФОСС — *DANFOSS*

Ангельчев А.Н. **Компрессоры для CO_2** 26 — *Angelchev A.N.* **Compressor for CO_2**

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА — **AIR CONDITIONING**

Кокорин О.Я., Волков А.А., Наголкин А.В., Капустина Е.А. **Применение установок обеззараживания воздуха «Поток 150-М-01» в системах вентиляции и кондиционирования лечебно-профилактических учреждений** 30 — *Kokorin O.Ya., Volkov A.A., Nagolkin A.V., Kapustina E.A.* **Use of installations for air decontamination «Potok 150-M-01» in air conditioning and ventilation system at curative-prophylactic institutions**

СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ — **STANDARDIZATION AND CERTIFICATION**

Продукция, прошедшая сертификацию в НП «СЦ Настхол» в январе 2004 г. и получившая разрешение Госгортехнадзора на право применения во взрывопожароопасных производствах 34 — **Products having passed certification at NP «STs Nasthol» in January of 2004 and obtained the permit of Gosgortekhnadzor for the right to be used at explosion-fire hazard production processes**

ДЛЯ ПРАКТИКОВ — **ASSISTANCE TO PRACTICAL WORKERS**

Соколов В.М. **Предотвращение утечек аммиака из предохранительного клапана и аварийной системы** 36 — *Sokolov V.M.* **Prevention of ammonia leaks from safety valve and emergency system**

ЭТО МОЖЕТ ВАС ЗАИНТЕРЕСОВАТЬ — **IT MAY INTEREST YOU**

Новожилов Ю.Н. **Использование альтернативных источников энергии в холодильной технике** 38 — *Novozhilov Yu.N.* **Use of alternative energy sources in refrigerating technique**

В МЕЖДУНАРОДНОМ ИНСТИТУТЕ ХОЛОДА — **AT INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION**

Из бюллетеня МИХ 40 — **From Bulletin of IIR**

НОВЫЕ КНИГИ 43 — **NEW BOOKS**

МЕЖДУНАРОДНЫЕ ВЫСТАВКИ — **INTERNATIONAL EXHIBITIONS**

«Продэкспо 2004» 46 — **«Prodexpo 2004»**

«Холодильное оборудование и оборудование для глубокой заморозки» 50 — **«Refrigeration & DeepFreeze»**

ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА
ОБЛАСНА БІБЛІОТЕКА
ім. О. Гончара
54001, м. Миколаїв,
вул. Московська, 9

Хладагенты – прошлое, настоящее и будущее*

Проф. **ФОРБС ПИРСОН**, Англия

Прошлое

В кратком обзоре истории развития холодильной техники и связанной с ней истории использования хладагентов автором были рассмотрены некоторые характеристики классических хладагентов, применявшихся в конце XIX в. (табл. 1). Среди них с термодинамической точки зрения наилучшим был аммиак, но по соображениям безопасности предпочитали использовать в судовых холодильных установках воздух и диоксид углерода.

В начале XX столетия искусственное охлаждение уже довольно широко применялось в промышленности, при этом доминировал аммиак, постепенно вытеснивший воздух и диоксид углерода из-за их низкой эффективности.

В торговом оборудовании и домашних холодильниках использовали аммиак , метилхлорид, диоксид серы, пропан и изобутан. Каждый из этих хладагентов имел серьезные недостатки. Для массового производства домашних холодильников необходимо, чтобы они были безопаснее, надежнее и не нуждались в постоянном обслуживании. Реализация этих требований стала возможной после создания полностью герметичной системы, в которой электродвигатель находился внутри самой системы и контактировал с хладагентом.

Домашние холодильники с полностью герметичными системами начали появляться в конце 20-х и 30-х годов прошлого столетия, но их производство сдерживалось отсутствием действительно подходящего хладагента.

Искомый хладагент должен был быть стабильным, неядовитым, невоспламеняющимся, хорошо смешиваться со смазочными материалами, работать в домашнем холодильнике при давлениях не ниже атмосферного, обеспечивать низкую степень сжатия, чтобы компрессор не нагревался, иметь хорошие электроизолирующие свойства. «Идеальный» хладагент по рабочим давлениям и объемным характеристикам должен был быть близок к хлористому метилу, пропану и аммиаку. Задача поиска «идеального» хладагента была решена талантливым инженером Томасом Миджли (Thomas Midgeley). Миджли пришел к выводу, что такими свойствами обладают галогенсодержащие производные углеводородов. Хлористый метил (CH_3Cl) – пример такого соединения – уже использовался как хладагент, но не обладал достаточной устойчивостью из-за нестабильности связей между атомами водорода и углерода. Вероятно, соединения, не содержащие водорода, должны были быть более устойчивыми и, конечно, негорючими. Поэтому Миджли выбрал как возможный хладагент дихлордифторметан CCl_2F_2 (он же впоследствии R12). В дополнение к перечисленным выше желаемым свойствам хладагент имел относительно высокую критическую температуру и улучшал работу подшипников компрессора благодаря образо-

Таблица 1

Классические хладагенты

Вещество	Обозначение хладагента	Химическая формула	Нормальная температура кипения, °С	Критическая температура, °С	Относительный объемный расход пара (по сравнению с CO_2)	Холодильный коэффициент при $t_0 = -15$ °С, $t_к = 30$ °С
Воздух*	R279	–	–	–221	83	1,1
Вода	R718	H_2O	100	375	477	4,1***
Диоксид углерода	R744	CO_2	–55,6**	31	1	2,56
Аммиак	R717	NH_3	–33,3	135	3,44	4,76
Диоксид серы	R764	SO_2	–10	157	9,09	4,87
Диэтиловый эфир	E610	$C_2H_5OC_2H_5$	34,6	214	55	4,9
Диметиловый эфир	E170	CH_3OCH_3	–24,8	128,8	34	4,5
Метилхлорид	R40	CH_3Cl	–24,2	143	5,95	4,9

* Использовался в цикле Брайтона. ** Температура в тройной точке. *** При $t_0 = 5$ °С и $t_к = 30$ °С.

** Доклад на пленарном заседании XXI Международного конгресса по холоду (Вашингтон, США, август 2003 г.). Приводится в сокращении.*

ванию точечных хлорсодержащих соединений на трущихся металлических поверхностях.

В табл. 2 дано сравнение свойств R12 со свойствами метилхлорида (R40), аммиака (R717) и R134a – лучшего однокомпонентного заменителя R12.

Проницательность Миджли в выборе именно R12 из тысяч возможных соединений углерода, хлора, фтора и водорода, не может быть переоценена. Ведь только простых производных метана, этана и пропана насчитывается 85, не считая циклических соединений и веществ с двойными углеродными связями. Из всех этих веществ именно R12 наиболее близко приближается к искомому «идеальному» хладагенту.

R12 использовался главным образом в домашних холодильниках и торговом холодильном оборудовании. Для систем кондиционирования воздуха стали применять R11 (CCl_3F), а для низкотемпературного охлаждения с 1945 г. R13 ($CClF_3$).

Единственный недостаток R12 состоял в том, что требовался бóльший компрессор, чем аммиачный, для обеспечения той же холодопроизводительности. Но и эта проблема, как тогда казалось, была решена, когда был создан неядовитый и невоспламеняющийся хладагент R22 ($CHClF_2$). R22 оказался очень удачным хладагентом и начал активно заменять R12 в холодильных установках на морских судах и аммиак в промышленных холодильных установках. Очевидные небольшие недостатки R22 состояли в том, что он был менее стабилен, чем R12, давал более высокие температуры нагнетания в компрессоре и хуже охлаждал электродвигатели герметичных компрессоров.

Две последние проблемы были решены с появлением R502 – азеотропной смеси R22 и R115 (C_2ClF_5). Этот хладагент можно было использовать в простых одноступенчатых системах для работы в экстремальных условиях высоких давлений конденсации и низких давлений кипения.

Таким образом, весь диапазон хладагентов, применяемых в домашних холодильниках, торговых, промышленных холодильных установках и системах кондиционирования воздуха, был представлен различными галогенпроизводными углеводородов. Казалось, что скоро станут не нужны любые другие хладагенты.

Бум в производстве и использовании таких хладагентов пришелся на 60-е и 70-е годы XX в. Однако устойчивые, неядовитые, невоспламеняющиеся галогенпроизводные углеводородов могли быть использованы не только как идеальные хладагенты, но и в аэрозольных баллончиках, в огнетушителях, для получения пенопластов и т. д. К середине 1960-х годов меньше половины этих веществ шло на нужды холодильной техники, а бóльшая часть – в отрасли, где они неизбежно попадали в окружающую среду. Именно в эти годы и было обнаружено их присутствие в стратосфере Земли.

В 1974 г. исследователи Роланд (Roland) и Молина (Molina) выдвинули шокирующую гипотезу о том, что эмиссия хлорфторуглеродов (CFC) может вызвать каталитическое разрушение озонового слоя стратосферы, являющегося главным атмосферным щитом против ультрафиолетового излучения, которое хотя и является основой жизни, но подобно кислороду смертельно при передозировке.

Первые отклики на гипотезу были негативными. Даже выдающийся ученый Густав Лоренцен (Gustav Lorinzen) высказался против предложенных ограничений на использование хлорфторуглеродов (CFC). Однако, поскольку свидетельств в пользу гипотезы накопилось достаточно много, он изменил свое мнение и стал активным защитником природных хладагентов.

В 1985 г. было установлено, что озоновый слой над Антарктидой разрушается прогрессирующими темпами, как предсказывали Роланд и Молина.

Международная реакция была быстрой, хотя роль CFC в этом процессе в то время еще не была полностью определена. Принятое в 1987 г. уникальное международное соглашение, известное как Монреальский протокол, предписывало снижение потребления CFC на 50 % за 10 лет.

Начался поиск другого набора «идеальных» хладагентов, не содержащих разрушающего озоновый слой хлора.

Новые хладагенты должны были быть энергетически эффективными, потому что внимание общества все более привлекало влияние потребления энергии на глобальное потепление, и в иде-

Таблица 2

Сравнение R12 и сходных по свойствам хладагентов

Хладагент	Химическая формула	Нормальная температура кипения, °C	Критическая температура, °C	Относительный объемный расход пара (в сравнении с CO_2)	Холодильный коэффициент при $t_0 = -15$ °C и $t_c = 30$ °C	ODP	GWP
R12	CCl_2F_2	–29,8	112	5,81	4,7	0,82	10600
R40	CH_3Cl	–24,2	143	5,95	4,9	0,02	16
R764	SO_2	–10	157	9,09	4,87	0	0
R717	NH_3	–33,3	135	3,44	4,76	0	0
R134a	CH_2FCF_3	–26,1	101,1	5,9	4,5	0	1600

але сами иметь малое прямое воздействие на глобальное потепление при эмиссии.

Первым и наиболее успешным из новых альтернативных хладагентов был R134a ($CH_2FC\ F_3$), который имеет свойства, очень близкие к R12, однако у него более низкая критическая температура и он не смешивается с обычными смазочными маслами. R134a был известен еще Миджли, но был им отклонен, из-за меньшей устойчивости по сравнению с R12.

Вторым был разработан хладагент R123 ($C_2HCl_2F_3$) как заменитель R11. Однако в результате укрепления позиции отказа от использования любых гидрохлорфторуглеродов (HCFC) этот довольно хороший хладагент не нашел поддержки и будет поэтапно выведен из употребления, как и все HCFC, включая R22. Очень жаль, что политические деятели и защитники окружающей среды не хотят даже слушать, что некоторые HCFC так мало влияют на разрушение озонового слоя, что вполне можно было бы разрешить аккуратно их использовать. Производство и разрушение озона в атмосфере – это непрерывный процесс. И совсем не очевидно, что продолжение использования R22 в герметичных системах будет иметь серьезные последствия.

Настоящее

Постепенное прекращение использования и производства всех хладагентов групп CFC и HCFC – вот что происходит сегодня.

Единственным однокомпонентным альтернативным гидрофторуглеродным хладагентом является R134a – хорошая замена для R12. Уже созданы смесевые заменители для R22 и R502.

Современные требования к смесям таковы: они должны иметь потенциал разрушения озона (ODP) равный нулю и низкий потенциал глобального потепления (GWP), быть эффективными, неядовитыми и невоспламеняющимися. Очень трудно одновременно выполнить все эти требования. В какой-то степени соответствует большинству из них только одна производная метана – R23, но при этом она имеет очень высокий GWP. Единственные приемлемые производные этана – R134a и R125. Становится очевидным, что мы вынуждены будем использовать огнеопасные вещества как компоненты смеси при условии, что сами смеси будут невоспламеняющимися и (в идеале) не будут разделяться на огнеопасные фракции. Огнеопасные вещества R32, R161, R152a и R143a можно включить в перечень возможных компонентов искомых смесей. Что касается производных пропана, то из 45 таких соединений только R227, R236 и R245 по свойствам подходят для использования в качестве хладагентов. Ни одно из этих веществ не имеет нормальной температуры кипения, приемлемой для торговой холодильной техники.

Другая проблема, которая выявляется при рассмотрении производных пропана, бутана или еще более тяжелых углеводородов, – это то, что критическая температура и, следовательно, скрытая теплота фазового перехода таких веществ имеет тенденцию к уменьшению с увеличением молекулярной массы.

Главный недостаток всех гидрофторуглеродов состоит в том, что они имеют относительно высокие потенциалы глобального потепления по сравнению с природными хладагентами. Поэтому сейчас мы снова обратили внимание на некоторые из них, вытесненные галогенсодержащими производными углеводородов. Это относится к пропану, бутану, изобутану и диоксиду углерода. Аммиак, который полностью никогда не прекращали использовать, стал применяться более широко, особенно в системах с дозированной заправкой.

Углеводороды как хладагенты стали доминирующими в бытовых холодильниках в Северной Европе. Произведено более 50 млн бытовых холодильников на изобутане, который очень эффективен благодаря относительно высокой критической температуре. Низкие рабочие давления определяют очень низкий уровень шума. Я никогда не слышал ни о каких несчастных случаях в результате использования этого огнеопасного хладагента в бытовых холодильниках.

Углеводороды могут также использоваться в небольших кондиционерах, но в настоящее время это затруднено из-за ограничений по безопасности, принятых в европейских и американских стандартах.

В табл. 3 даны свойства многих широко распространенных в настоящее время хладагентов.

Несмотря на высокий потенциал глобального потепления и относительно низкие критические температуры, вероятно, всегда будет использоваться и ряд хладагентов, которые были разработаны Миджли. Однако применение их будет ограниченным из-за вытеснения углеводородами в области малых и средних холодопроизводительностей, аммиаком и диоксидом углерода в промышленном холоде.

Бытовые холодильники

Большинство бытовых холодильников работает на R134a, недостатки которого заключаются в менее эффективной по сравнению с R12 работе при низких температурах кипения и в необходимости применять специальные синтетические масла.

В некоторых странах углеводороды уже вытеснили R134a в бытовых холодильниках. Наиболее часто используемый углеводород – изобутан $CH(CH_3)_3$, или R600a, на первый взгляд не совсем подходящий хладагент из-за малой удельной объемной холодопроизводительности. В то же время высокая критическая температура (135 °C) и низкие давления в цикле способствуют созданию бесшумной, эффек-

тивной и совершенно безопасной холодильной системы.

Автомобильные кондиционеры

Основным хладагентом для автомобильных систем кондиционирования воздуха является R134a. Беспокойство вызывает его эмиссия в атмосферу.

Торговое холодильное оборудование

Основными хладагентами в этой области были R22 и R502. Заменяют эти вещества смесями гидрофторуглеродов с нулевым ODP, включающими R32, R125, R143a, R152a, R134a, иногда с добавлением какого-либо углеводорода для улучшения циркуляции масла в системе.

Заменяющие смеси с номерами 400 и 500 относительно хорошо работают в диапазоне применения R22 и R502, но серьезное опасение вызывают их высокие GWP и низкие критические температуры. Поиск более эффективных заменителей продолжается, но возможности найти замену гидрофторуглеродам на базе метана и этана весьма ограниченны.

Были попытки использования углеводородов в торговой холодильной технике, но эта практика не получила широкого распространения.

Кондиционирование воздуха

В кондиционировании воздуха применяют R134a (для малых герметичных систем, а также для систем на базе центробежных компрессоров), R404A и R407C (в основном для больших систем). R404A имеет очень небольшую неизотермичность при более высоких давлениях, чем R22, и более низкую теоретическую эффективность при очень больших отношениях давлений. R407C сходен по давлениям с R22, а его теоретическая эффективность выше из-за более высокой критической температуры. Однако он имеет значительную неизотермичность и поэтому не подходит для использования в затопленных испарителях и с осторожностью должен применяться в сплит-системах. Недавно полученный хладагент R417A обеспечивает более высокую эффективность, чем R407C, но причины этого полностью еще не поняты.

Таблица 3

Используемые в настоящее время хладагенты с нулевым ODP

Хладагент	Формула или состав	Нормальная температура кипения, °C	Неизотермичность, K	Критическая температура, °C	GWP	Группа опасности
R134a	CH_2FCF_3	–26	0	101,1	1300	A1
R413A	R134a/218/600a	–35	6,9	101	1770	A1/A2
R404A	R143a/125/134a	–47	0,7	73	3260	A1/A1
R507A	R143a/125	–47	0	71	3300	A1
R407C	R32/125/134a	–44	7,4	87	1520	A1/A1
R417A	R125/134a/600	–43	5,6	90	1950	A1/A1
R410A	R32/125	–51	0,2	72	1720	A1/A1
R508	R23/116	–86	0	13	11860	A1
R717	NH_3	–33	0	133	0	B2
R600a	$CH(CH_3)_3$	–12	0	135	3	A3
R290	C_3H_8	–42	0	97	3	A3
R1270	C_3H_6	–48	0	92	3	A3
R744	CO_2	–57*	0	31	1	A1

* Температура тройной точки.

Промышленное охлаждение

Аммиак всегда использовали в большинстве традиционных секторов холодильной промышленности, хотя с появлением неядовитых, невоспламеняющихся фреонов его применение значительно уменьшилось.

Интерес к аммиаку возродился благодаря появлению охлаждаемого маслом винтового компрессора, снявшего проблему высоких температур нагнетания, весьма серьезную для поршневых аммиачных компрессоров, а также из-за появления теории Роланда и Молина об истощении озонового слоя.

Использование аммиака в последние годы увеличилось и диапазон областей его применения расширяется.

В современных холодильных системах стараются различными способами минимизировать количество заправляемого аммиака и уменьшить потенциальную опасность подвергнуть людей воздействию его паров при утечке из системы. В частности, применяют холодильные системы с промежуточными хладоносителями. Было разработано много новых и улучшено уже известных хладоносителей. Это, например, растворы формиата калия и ацетата калия, которые имеют лучшие свойства, чем растворы хлорида кальция.

Интересны разработки с использованием диоксида углерода как хладоносителя и как низкотемпературного хладагента в каскадных установках. Оба эти варианта высокоэффективны и намного более безопасны, чем разветвленные аммиачные системы.

Будущее

Я надеюсь, что некоторые из используемых в настоящее время хладагентов будут применяться и в будущем, хотя данные по безопасности систем, содержащих синтетические хладагенты, весьма неутешительны. Концентрация R134a в атмосфере растет по экспоненте главным образом из-за эмиссии из автомобильных систем кондиционирования воздуха. В некоторых универсамах утечки хладагента составляют до 30 % в год. Такое расточительное использование синтетических хладагентов, очевидно, неперспективно.

Возможные компоненты будущих смесей *Таблица 4*

Хладагент	Формула	Нормальная температура кипения, °С	Критическая температура, °С	ODP	GWP
R23	CHF_3	–81,2	25,9	0	14 800
R32	CH_2F_2	–51,7	78,2	0	880
R125	CHF_2CF_3	–48,1	66,2	0	3800
R143a	CH_3CF_3	–47,2	72,9	0	5400
R161	CH_3CH_2F	–37,1	102,2	0	12
R218	C_3F_8	–36,6	71,9	0	8600
R134a	CH_2FCF_3	–26,1	101,1	0	1600
R152a	CH_3CHF_2	–24	113,3	0	190
R134	CHF_2CHF_2	–23	119	0	1200
R1311	CF_3I	–22,5	122	0	1
R227ea	$CF_3CHF.CF_3$	–15,6	102,8	0	3800
R236fa	$CF_3CH_2CF_3$	–1,4	124,9	0	9400
R143	$CH_2F.CHF_2$	5	156,7	0	370
R245a	$CHF_2CH_2CF_3$	15,1	154,1	0	820

Галогенпроизводные углеводородов

Они настолько привычны и удобны в использовании, что это может быть важным доводом в пользу продолжения их применения. Однако сдерживающим фактором может стать появление более эффективных хладагентов с более высокими критическими температурами и низкими значениями GWP.

Вполне ясно, что наибольшие потери хладагента происходят в автомобильных кондиционерах и холодильных установках универсамов. Потери же в герметичных, полной заводской готовности системах, например в домашних холодильниках и оконных кондиционерах, намного меньше. Количество заправляемого хладагента в таких системах также мало.

Если говорить о долгосрочном будущем для галогенпроизводных углеводородов, то необходимо ограничить их использование полностью герметичными системами. Такие системы не могут быть очень большими, что связано с необходимостью охлаждать встроенный электродвигатель компрессора. Эта проблема в большей степени относится к низкотемпературным системам и в значительно меньшей степени к системам кондиционирования воздуха.

Как указывалось ранее, существует немного однокомпонентных хладагентов, не являющихся галогенпроизводными углеводородов. Шестифтористую серу можно было бы использовать как хладагент, но она имеет очень высокий GWP (22 200). Фтористо-водородные эфиры теоретически приемлемы как хладагенты, но они также имеют высокий GWP. Так, у хладагента E125 (CHF_2OCF_3) температура кипения –42 °С, но он исключительно дорог в производстве, а его GWP составляет 15 300.

В табл. 4 даны свойства некоторых галогенпроизводных углеводородов, которые могут стать основой будущих смесей.

Некоторые из веществ, внесенных с табл. 4, могут быть ядовитыми, но, по предварительным сведениям, R161 и R1311, которые имеют очень низкий GWP, неядовиты. R152, имеющий относительно низкий GWP, равный 43, ядовит, хотя его изомер R152a нетоксичен.

Углеводороды

Углеводороды являются хорошими хладагентами, хотя критическая температура таких веществ, как пропан, обидно низка. Единственный серьезный недостаток таких хладагентов –чрезвычайная воспламеняемость на воздухе. Риск их возгорания может быть уменьшен до приемлемого уровня в полностью герметичных системах, что было доказано на примере бытовых холодильников в Германии. Нет никаких веских причин не распространить область применения углеводородов на оконные кондиционеры, чиллеры и автомобильные кондиционеры, если при этом используются полностью герметичные системы. Герметичный компрессор с регулируемой частотой вращения может питаться от генератора переменного тока, приводимого двигателем автомобиля. По моему мнению, риск, связанный с использованием углеводородов в автомобильных кондиционерах, был очень преувеличен из коммерческих соображений. Десятки тысяч кондиционеров были неофициально переведены на пропан в США и Австралии и надежно и безопасно работают. Неправомерна чрезмерная обеспокоенность по поводу нескольких граммов углеводородного хладагента в автомобиле, бак которого заправлен десятками литров высокооктанового топлива.

Аммиак

Аммиак – это уникальный хладагент благодаря его превосходным термодинамическим свойствам и экологической безопасности.

Применение аммиака будет расширяться, а количество заправляемого в системы хладагента – уменьшаться. Аммиачные холодильные системы уже сейчас имеют хорошие показатели по безопасности, но во многих странах мира принимаются все более строгие законы, ограничивающие допустимую заправку аммиака.

Во многих случаях можно уменьшить количество аммиака в системе в 10 и даже 100 раз по сравнению с традиционными насосными циркуляционными системами без снижения надежно-

сти или эффективности такой системы. Один из методов, недавно впервые примененный в США фирмой «Нестле», состоит в создании каскадной системы аммиак–диоксид углерода, в которой количество аммиака ограниченно и определяется только длиной трубопроводов в пределах самой холодильной установки.

Аммиак также возвращается в системы кондиционирования воздуха больших зданий.

Чиллеры с малой заправкой аммиаком используются обычно для охлаждения воды. Однако существенная экономия капитальных затрат и потребляемой энергии может быть достигнута, если охлаждать в них диоксид углерода, служащий промежуточным хладоносителем в системах кондиционирования воздуха.

Диоксид углерода

Диоксид углерода – также уникальный природный хладагент. Самые распространенные области его применения в настоящее время – низкотемпературные установки, системы холодоснабжения супермаркетов и низкотемпературные ступени больших промышленных морозильных установок и систем холодильного хранения.

Большая работа была проведена по созданию работающих в надкритической области систем на диоксиде углерода для автомобильных кондиционеров. Это вполне осуществимо, но гораздо труднее, чем использовать в кондиционерах углеводороды.

Появление винтовых и спиральных компрессоров с экономайзером позволяет получить при работе на CO_2 в окрестности или выше критической температуры высокую эффективность. В настоящее время есть винтовые компрессоры на давления до 100 бар, но они не предназначены для холодильной техники и не имеют экономайзерных портов. Однако появление холодильных компрессоров на диоксиде углерода, рассчитанных на высокие давления, это только вопрос времени.

Можно с уверенностью предсказать, что диоксид углерода будет все шире использоваться как хладоноситель, как хладагент в низкотемпературных ступенях каскадных систем и, когда появятся соответствующие компрессоры, – в одноступенчатых системах кондиционирования воздуха. Уже понятны существенные преимущества диоксида углерода как промежуточного хладоносителя в системах кондиционирования воздуха: лучшая теплопередача, уменьшение трубопроводов, снижение мощности насоса и отсутствие необходимости в воде.

Мы живем в переходный для холодильной техники период. Такие времена всегда интересны, но иногда тяжелы и опасны. Это время вызова и возможностей для профессиональных инженеров-холодильщиков. Я верю, что они ответят на этот вызов.

FRIGODESIGN

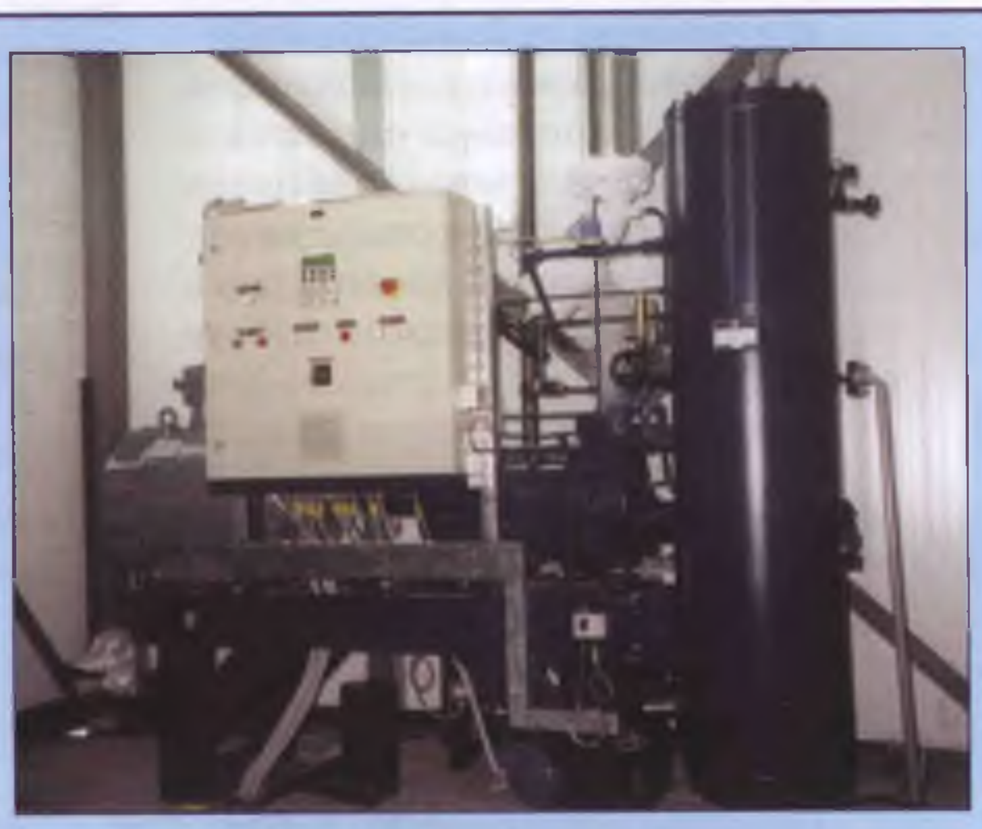
ФРИГОДИЗАЙН

Холодильное оборудование из Европы

СПЕЦИАЛИЗАЦИЯ ФИРМЫ:

Поставка оборудования **для систем холодоснабжения производительностью до 4 МВт, холодильных камер и складов, систем подогрева полов**

Производство **под заказ многокомпрессорных агрегатов и водоохлаждающих установок на базе компрессоров BITZER и L'Unite Hermetique**



Продажа холодильного оборудования

- **компрессоры и агрегаты BITZER, L'Unite Hermetique;**
- **теплообменное оборудование CROCCO;**
- **автоматика и арматура ALCO, CASTEL, HANSA, HERL, DIXELL, SPORLAN, PARKER, KMP**

АДРЕС:

125438, г.Москва,
ул.Онежская, д.8/10, офис 503
Т./ф.: (095) 363-9034 (многоканальный),
E-mail: frigotech@mail.ru
http://www.frigotechnika.ru

УДК 621.575

Влияние оребрения на теплообмен при кипении водного раствора бромида лития в генераторе абсорбционного преобразователя теплоты

Р. М. МИНЕВЦЕВ, О. В. ВОЛКОВА, А. В. БАРАНЕНКО
Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий

Heat exchange during boiling of aqueous solutions of lithium bromide of different concentrations in bare and finned tubes in large volume has been investigated. It is shown that the heat exchange coefficient during boiling in finned tube is 15–20 % higher than in bare tube. Empirical relationships of heat transfer coefficients during boiling in bare and finned tube have been obtained. These studies show that finned tubes can be recommended for use in generators of absorption lithium bromide heat transformers.

Генератор затопленного типа является одним из элементов абсорбционных бромисто-литиевых преобразователей теплоты (АБПТ), в котором осуществляется процесс выпаривания раствора бромида лития. Известно, что для интенсификации теплопередачи в холодильных машинах используют оребренные поверхности теплообмена. Однако в отечественных АБПТ они до настоящего времени не применялись.

Для оценки возможности использования оребренных теплообменных труб в генераторе затопленного типа АБПТ необходимо исследовать влияние оребрения на теплообмен при кипении водного раствора бромида лития.

Цель работы – исследование теплообмена при кипении водных растворов бромида лития различной концентрации на гладкой и оребренной трубах в большом объеме.

На основании коррозионных испытаний различных конструкционных материалов были выбраны трубы, изготовленные из медно-никелевого сплава марки МНЖ-Мц 30-1-1 [1]: гладкая с наружным диаметром 16 мм и оребренная с таким же наружным диаметром и трапецеидальным профилем ребра. Коэффициент оребрения $\beta = 1{,}75$.

Экспериментальные исследования проводили на стенде, принципиальная схема которого и методика проведения эксперимента описаны в [5].

В качестве рабочих жидкостей использовали растворы бромида лития в воде с концентрацией $\xi = 50–65$ % и дистиллированную воду.

Условия проведения эксперимента были выбраны в соответствии с режимами работы большинства генераторов затопленного типа АБПТ, а именно:

- для гладкой трубы – давление насыщенных паров $p = 9{,}8$ кПа; плотность теплового потока $q = 2...30$ кВт/м^2.
- для оребренной трубы – давление насыщенных паров $p = 9{,}8$; 19,6; 24,3 кПа; плотность теплового потока $q = 5...20$ кВт/м^2.

Зависимость коэффициента теплоотдачи α от плотности теплового потока q при кипении водного раствора бромида лития на гладкой трубе из сплава МНЖ-Мц 30-1-1 представлена на рис. 1 (линия *3*). Для сравнения на этом же рисунке даны зависимости вида $\alpha \approx f(q)$, приведенные в работах [2, 6]. Из сопоставления представленных зависимостей видно, что значения коэффициента теплоотдачи α, полученные авторами, на 25 % меньше, чем в работе [6], и на 35 % больше, чем в работе [2]. Расхождение результатов можно объяснить использованием различных конструкционных материалов и разными диаметрами и толщиной стенок труб.

Сравнение коэффициентов теплоотдачи при кипении водного раствора бромида лития и воды на гладкой и оребренной трубах из медно-никелевого сплава марки МНЖ-Мц 30-1-1 представлено в таблице и на рис. 2. Значения коэффициентов теплоотдачи при кипении на оребренной трубе на 15–20 %выше, чем на гладкой.

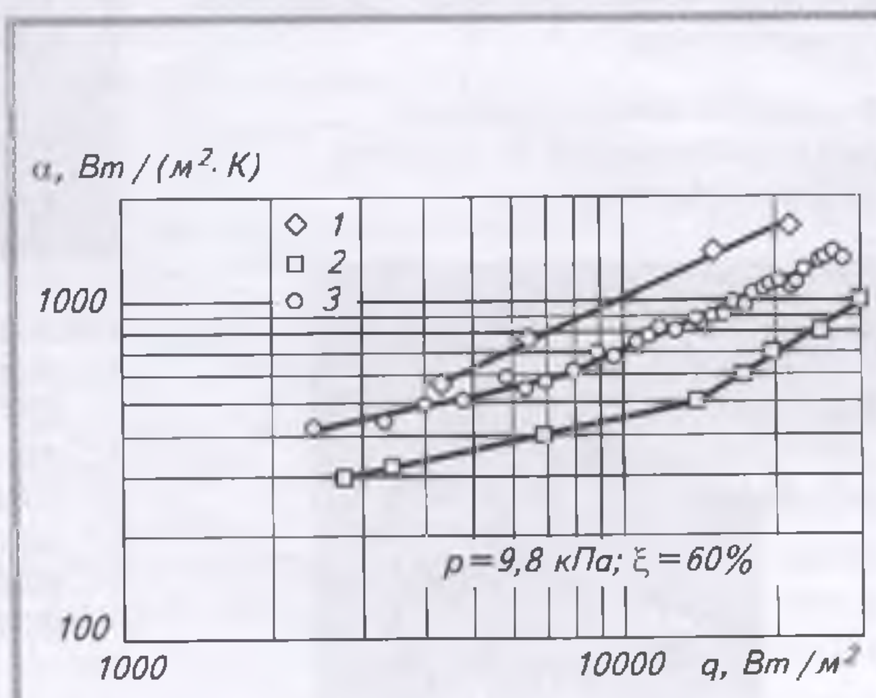


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от плотности теплового потока q при кипении водного раствора бромида лития с концентрацией 60 %, по данным различных авторов: 1 – стальная труба с наружным диаметром $d_{нар} = 25$ мм [6]; 2 – цилиндр из стали 20 с $d_{нар} = 20$ мм [2]; 3 – гладкая труба из МНЖ Мц 30-1-1 с $d_{нар} = 16$ мм

Сравнение коэффициента теплоотдачи α при кипении дистиллированной воды и водного раствора бромида лития на гладкой и оребренной трубе из медно-никелевого сплава марки МНЖ-Мц 30-1-1

q, Вт/м²	Гладкая труба	Оребренная труба
	α_1, Вт/(м² · К)	α_2, Вт/(м² · К)
p = 9,8 кПа; ξ = 0 %		
10000	1450	1720
15000	1864	2221
20000	2228	2662
p = 9,8 кПа; ξ = 53,8 %		
10000	831	964
15000	1069	1245
20000	1278	1492
p = 9,8 кПа; ξ = 60,3 %		
10000	745	860
15000	958	1111
20000	1146	1331

Примечание. α_1 – расчет по зависимости (1); α_2 – расчет по зависимости (2).

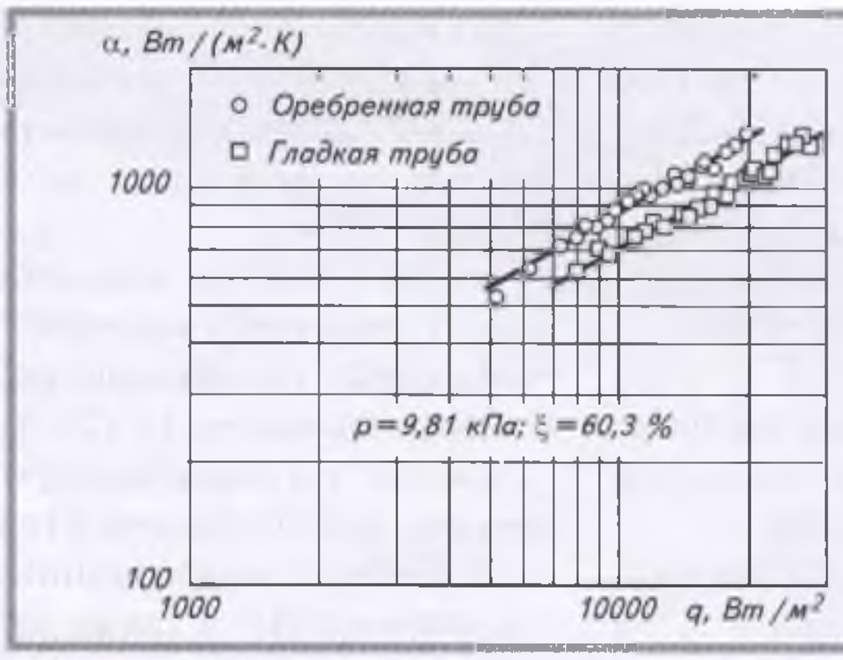


Рис. 2. Сравнение экспериментальных данных при кипении водного раствора бромида лития на гладкой и оребренной трубах

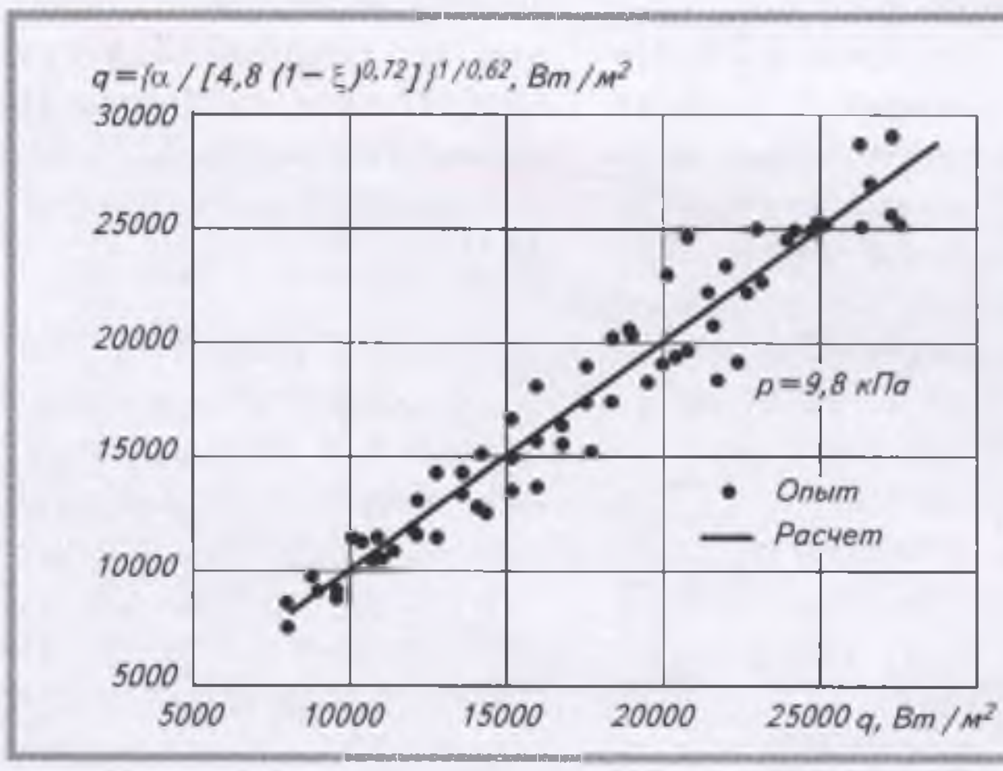


Рис. 3. Обобщение опытных данных при кипении водного раствора бромида лития на гладкой трубе из медно-никелевого сплава марки МНЖ-Мц 30-1-1

При обобщении экспериментальных данных была получена следующая эмпирическая зависимость для кипения водных растворов бромида лития и воды на гладкой трубе:

$$\alpha = 4{,}8q^{0.62}(1-\xi)^{0.72}, \qquad (1)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²;

ξ – массовая доля бромида лития в растворе, кг/кг.

Сравнение экспериментальных и расчетных значений представлено на рис. 3. Относительная погрешность не превышает 12 %.

Эмпирическая зависимость для α при кипении водных растворов бромида лития и воды на оребренной трубе имеет вид

$$\alpha = 2{,}68q^{0.63}p^{0.29}(1-\xi)^{0.75}, \qquad (2)$$

где p – давление насыщенных паров, кПа.

Сравнение опытных данных с результатами расчета по зависимости (2) приведено на рис. 4. Максимальная относительная погрешность составляет18 %.

Были получены также частные зависимости для кипения на оребренной трубе воды

$$\alpha = 2{,}37q^{0.64}p^{0.29} \qquad (3)$$

и водного раствора бромида лития

$$\alpha = 0{,}44q^{0.64}p^{0.30}\xi^{-2.0}. \qquad (4)$$

Диапазон изменения концентрации в уравнении (4) – от 50 до 65 %.

Расхождение экспериментальных данных с рассчитанными по уравнениям (3) и (4) не превышает 9 %.

Из формул (2) и (4) следует, что концентрация раствора ξ оказывает существенное влияние на коэффициент теплоотдачи.

Связь между коэффициентом теплоотдачи и плотностью теплового потока хорошо аппроксимируется логарифмической прямой с показателем степени q от 0,6 до 0,7 [3]. Для массовых расчетов в работе [4] его предлагается принимать равным 2/3.

В работе [6] для описания про-

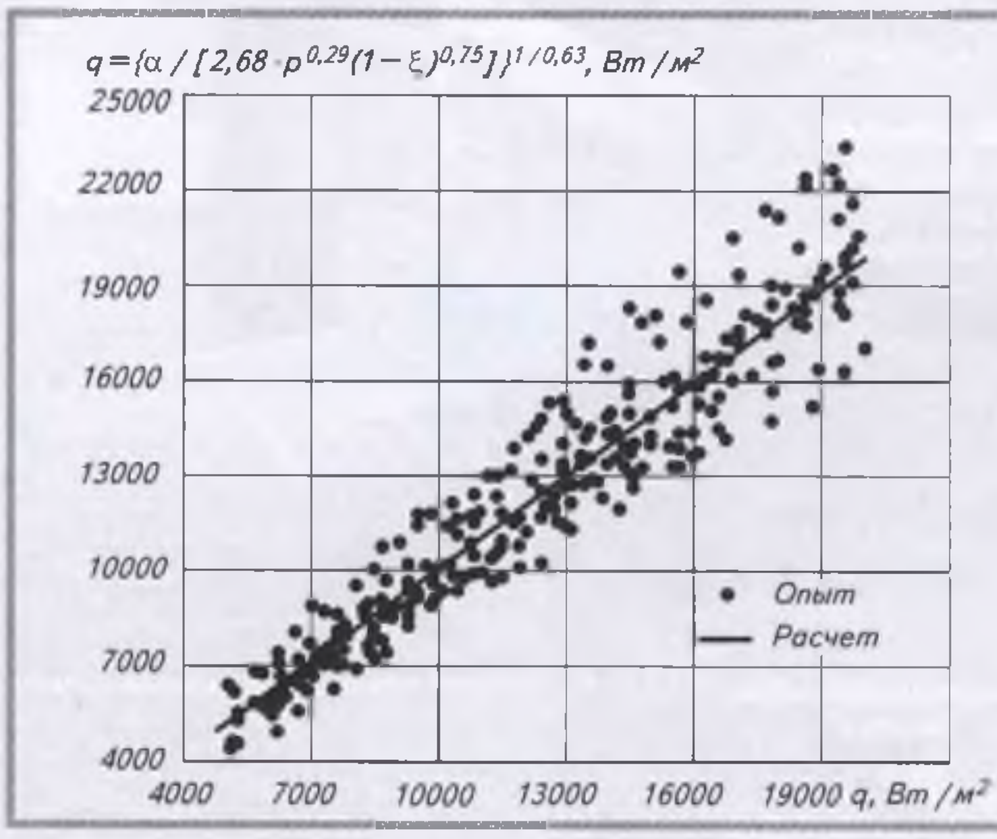


Рис. 4. Обобщение опытных данных при кипении дистиллированной воды и водного раствора бромида лития на оребренной трубе из медно-никелевого сплава марки МНЖ-Мц 30-1-1

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

цесса теплообмена при кипении в большом объеме водных растворов бромида лития и хлорида лития предлагается следующая эмпирическая зависимость, описывающая данный процесс с хорошей степенью приближения:

$$a = Aq^n, \quad (5)$$

где $n \approx 0{,}63$ – среднее значение показателя степени для растворов бромида и хлорида лития.

Для чистых поверхностей следует принимать значения $n = 0{,}7$, а для загрязненных $n = 0{,}6$.

Значения коэффициента A и показателя степени n зависят также от концентрации раствора и парциального давления над раствором. Так, например, по данным работы [6], для раствора бромида лития при уменьшении парциального давления от 101 до 13,7 кПа значение коэффициента A увеличивается от 1,71 до 2,34, а при изменении концентрации раствора от 10 до 50 % показатель степени n уменьшается от 0,8 до 0,7.

По данным работы [2], показатель степени n в зависимости вида $\alpha \approx f(q^n)$ в области пузырькового кипения близок к 1 при кипении как чистой воды, так и растворов бромида лития.

Таким образом, применение оребренных труб увеличивает коэффициент теплоотдачи со стороны раствора на 15–20 %, что позволит интенсифицировать процесс теплопередачи в генераторе. С учетом коррозионных исследований [1], а также приведенных экспериментальных данных по теплообмену трубы с оребренным профилем можно рекомендовать при изготовлении генераторов затопленного типа АБПТ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Волкова О. В., Миневцев Р. М., Бараненко А. В.* Влияние ингибиторов коррозии на конструкционные материалы с оребренной поверхностью при кипении водного раствора бромида лития. Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке// Сборник трудов II Международной научно-технической конференции, посвященной 300-летию Санкт-Петербурга. 2003. Т. 1.

2. *Дорохов А. Р., Бочагов В. Н.* Кипение водных растворов бромистого лития в большом объеме// Холодильная техника. 1980. № 6.

3. *Кутателадзе С. С.* Основы теории теплообмена. – Изд. 5-е перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979.

4. *Лабунцов Д. А.* Вопросы теплообмена при пузырьковом кипении жидкости// Теплоэнергетика. 1972. № 9.

5. *Миневцев Р. М., Бараненко А. В., Волкова О. В.* Исследование процесса кипения водного раствора бромистого лития на одиночной гладкой трубе из медно-никелевого сплава// Известия СПбГУНиПТ. 2003. № 1(5).

6. *Чернобыльский И. И., Кременев О. А., Чавдаров А. С.* Теплоиспользующие установки для кондиционирования воздуха. – Киев: Машгиз, 1958.

УДК 621.565.93

Разработка и исследование теплообменного аппарата с применением пористых материалов

Канд. техн. наук **В.В. КИРЕЕВ**
ООО «Производственно-перерабатывающий комплекс», г. Тулун

A new heat exchanger «liquid-air» is offered where the process of heat exchange is intensified through the use of the tubes of a drop like section (instead of round tubes), and the surface of heat exchange is significantly increased owing to the use of net plates. The increase in heat exchanger efficiency is also achieved during evaporation on heat exchanger surface of the water injected into the flow of the cooling air.

Задача интенсификации процессов теплообмена и создания высокоэффективных теплообменных аппаратов является весьма актуальной в современной энергетике. Ее решение сводится к достижению не только высоких теплоаэродинамических характеристик, но и таких показателей, как надежность в эксплуатации, простота конструкции, технологичность в изготовлении, малые габаритные размеры и небольшая стоимость. Не менее важна и возможность изготовления теплообменной аппаратуры из дешевых недефицитных материалов. Предлагаемые в публикуемой ниже статье конструкции теплообменных аппаратов, на наш взгляд, отвечают вышеперечисленным требованиям.

Теплообменники с ребристыми поверхностями применяются в тех случаях, когда теплообмен происходит между двумя теплоносителями с сильно отличающимися коэффициентами теплоотдачи. Как правило, это система жидкость – воздух.

Совершенствование этих аппаратов достигается использованием новых конструкций теплообменных элементов (ТЭ), позволяющих обеспечить максимальную эффективность теплоотдачи со стороны воздуха.

В результате проведенных теоретических исследований и патентного поиска выявлено, что применение в воздушных теплообменных аппаратах труб каплеобразного сечения (вместо труб круглого сечения) позволяет увеличить эффективность теплообмена.

Из рис. 1, *а* видно, что охлаждающая среда при движении вокруг трубы каплеобразного сечения равномерно омывает всю ее поверхность, способствуя конвективному теплообмену, тогда как в случае трубы круглого сечения (рис. 1, *б*), задняя часть трубы не контактирует непосредственно с охлаждающей средой, и теплоотдача в этой зоне определяется в основном теплопроводностью стенки трубы.

Кроме того, условный диаметр проходного сечения трубы в варианте 1, *а* в 2 раза больше, чем в 1, *б*, что позволяет пропускать бóльшие объемы жидкости.

Было выявлено, что при впрыске воды в поток воздуха часть ее образует пленку на поверхности ТЭ, которая, испаряясь, понижает температуру стенки. В результате улучшается процесс теплообмена.

Оставшаяся же часть мелкодисперсных капель воды испаряется в потоке воздуха. Он насыщается парами воды, и интенсивность процесса массообмена при этом снижается. Для того чтобы уменьшить эту долю влаги, необходима максимально развитая поверхность теплообмена, каковой, по нашему мнению, является пористая поверхность, в частности набор сетчатых пластин.

Несмотря на обилие работ, посвященных исследованию воздушных теплообменных аппаратов [1, 2, 3], в большинстве случаев в них нет полного описания процесса, аналогичного происходящему в предлагаемом теплообменнике. К тому же данные, приводимые различными авторами, иногда не совпадают. Это привело к необходимости экспериментального исследования процесса как в лабораторных, так и в производственных условиях. Лабораторные исследования проводили

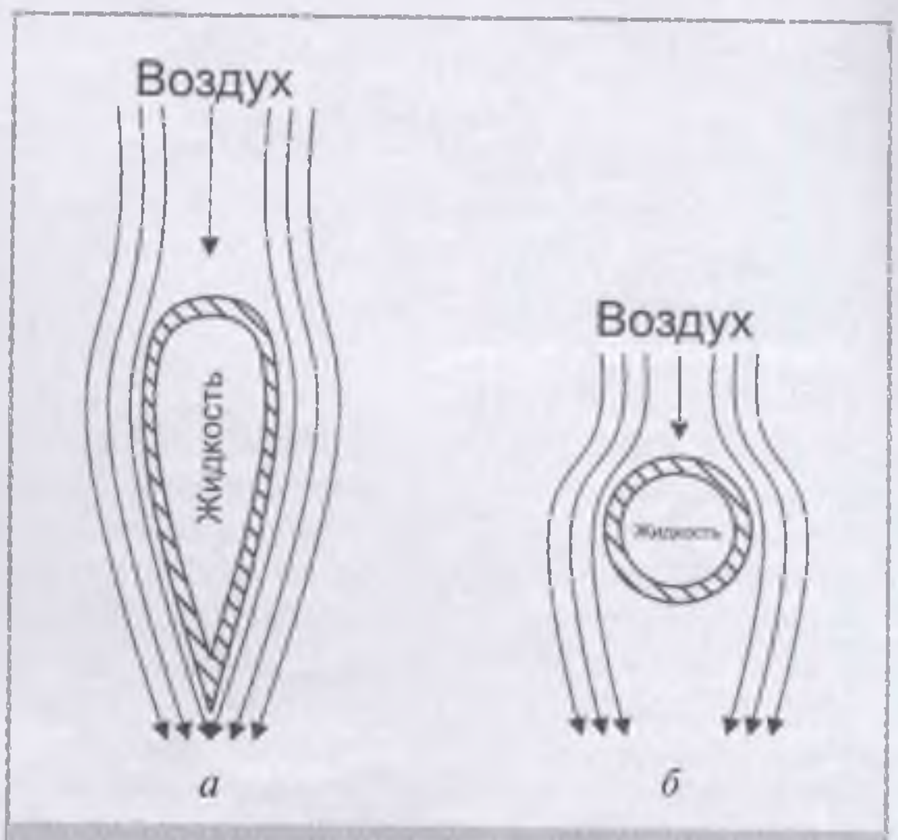


Рис. 1. Схема обтекания воздуха вокруг теплообменных элементов:
а – труба каплеобразного сечения; б – труба круглого сечения

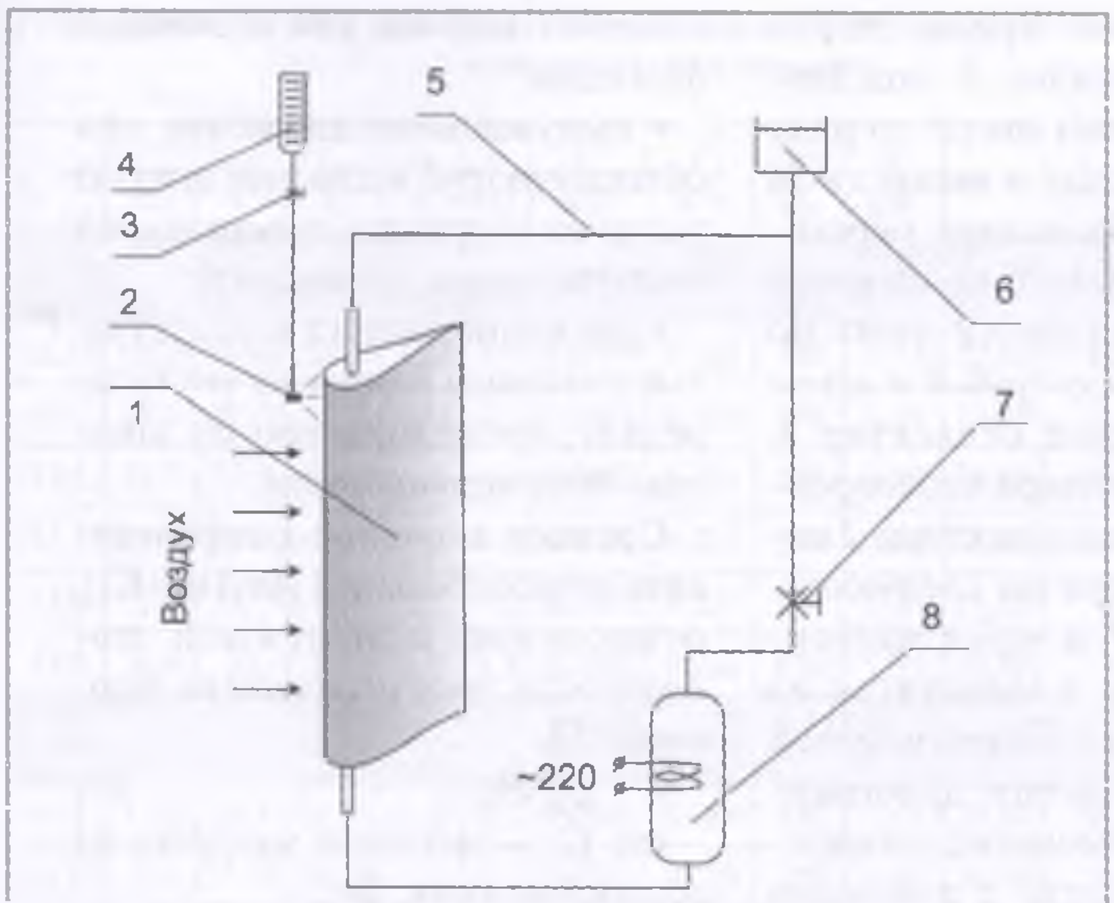


Рис. 2. Схема исследования теплообменного элемента: 1 – теплообменный элемент; 2 – форсунка; 3 – вентиль; 4 – емкость с водой; 5 –водяной контур; 6 – расширитель; 7 – регулирующий вентиль; 8 – нагреватель

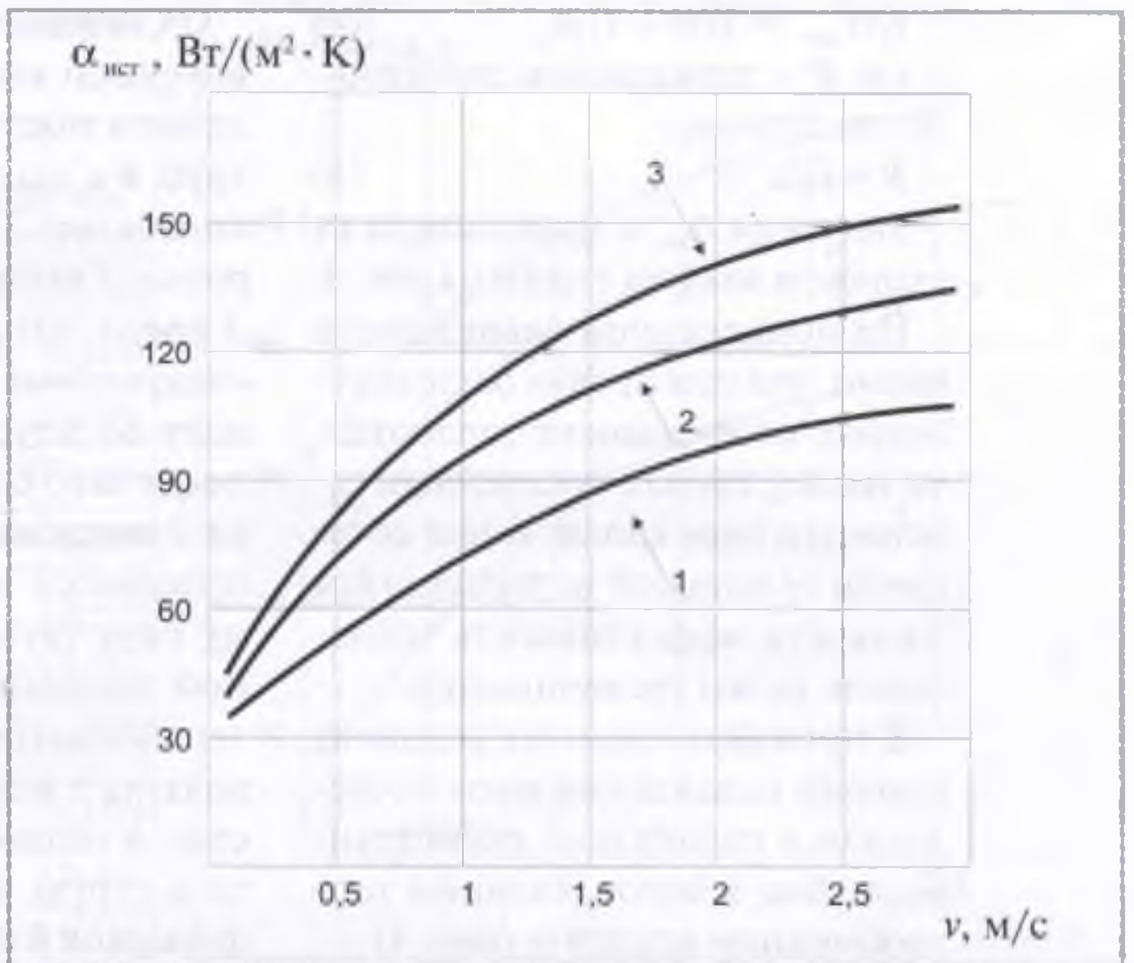


Рис. 3. Зависимость истинного коэффициента теплоотдачи от поверхности ТЭ к охлаждающей среде от скорости воздуха: 1 – цилиндрическая труба; 2 – каплеобразная труба; 3 – каплеобразная труба с орошением водой

на стенде (рис. 2). Изучали два теплообменных элемента, представляющие собой отрезки трубы длиной по 450 мм:

- круглого сечения диаметром 15 мм;
- каплеобразного сечения с полуокружностью того же диаметра.

Для повышения теплоотдачи со стороны подачи воздуха перед ТЭ установлена форсунка *2*, обеспечивающая мелкодисперсный распыл воды, поступающей из емкости *4*. Регулирование давления воды осуществляется вентилем *3*.

Схема лабораторных исследований такова. Вода, проходя через нагреватель *8* по трубам водяного контура *5*, поступает в теплообменный элемент *1*. Мощность нагрева и температура воды регулируются реостатом, расход жидкости – регулирующим вентилем *7*. Нужный расход воздуха обеспечивается вентилятором с регулятором напряжения. Уровень жидкости в системе поддерживается при помощи расширителя *6*. Выход на стационарный режим определяют по постоянству параметров в точках замера температуры воды и воздуха и расходов теплоносителей.

Температуру охлаждающего воздуха и температуру воды на входе и выходе из ТЭ замеряли с помощью хромель-копелевых термопар диаметром 0,1 мм. В качестве регистрирующего прибора применялся 12-точечный самопишущий потенциометр КСП-8, включенный в сеть через разделительный трансформатор. Термопары были предварительно протарированы в термостате. Холодные спаи помещали в сосуд Дьюара, температура плавления льда в котором контролировалась ртутным термометром с ценой деления 0,1 °С.

Для снятия текущих значений теплового потока, отводимого от ТЭ, был применен малоинерционный датчик ДТП-05 ТУ № 10158, разработанный Киевским технологическим институтом пищевой промышленности. Показания регистрировались самопишущим потенциометром КСП-4.

Скорость воздуха измеряли крыльчатым анемометром на расстоянии 50...100 мм от ТЭ.

В лабораторных испытаниях тепловой поток (Вт/м²) находили из выражения

$$q = AK, \quad (1)$$

где A – показания по диаграмме потенциометра КСП-4, мВ;

K – рабочий коэффициент датчика-тепломера, Вт/(м² · мВ).

Для датчика ДТП-0.5 ТУ K = = 41,6 Вт/(м² · мВ)

По величине разности текущих температур стенки трубы $T_n(\tau)$ и охлаждающей среды $T_c(\tau)$ и соответствующему им значению удельного теплового потока $q(\tau)$ находили значение коэффициента теплоотдачи от ТЭ к охлаждающей среде:

$$\alpha(\tau_n) = q(\tau)/[T_n(\tau) - T_c(\tau)]. \quad (2)$$

Значение $\alpha(\tau_n)$ вычисляли по формуле (2) в диапазоне температур от 363 до 293 К с шагом 10 К.

Среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи α для заданной скорости охлаждающей среды и расхода впрыскиваемой жидкости определяли как

$$\alpha = [\sum\alpha(\tau_n)]/n. \quad (3)$$

Истинное значение коэффициента теплоотдачи определяли из выражения

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

$$1/\alpha_{ист} = 1/\alpha - 1/R, \quad (4)$$

где R – термическое сопротивление стенки;

$$R = \delta/\lambda . \quad (5)$$

Значения $\alpha_{ист}$ в зависимости от скорости воздуха v даны на рис. 3.

Из приведенной зависимости видно, что при прочих равных условиях коэффициент теплоотдачи выше у трубы с поперечным сечением в виде капли. А при обтекании ее пленкой испаряющейся жидкости эффективность теплоотдачи резко увеличивается.

В производственных условиях процесс охлаждения воды исследовали в специально сконструированном и изготовленном теплообменном аппарате (рис. 4).

Трубы *4* в поперечном сечении имеют вид вытянутой капли, что позволяет увеличить поверхность теплообмена и уменьшить турбулизацию воздуха. Для улучшения теплообмена трубы расположены в шахматном порядке. Выпуклая и вытянутая стороны трубы крепятся к соответствующим сетчатым пластинам *5*.

Теплообменный аппарат работает следующим образом (см. рис. 4 и 5).

Охлаждаемая среда через впускной коллектор *2* под давлением поступает вверх по ряду труб *4* с выходом в выпускной коллектор *3*. Благодаря перегородке *7* выпускного коллектора *3* среда направляется вниз по следующему ряду труб *4* и затем идет во впускной коллектор *2*, после чего благодаря перегородке *7* впускного коллектора *2* направляется вверх по следующему ряду труб *4* и через выпускной коллектор *3* выводится из теплообменника. Перед подачей воздуха в межтрубное пространство *6* теплообменного аппарата в струю воздуха с помощью форсунок *8* впрыскивают мелкодисперсные капли воды. Воздух, проходя через сетчатые пластины *5* и ряды труб *4*, забирает теплоту охлаждаемой среды, проходящей по трубам *4*, и выходит с другой стороны теплообменника.

При впрыске мелкодисперсной воды в поток воздуха влага испаряется на теплообменных поверхностях аппарата, понижая температуру стенки.

Охлаждаемый воздух, циркулирующий по теплообменнику, выполняет как бы две основные функции:

- вынужденное движение при обтекании труб и пластин отводит тепло от наружных поверхностей (вынужденная конвекция);
- движение воздуха через сетчатые пластины влияет на теплопередачу, происходящую по законам теплопроводности.

Среднее значение коэффициента теплопередачи k [Вт/(м^2 · K)], отнесенное к наружной поверхности, рассчитывали по формуле [3]

$$k = Q_k/F\theta, \quad (6)$$

где Q_k – тепловая нагрузка на теплообменник, Вт;

F – наружная поверхность теплообменника, м^2;

θ – среднелогарифмическая разность температур, K.

Для составления теплового баланса теплообменника определяем количество теплоты, отводимое от охлаждаемой воды,

$$Q_w = c_p \rho_w \bar{V}_w \Delta t_w, \quad (7)$$

где c_p – теплоемкость воды;

ρ_w – плотность воды;

$\bar{V}_w$ – объемный расход воды;

Δt_w – измеренный перепад температур по воде.

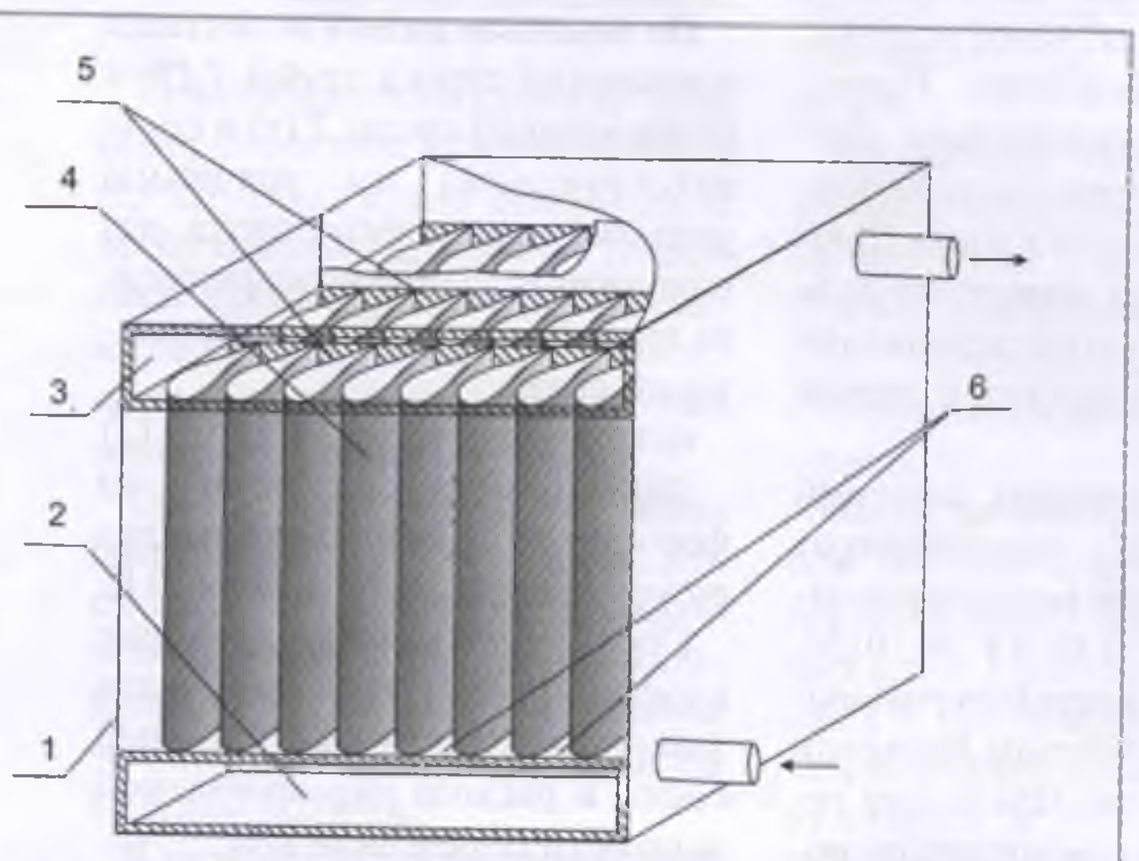


Рис. 4. Теплообменный аппарат:
1 – корпус; 2 – впускной коллектор; 3 – выпускной коллектор; 4 – трубы; 5 – сетчатые пластины; 6 – межтрубное пространство

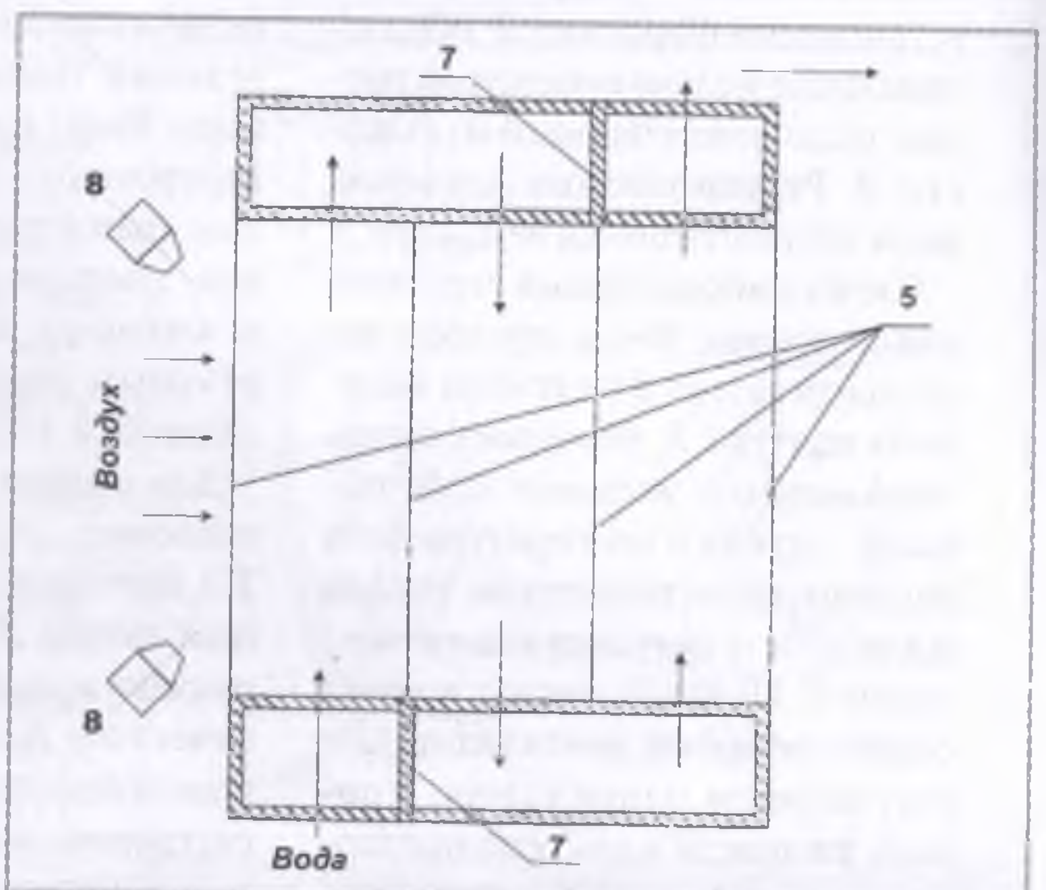


Рис. 5. Схема движения охлаждающей среды:
5 – сетчатые пластины; 7 – перегородки коллектора; 8 – форсунка

Результаты экспериментальных исследований воздушного теплообменника с пористыми пластинами

$t_{в1}$, °C	$t_{в2}$, °C	t_{w1}, °C	t_{w2}, °C	Δt_w, °C	$\Delta t_в$, °C	V_w, м³/с	$V_в$, м³/с	Δp*, Па	$Q_д$, кВт	θ, °C	k, Вт/(м² · град)	$w_л$**, м/с
Прямоток												
12,35	18,25	38,48	37,1	1,38	5,9	0,0002	0,165	140	1,15	22,29	44,01	0,1889
12,5	18,5	39,03	37,5	1,53	6,0	0,0002	0,180	200	1,28	22,55	48,42	0,206
12,5	18,7	38,3	36,5	1,8	6,2	0,0002	0,204	270	1,50	20,55	48,42	0,206
13,1	19,6	38,9	37	1,9	6,5	0,0002	0,215	380	1,58	21,32	63,21	0,246
13,0	20	39,7	37,5	2,2	7,0	0,0002	0,221	520	1,83	21,66	72,06	0,253
13,0	20,9	39	36,7	2,3	7,9	0,0002	0,235	620	1,92	20,48	79,96	0,269
Противоток												
12,7	17,6	39,8	38,55	1,25	5,1	0,0002	0,165	140	1,04	23,87	37,16	0,1889
12,9	18,6	37,15	35,45	1,7	5,7	0,0002	0,180	200	1,42	20,48	59,14	0,206
13,5	20	38,1	37,2	1,8	6,5	0,0002	0,204	270	1,50	20,35	62,87	0,234
12,9	20	38,2	37,7	1,9	7,1	0,0002	0,215	380	1,58	20,69	65,14	0,246
13,9	24,4	37	37,8	2,1	7,5	0,0002	0,221	520	1,75	19,06	78,31	0,253
13,3	21,2	37,6	36,7	2,3	7,9	0,0002	0,236	620	1,92	19,26	85,03	0,269

* Δp – потери давления в теплообменнике; ** $w_л$ – средняя скорость воздуха в порах сетчатых пластин.

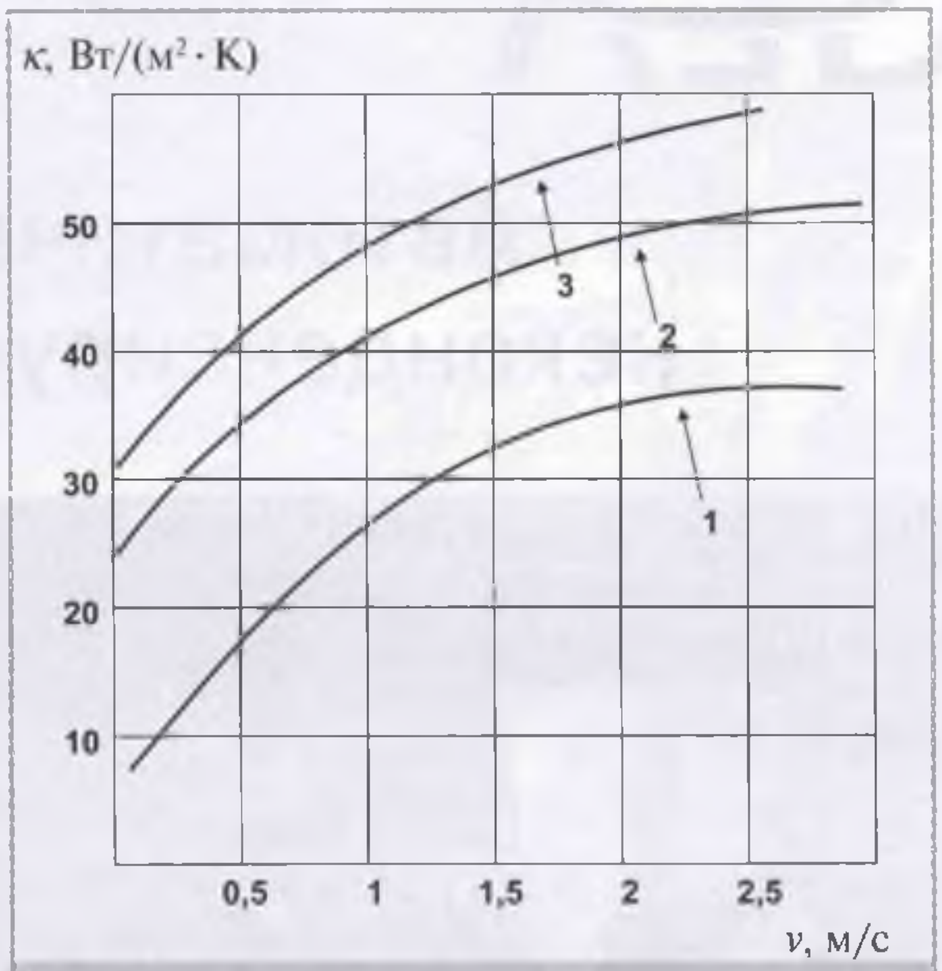


Рис. 6. Зависимость изменения коэффициента теплопередачи теплообменного аппарата от скорости охлаждающей среды (Т воздуха = 278 К) при скорости движения воды по трубам 0,1 м/с: 1 – без сетчатых пластин; 2 – с сетчатыми пластинами: 3 – с сетчатыми пластинами и впрыском воды

Количество теплоты, отдаваемое водой воздуху,

$$Q_в = c_{рв}\rho_в \bar{V}_в \Delta t_в , \qquad (8)$$

где $c_{рв}$ – теплоемкость воздуха;

$\rho_в$ – плотность воздуха;

$\bar{V}_в$ – объемный расход воздуха через теплообменник;

$\Delta t_в$ – нагрев воздуха в теплообменнике.

Несходимость теплового баланса при обработке всех опытных данных не превышала 5%.

Среднелогарифмическая разность температур в режиме прямотока

$$\theta = \frac{(t_{w1} - t_{в1}) - (t_{w2} - t_{в2})}{\ln[(t_{w1} - t_{в1})/(t_{w2} - t_{в2})]} \qquad (9)$$

и противотока

$$\theta = \frac{(t_{w1} - t_{в2}) - (t_{w2} - t_{в1})}{\ln[(t_{w1} - t_{в2})/(t_{w2} - t_{в1})]}, \qquad (10)$$

где t_{w1} и t_{w2} – температуры воды на входе и выходе из теплообменника;

$t_{в1}$ и $t_{в2}$ – температуры воздуха на входе и выходе из теплообменника.

Результаты эксперимента представлены в таблице.

Так как основная величина потерь давления в теплообменнике определяется скоростью воздуха в наиболее узком сечении, которым является фронтальное сечение аппарата (а не площадь пористой пластины, через которую происходит фильтрация воздуха), можно достигнуть снижения общих потерь давления в теплообменнике. Для этого необходимо обеспечить примерное равенство площади фронтального сечения теплообменника и площади фильтрации пористой пластины. Такое конструктивное исполнение позволит увеличить скорость движения воздуха через аппарат и приведет в целом к дальнейшему увеличению коэффициента теплопередачи при сохранении потерь давления в допустимых пределах.

В результате анализа экспериментальных данных (рис. 6) выявлено, что охлаждение в данном теплообменнике интенсифицируется благодаря применению труб каплеобразной формы, сетчатых пластин, обладающих развитой поверхностью теплообмена, и впрыску в охлаждающую среду мелкодисперсной жидкости.

Предварительный анализ данных показывает, что величина коэффициентов теплопередачи при допустимых потерях давления (в пределах 250...500 Па) составляет 60...80 Вт/(м² · К), что выше, чем в обычных ребристых теплообменниках – 50 Вт/(м² · К).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р.* Пластинчатые и спиральные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.

2. *Лебедев П.Д., Щукин А.А.* Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. – М.: Энергия, 1970. – 408 с.

3. *Ульянов Б.А., Баденников В.Я., Щелкунов Б.И., Патрушев К.Ю.* Расчет теплообменных аппаратов. – Иркутск: ИГТУ, 2001. – 215 с.

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

МИКОЛАЇВСЬКА ДЕРЖАВНА ОБЛАСНА БІБЛІОТЕКА ім. О. Гмирьова 54001, м. Миколаїв, вул. Московська, 9

Грассо Рефрижерейшн, ООО
Grasso International GmbH / B.V.

Автоматический отделитель неконденсирующихся газов Purger

Фирма «Грассо» выпускает автоматический отделитель неконденсирующихся газов Purger для низкотемпературных аммиачных и фреоновых холодильных установок.

Многолетний опыт эксплуатации автоматического отделителя Purger в России на мясокомбинатах, молочных заводах, фабриках мороженого, предприятиях по выпуску быстрозамороженных полуфабрикатов и т. д. показал его высокую надежность и простоту в обслуживании. Затраты на подключение отделителя Purger к действующим холодильным установкам минимальны.

В холодильных системах по возможности вообще не должно быть неконденсирующихся газов. Наиболее эффективный способ избавиться от них – автоматическое отделение, поскольку в этом случае любой попадающий в систему неконденсирующийся газ немедленно устраняется.

Традиционный процесс отделения обычно сопровождается утечками дорогостоящего и опасного для окружающей среды хладагента. Автоматический автономно охлаждаемый отделитель неконденсирующихся газов фирмы «ГРАССО», имеющий возможность самоблокировки, сводит к минимуму вышеуказанные потери.

Эффект от применения автоматического отделителя Purger в аммиачной холодильной системе (пример)

В холодильной установке без отделителя неконденсирующихся газов, работающей на аммиаке, датчик показывает давление нагнетания 12,4 бар, что соответствует температуре 32 °С. Измеренное значение температуры конденсации 24 °С соответствует давлению конденсации 9,7 бар. Таким образом, парциальное давление неконденсирующихся газов составляет 2,7 бар. И если в этом случае давление всасывания будет 2,9 бар при температуре –10 °С, то путем элементарного расчета можно определить, что снижение холодопроизводительности на 7,3 % произошло при увеличении потребляемой мощности на 17,1 %. Это приводит к увеличению энергопотребления на 26,2 %!

Результаты использования автоматического отделителя неконденсирующихся газов

✓ Производительность холодильной установки достигает своего максимального значения и уже не снижается при дальнейшей работе оборудования.

✓ Поддерживается высокое качество масла и хладагента.

✓ Холодильная установка становится более безопасной для обслуживающего персонала и не загрязняет окружающую среду.

✓ Снижается энергопотребление.

✓ Значительно сокращаются потери хладагента.

✓ Уменьшается расход масла.

✓ Сокращается число (или отсутствуют) аварийные простои оборудования в жаркий летний период.

✓ Уменьшается количество рабочих часов компрессора и конденсатора благодаря максимальному уровню производительности, а также снижаются износ оборудования холодильной установки и потребность в техобслуживании и ремонте.

Грассо Рефрижерейшн, ООО,
Grasso International, Представительство в Москве:
Семеновский вал, 6, строение 1, 105094, Россия, Москва
Тел.: (095) 787-20-11, 787-20-13, 787-20-14, 787-20-16. Факс: (095) 787-20-12
E-Mail: grasso@gea.ru. Адрес в Интернете: http://www.grasso.nl

Реконструкция системы холодоснабжения линии приемки молока на ОАО «Царицынский молочный комбинат»

А.А. РАЕВ
ЗАО «СИЕСТА-ХОЛОД»

Фирмой «Сиеста-Холод» выполнены проектные работы по реконструкции системы холодоснабжения линии приемки молока на ОАО «Царицынский молочный комбинат».

Молоко на линии приемки охлаждается ледяной водой с температурой 1...2 °С, которую обеспечивают холодильные машины.

В течение почти 30 лет на молочном комбинате ледяную воду получали в холодильной установке, включающей 13 компрессорных агрегатов (6 агрегатов типа FMS 3900 производства немецкой фирмы «Кюльавтомат», 5 агрегатов типа АУУ400 и 2 агрегатов типа АУ200 отечественного производства), 4 испарителя погружного типа и конденсаторную группу. Компрессоры соединены по коллекторной схеме, так же соединены и теплообменные аппараты.

Такое техническое решение имеет ряд недостатков:

- Коллекторная схема требует разветвленной сети аммиачных трубопроводов значительной длины и большого количества арматуры, что усложняет обеспечение герметичности системы и приводит к неизбежным потерям хладагента.
- Испарители погружного типа из-за недостаточной эффективности теплообмена в них должны работать в режимах с более низкими температурами кипения, чем другие типы аппаратов. Вследствие этого компрессорное оборудование используется нерационально и повышается расход электроэнергии на выработку холода.
- Низкая эффективность теплообмена в испарителях погружного типа и длинные аммиачные трубопроводы обусловливают необходимость заправки в систему больших количеств аммиака.

Кроме того, действующая холодильная установка практически полностью выработала свой ресурс.

Согласно проекту новая система охлаждения ледяной воды должна быть укомплектована пятью комплексными аммиачными холодильными машинами типа WRV255.110. Четыре машины полностью обеспечивают потребности в холоде существующей системы охлаждения молока (с учетом необходимого резерва). Пятая машина предусмотрена на случай возможного увеличения выпуска молочных продуктов или освоения новых технологий переработки молока, требующих больших холодильных мощностей.

Холодильная машина типа WRV255.110 (см. фото) представляет собой моноблочную конструкцию полной заводской готовности. Монтаж сводится к закреплению машины на предназначенном для нее месте и подсоединению трубопроводов охлаждаемой и охлаждающей воды, а также электропитания. При таком техническом решении (в отличие от традиционных разветвленных аммиачных систем, работающих по насосно-циркуляционной схеме) количество разъемных соединений и арматуры минимально, а длинные аммиачные трубопроводы и аммиачные насосы вообще не нужны. Естественно, при этом сокращается количество заправляемого в систему аммиака и значительно проще обеспечивается герметичность системы.

Холодильная машина выполнена на базе винтового компрессора WRV255.110 фирмы Howden Compressors (см. статью в журнале «Холодильная техника» № 8/2003). Компрессор характеризуется высокой надежностью. Он может работать на широко применяемом в России масле ХА30.

Общий вид холодильной машины WRV255.110

В качестве испарителя и конденсатора применены полусварные теплообменники пластинчатого типа, для которых характерен малый объем внутренних полостей, что радикально сокращает количество заправляемого аммиака. Конструкция испарителя позволяет охлаждать воду до 2 °С без опасности ее замерзания или механического повреждения аппарата.

Схема холодильной машины представлена на рисунке. Следует отметить следующие ее особенности.

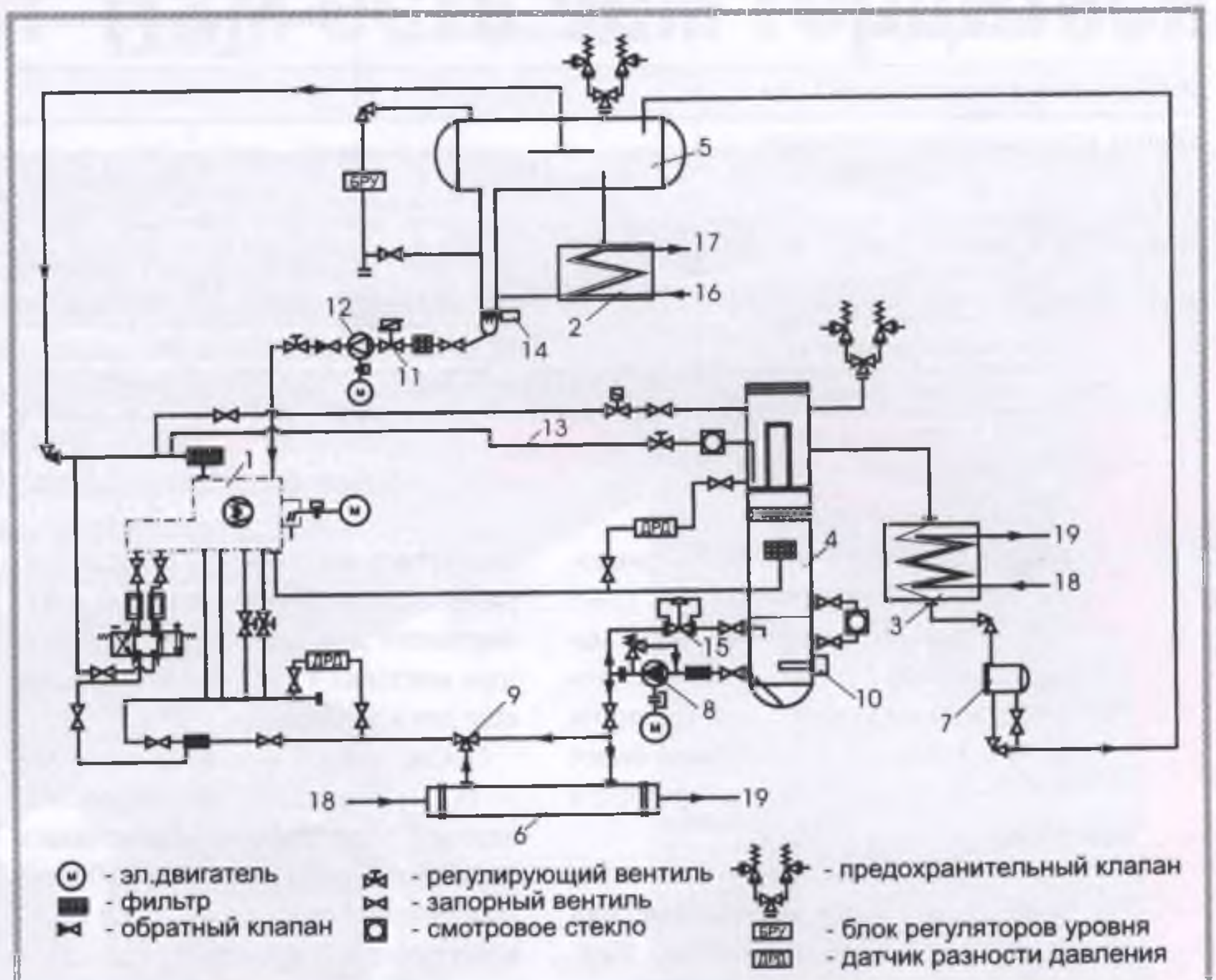
➢ В качестве дроссельного органа используется поплавок высокого давления *7*. Это позволяет практически весь заправленный в систему аммиак держать на стороне низкого давления, что повышает безопасность работы оборудования.

➢ Хладагент в испаритель *2* поступает через отделитель жидкости *5* под действием сил гравитации.

➢ Предусмотрены автоматические системы возврата масла из отделителя жидкости, а также масла, которое не было задержано первой ступенью маслоотделителя и отделилось только в фильтрующих элементах на выходе из аппарата.

Для обеспечения автоматического возврата масла из отделителя жидкости *5* в нижней части стояка установлены электронагреватель небольшой мощности *14* и температурный датчик. При отсутствии масла температура в месте размещения датчика соответствует рабочей температуре кипения. При накоплении масла температура повышается и температурный датчик дает команду на открытие соленоидного вентиля *11* и включение масляного насоса *12*. Отключение насоса происходит по команде реле времени. Продолжительность работы насоса выбрана таким образом, чтобы обеспечивать понижение уровня масла от места размещения температурного датчика до дна стояка.

Для возврата масла из второй ступени маслоотделителя предусмотрена специальная линия *13* с регулирующим вентилем и смотровым стеклом. Степень открытия регулирующего вентиля должна обеспечивать прохождение через трубопровод всего отделенного масла и небольшого количества паров аммиака.



Принципиальная схема холодильной машины WRV255.110:
1 – компрессор; 2 – испаритель; 3 – конденсатор; 4 – маслоотделитель; 5 – отделитель жидкости; 6 – маслоохладитель; 7 – поплавок высокого давления; 8, 12 – масляные насосы; 9 – автоматический трехходовой клапан; 10, 14 – электронагревательные элементы; 11 – соленоидный вентиль; 13 – линия возврата масла из маслоотделителя; 15 – редукционный клапан возврата масла; 16 – вход воды на испаритель; 17 – выход воды из испарителя; 18 – вход воды на конденсатор и маслоохладитель; 19 – выход воды из конденсаторы и маслоохладителя

Работа холодильной машины полностью автоматизирована и не требует присутствия обслуживающего персонала. Управление машиной осуществляется с помощью программируемого логического контроллера, который обеспечивает автоматическое поддержание требуемой температуры воды на выходе из машины, автоматическую защиту машины от опасных режимов работы, дает необходимую информацию о текущих параметрах и расшифро-

Техническая характеристика машины WRV255.110

Холодопроизводительность (при температуре охлаждаемой воды на выходе из испарителя 2 °С и температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор 25 °С), кВт	1380
Потребляемая мощность, кВт	290
Расход охлаждаемой воды через испаритель, м³/ч	200
Гидравлическое сопротивление испарителя, кПа	90
Расход охлаждающей воды через конденсатор, м³/ч	265
Гидравлическое сопротивление конденсатора, кПа	92
Расход охлаждающей воды через маслоохладитель, м³/ч	20
Гидравлическое сопротивление маслоохладителя, кПа	19
Количество заправляемого аммиака, кг	310
Количество заправляемого масла, кг	280
Габаритные размеры машины, мм	6000×2613×3600
Масса, кг	12500

Показатель	До реконструкции	После реконструкции (расчетный)
Холодопроизводительность, кВт	3990	5480
Общая установленная мощность электродвигателей рабочих машин, кВт	1620	1260
Выработка холода на 1 кВт установленной мощности электродвигателей	2,46	4,35
Количество аммиака в системе, т	15	1,86
Ежегодная дозаправка аммиака, т	3	0,2
Расход воды на подпитку контура оборотного водоснабжения, м³/сут	200	170

вывает причину аварийной остановки, если она имела место.

В комплекте с холодильными машинами будут поставлены высокоэффективные компактные градирни фирмы Baltimore (с уносом не более 0,2 % от объема циркулирующей воды).

Реконструкция системы холодоснабжения линии приемки молока будет производиться поэтапно. Первый этап – выполнение проекта установки, пуск и наладка головной машины – уже завершен. В настоящее время выполняется второй этап работ – подготовка проектной документации для полной реконструкции, поставка и ввод в эксплуатацию еще двух машин.

После полной реконструкции холодильная система приготовления ледяной воды должна обеспечивать параметры, приведенные в таблице. Для сравнения здесь же даны соответствующие параметры реконструируемой системы. Реконструкции обеспечит:

- значительное уменьшение общего количества аммиака в системе (~ в 8 раз), что позволит существенно повысить безопасность эксплуатации системы холодоснабжения. Кроме того, расход аммиака на дозаправку также снижается приблизительно в 15 раз;
- повышение экономичности работы холодильной системы (уменьшение установленной мощности электрооборудования на ~20 % при значительном увеличении холодопроизводительности);
- сокращение расхода воды на подпитку градирен на ~15 %.

Кроме того, в машинном отделении высвобождается 432 м² производственной площади, которая может быть использована для других целей.

ЗАО «Сиеста-Холод» предлагает услуги по разработке и реализации современных прогрессивных технических решений по созданию новых и реконструкции действующих систем холодоснабжения на промышленных и сельскохозяйственных предприятиях.

СКОРОМОРОЗИЛЬНЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ПОЛУФАБРИКАТОВ

В связи с ростом потребности в быстрозамороженных продуктах питания предприятие ПТФ "Криотек" в последние годы активизировало работы по проектированию, изготовлению и поставке различных скороморозильных аппаратов с интенсивным движением воздуха. При этом способе обработки продукт замораживается в потоке холодного воздуха.

ПТФ "Криотек" специализируется на следующих наиболее отработанных аппаратах:

- туннель скороморозильный с тележками цикличного действия ТСТ;
- аппарат скороморозильный с подвесными люльками непрерывного действия АСПЛ;
- аппарат скороморозильный с транспортными лентами непрерывного действия АСТЛ;
- аппарат скороморозильный непрерывного действия АСМ.

Туннель типа ТСТ предназначен для быстрого замораживания пельменей, вареников, пирогов, блинчиков, котлет, гамбургеров, чебуреков, сосисок, мясных и рыбных полуфабрикатов, теста и булочек, ягод и грибов, а также для закалки мороженого.

Тележки-стеллажи с продуктами, расположенными ровным слоем в морозильном туннеле, устанавливают перед постаментным испарителем. Воздухоохладитель обеспечивает попадание воздушных потоков на продукт и их равномерное распределение во всем объеме камеры.

Конструкция испарителя позволяет работать 6...48 ч (в зависимости от продукта) без оттайки с поддержанием заданной температуры в морозильной камере.

Компрессорно-ресиверный агрегат (хладагент R22 или R404A) монтируется на единой раме.

Основные преимущества туннелей типа ТСТ – непрерывная работа в течение длительного времени, равномерное воздействие воздушного потока на продукт, простота конструкции.

Скороморозильный аппарат типа АСПЛ предназначен для быстрого замораживания мясных и рыбных полуфабрикатов, сосисок и сарделек в вакуумной упаковке, частей птицы на подложках, грибов, овощей и фруктов, закалки мороженого.

Скороморозильный аппарат типа АСПЛ состоит из теплоизолированной морозильной камеры, воздухоохладителя, цепного транспортера с подвесными люльками и компрессорно-конденсаторного агрегата. Воздухоохладитель имеет испарительные батареи, выполненные из медных труб с алюминиевыми ребрами для работы на R22 или R404A. Плавная регулировка скорости движения люлек-корзин размерами 800×280×70 мм из нержавеющей сетки, обработанной электрополированием, обеспечивается частотным преобразователем. Максимальная загрузка одной люльки 6 кг.

Время прохождения продукта через аппарат задается в пределах 30...180 мин.

Цепной транспортер имеет устройство загрузки – выгрузки

Основные технические характеристики туннеля типа ТСТ

Показатели	ТСТ-150	ТСТ-200	ТСТ-300	ТСТ-400
Производительность по пельменям, котлетам, чебурекам, кг/ч	150...180	200...250	300...350	400...500
Время замораживания, мин	30...60	30...60	30...60	30...60
Потребляемая мощность, кВт	20	28	38	50
Габаритные размеры, м	3,2×3,2×3,2	3,8×3,8×3,2	4,8×3,2×3,2	6,2×3,8×3,2

Основные технические характеристики аппарата АСПЛ

Показатели	АСПЛ-300	АСПЛ-600	АСПЛ-1000
Производительность по сосискам в упаковке, кг/ч	320	600	950
Время замораживания, мин	90	90	90
Холодопроизводительность при $t_0 = -40$ °С, кВт	38	72	120
Потребляемая мощность, кВт	45	85	136
Габаритные размеры, м	9,3×4×3	13,6×4×3	19,4×4×3

продукта из люлек, вынесенное за пределы морозильной камеры.

По желанию заказчика замороженный продукт может подаваться на расфасовку через приемный транспортер.

Основные преимущества аппаратов АСПЛ – возможность замораживания различных видов продукции и закалки мороженого путем изменения количества и конфигурации люлек, автоматический режим работы.

Скороморозильный аппарат типа АСТЛ предназначен для быстрого замораживания пельменей, вареников, пирогов, блинчиков, котлет и гамбургеров, мясных и рыбных полуфабрикатов, теста и булочек.

Продукт выкладывается на конвейерную ленту из пищевого тканеполимерного материала, движущуюся внутри морозильной камеры последовательно с верхнего уровня на нижний. Замороженный продукт через приемный бункер выводится на расфасовку с нижнего уровня.

Воздухоохладитель того же типа, что и в предыдущих аппаратах.

Скорость движения лент плавно регулируется в широком диапазоне с помощью преобразователей частоты.

Основные технические характеристики аппарата АСТЛ

Показатели	АСТЛ-I	АСТЛ-II	АСТЛ-III	АСТЛ-IV
Производительность по пельменям, кг/ч	150	300	450	600
Время замораживания, мин	30...50	30...50	30...50	30...50
Холодопроизводительность при $t_0 = -40$ °С,	18	36	54	72
Потребляемая мощность аппарата, кВт	22	42	65	85
Габаритные размеры аппарата, м	5,4×4×2,4	7,9×4×2,4	10,46×4×2,4	12,96×4×2,4

Основные преимущества аппаратов АСТЛ – потери продукта от усушки не более 1,5–3 %, возможность изменения времени пребывания продукта в морозильной камере, автоматический режим работы, длительная (от 6 до 48 ч) работа без оттайки.

Скороморозильный аппарат типа АСМ предназначен для быстрого замораживания пельменей в потоке холодного воздуха.

Основные технические характеристики аппарата АСМ

Показатели	АСМ-150	АСМ-300	АСМ-500	АСМ-1000
Производительность по пельменям, кг/ч	150	300	500	1000
Время замораживания, мин	20	20	20	20
Холодопроизводительность при $t_0 = -40$ °С, кВт	25	50	90	140
Потребляемая мощность аппарата, кВт	28	54	92	150
Габаритные размеры аппарата, м	7,7×4,2×3	10,7×4×3	12,1×4,5×3	15×4,5×3

Аппарат состоит из теплоизолированной камеры, подающего ленточного транспортера с воздуховодом, перфорированного замораживающего барабана, воздухоохладителей и компрессорно-конденсаторного агрегата.

Пельмени подмораживаются на подающем транспортере в течение 4...5 мин, снимаются с него ножом и по лотку подаются в барабан, где с помощью лопаток и шнека постоянно переворачиваются и продвигаются вдоль барабана к окну выгрузки.

Основные преимущества аппаратов АСМ – при состыковке с пельменным автоматом типа АП сокращение обслуживающего персонала до 1 человека ; совмещение процесса замораживания пельменей с их галтовкой; уменьшение производственных площадей.

Анализ работоспособности скороморозильных аппаратов различного типа показал следующее:

✓ снижение удельных энергозатрат на часовую производительность и на объем морозильной камеры при росте производительности аппаратов;

✓ наименьшие удельные энергозатраты у аппаратов ТСТ;

✓ по удельной производительности на единицу объема морозильной камеры наиболее эффективны аппараты ТСТ (при производительности менее 300 кг/ч), менее эффективны аппараты АСТЛ.

Освоенное на ПТФ "Криотек" скороморозильное оборудование надежно в эксплуатации и имеет сертификаты соответствия и санитарно-эпидемиологические заключения. Аппараты позволяют получить качественный замороженный продукт и увеличить ассортимент выпускаемой продукции.

Тел.: (095) 554-0087,
554-0091, 554-9388
www. kriotek.ru
e-mail: info@kriotek.ru.

Компрессоры для CO_2

На престижной выставке IKK в Германии в 2003 году стенд компании «Данфосс» посетили тысячи людей.

Сотрудники «Данфосс» со всего мира приветствовали на огромном стенде в Ганновере более 3 тысяч клиентов. На стенде в 400 квадратных метров были представлены новейшие технологии в области холодильной техники, которые может предложить сегодня «Данфосс».

В центре внимания был образец компрессора для диоксида углерода (R744).

«Данфосс» сотрудничает с компанией «Кока-Кола»

Компрессор представляет новую технологию, разработанную инженерами отдела холодильной техники и кондиционирования по заказу компании «Кока-Кола».

Разработка «Данфосс» рассматривается как наиболее перспективная среди новых технологий, в основе которых – создание компонентов, не содержащих озоноразрушающих элементов. Начато экспериментальное производство компрессоров для CO_2, а через год «Данфосс» сможет поставлять безопасные для окружающей среды компрессоры заинтересованным компаниям. Линейные компоненты для CO_2 уже разработаны, испытаны и находятся в свободной продаже с 2003 года.

Особенности CO_2 (R744)

В настоящее время уникальные характеристики диоксида углерода заинтересовали специалистов по холодильной технике своими значительными экологическими и экономическими преимуществами. Диоксид углерода – природный хладагент, безопасный для окружающей среды, с малым потенциалом глобального потепления и высокой объемной холодопроизводительностью (таблица). Он широко распространен, дешев и не горюч. Последние исследования, в которых компания «Данфосс» принимала активное участие, показали, что холодильные системы могут достичь достаточно высоких энергетических показателей при использовании диоксида углерода.

Два цикла,

Циклы с CO_2 могут находиться как в надкритической, так и в докритической областях. Соответственно для CO_2 возможны два типа циклов: транскритический и докритический.

1. *Характеристики транскритического цикла:*

- Проходит как в надкритической, так и в докритической областях
- Давление может изменяться от 30 до 100 и более бар
- Условия значительно отличаются от традиционных систем
- Требуется разработка новых компонентов систем

2. *Характеристики докритического цикла:*

- Диапазон давлений: 10–30 бар
- Условия подобны условиям в традиционных холодильных системах
- Могут использоваться обычные компоненты

В торговой холодильной технике наиболее целесообразно применение транскритических циклов.

Тип хладагента	HFC	Углеводороды		NH3	CO_2
Хладагент	R134a	R290	R600a	R717	R744
Общепринятое название	–	Пропан	Изобутан	Аммиак	Диоксид углерода
Природа хладагента	искусственный	природный	природный	природный	природный
Потенциал разрушения озонового слоя	0	0	0	0	0
Потенциал глобального потепления	3200	3	3	0	1
Критическая температура, °C	101,2	97	135	132,4	31,1
Критическое давление, МПа	4,1	4,2	3,6	11,3	7,4
Горючесть	–	+	+	+	–
Токсичность	–	–	–	+	–
Относительная объемная холодопроизводительность	1	1,4	0,6	1,7	8,4

Проектирование компрессора для применения в торговом холодильном оборудовании

Перед конструкторским отделом компании «Данфосс» была поставлена интересная задача по проектированию компрессора на R744.

Проектирование нового компрессора велось на основе конструкции существующего компрессора типа S, выпускаемого компанией «Данфосс». Компрессоры этого типа имеют наибольшую мощность в номенклатурном ряде герметичных компрессоров «Данфосс». Многие компоненты компрессора были адаптированы для нового хладагента.

Степень сжатия в холодильном цикле с R744 меньше, чем у обычных хладагентов, а разность давлений довольно велика.

Рис. 1. Зависимость изоэнтропного КПД от падения давления

Проведенные исследования в условиях стационарного расхода R744 показали, что падение давления не очень влияет на изоэнтропный КПД (рис. 1).

Однако при работе компрессора неизбежны пульсации давления, и R744 с его малым удельным объемом оказывается очень чувствителен к пульсациям давлений в камерах всасывания и нагнетания. Исследованиями подтверждается, что камеры всасывания и нагнетания для одноцилиндрового компрессора на R744 должны быть как минимум в 10 раз больше объема цилиндра для снижения уровня пульсаций до приемлемого значения.

Для снижения потерь на теплопередачу камеры должны быть спроектированы так, чтобы значительная часть газа постоянно находилась в них и работала как газовая теплоизоляция, в то время как основной поток должен проходить через них. В результате оптимизации удалось добиться уменьшения теплопередачи на пути газа, однако при этом несколько ухудшаются шумовые и вибрационные характеристики.

R744 очень чувствителен к перегреву, что видно из графиков (рис. 2).

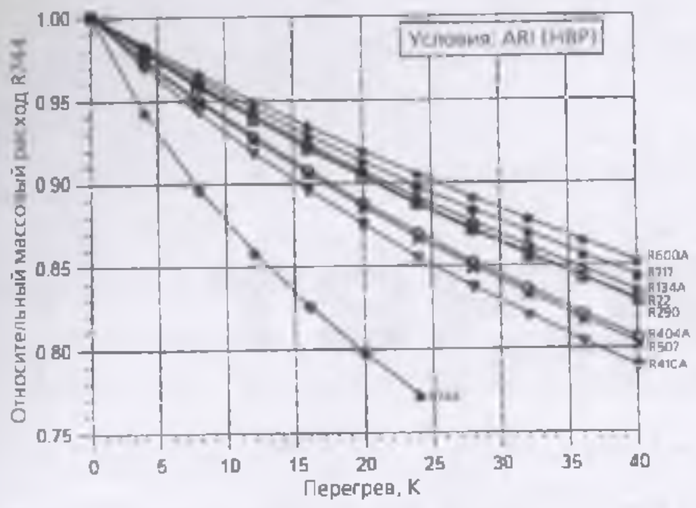


Рис. 2. Зависимость относительного массового расхода R744 от перегрева на всасывании

Незначительный перегрев существенным образом снижает массовый расход хладагента.

Исследования показали значительное влияние утечек через зазор между поршнем и цилиндром в процессе сжатия на величину коэффициента подачи компрессора, работающего на R744.

Этот факт показал необходимость использования поршневых колец, в то время как с традиционными хладагентами компрессоры малой производительности, как правило, не имеют поршневых колец. Опыт с компрессорами для автомобильных кондиционеров доказывает эффективность применения поршневых колец.

Утечки в клапанах могут быть снижены при применении традиционных язычковых клапанов, хотя эти утечки пренебрежимо малы по сравнению с утечками между поршнем и цилиндром из-за относительно большого зазора между ними.

Для уменьшения утечек между поршнем и цилиндром желательно уменьшать диаметр цилиндра, что приводит к увеличению отношения хода поршня к диаметру цилиндра, уменьшает проходное сечение отверстий клапанов, в результате чего растет падение давления.

С другой стороны, было доказано, что падение давления в компрессоре на R744 сравнительно мало влияет на эффективность работы компрессора при условии оптимизации конструкции всасывающей и нагнетательной полостей (рис. 1).

Рис. 3. Расчетный КПД компрессора на CO_2 с постоянным объемом цилиндра для различного отношения хода поршня к диаметру цилиндра

На рис. 3 приведен расчетный график зависимости эффективности компрессора от отношения хода поршня к диаметру цилиндра. Расчет был сделан для компрессора с постоянным объемом цилиндра, давлением всасывания 4 МПа, давлением нагнетания 12 МПа.

Оптимальная эффективность компрессора наблюдается при отношении хода поршня к диаметру цилиндра от 1,2 до 1,6, что необычно велико для компрессоров данной производительности. При уменьшении этого отношения увеличиваются потери от утечек между поршнем и цилиндром, при увеличении – растут потери от падения давления в клапанах.

Цилиндр, геометрия и уплотнения

Объем цилиндра компрессора был принят 2,5 см^3. Из стандартного ряда были выбраны: ход поршня – 16 мм и диаметр цилиндра – 14 мм. При таком выборе отношение хода поршня к диаметру цилиндра – 1,14, что близко к оптимальному значению.

Камеры всасывания и нагнетания

Для камер всасывания и нагнетания был выбран объем 25 см^3, что в 10 раз превышает объем цилиндра.

Разработаны высокоэффективные язычковые клапаны на основе самых современных технологий. Отверстие клапана имеет диаметр 4 мм. Ход клапана ограничен и составляет примерно 1 мм.

Камера нагнетания спроектирована на максимальное рабочее давление 140 бар и температуру 150°C.

Шатунно-поршневая группа

Из-за больших газовых нагрузок на поршень усилие на шатун компрессора велико даже при малых диаметрах поршня. Поэтому от конструкции подшипника в паре поршень – шатун зависит надежная работа компрессора. Поскольку размер цилиндра очень мал, то условия для гидродинамической системы смазки подшипника неблагоприятны. Подшипник поршневого пальца заменен на шаровой подшипник, который представляет собой стальной шар, соединенный с шатуном (рис. 4).

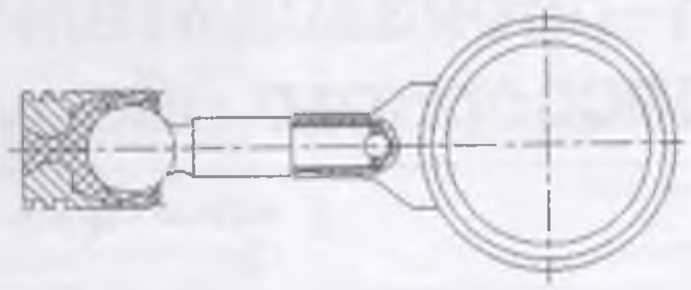


Рис. 4. Шатунно-поршневая группа

Диаметр коленчатого вала был принят 8 мм, подшипники коленчатого вала остались без изменений. Электродвигатель компрессора был выбран из стандартного ряда в соответствии с мощностью, требуемой на сжатие R744.

Кожух компрессора

Кожух компрессора подвергся упрочнению для того, чтобы выдерживать рабочее давление 50 бар и пиковое давление, которое во время остановки компрессора и в случае высокой температуры окружающей среды может достигнуть 80 бар.

Система смазки и охлаждения компрессора

Принцип системы смазки модели S остался без изменений. Система адаптирована для увеличения расхода масла в подшипнике «поршень-шатун». Компрессор охлаждается маслом, разбрызгивающимся при вращении коленчатого вала. Проведены испытания с различными маслами, после чего выбрана оптимальная марка. Также происходит охлаждение компрессора всасываемым газом, расход которого значителен, характер потока – турбулентный.

Опыт эксплуатации

Было собрано и испытано несколько модификаций компрессора. Испытания проводились более 1300 часов в различных условиях, при этом давление нагнетания достигало значения 160 бар. Была доказана отличная работоспособность компрессора, так же как шумовые и вибрационные характеристики.

Коэффициент подачи рассчитан на основе экспериментальных данных, результаты показаны на рис. 5.

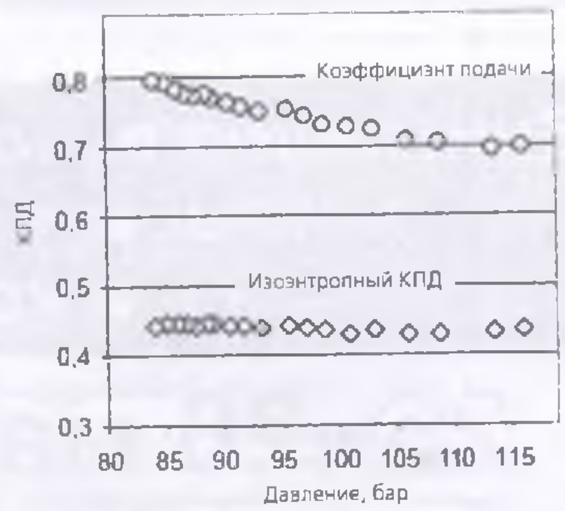


Рис. 5. Экспериментальные данные

Измерения проводились при постоянном давлении всасывания 40 бар, перегреве 10 K.

Коэффициент подачи незначительно зависит от давления нагнетания или от отношения давлений нагнетания и всасывания. Коэффициент подачи имеет значения от 0,7 до 0,8.

Значение изоэнтропного КПД около 0,5 также удовлетворительно для небольших герметичных компрессоров.

А.Н. Ангельчев,
инженер отдела холодильной техники и кондиционирования, ЗАО «Данфосс»

По материалам отдела НИОКР Danfoss A/S, Дания

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

Филиал
197342, Санкт-Петербург,
Пироговская наб., д. 17, к. 2
Тел.: (812) 320-2099, доб. 103
Факс: (812) 327-8782
E-mail: Pavlov_V@danfoss.ru

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

Филиал
620000, Екатеринбург,
ул. Антона Валека, 15,
офис 509
Тел./факс: (3432) 65-83-96
E-mail: Holodov@danfoss.ru

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

Филиал
630099, Новосибирск,
ул. Советская, 37, офис 405
Тел./факс: (3832) 22-58-60
E-mail: Efimov@danfoss.ru

УДК 628.84:628.58

Применение установок обеззараживания воздуха «Поток 150-М-01» в системах вентиляции и кондиционирования лечебно-профилактических учреждений

Д-р техн. наук, проф. **О.Я. КОКОРИН**
МГСУ
А.А. ВОЛКОВ
МНИИП
А.В. НАГОЛКИН, Е.А. КАПУСТИНА
НПФ «Поток Интер»

NPF «Potok-Inter» has developed a new technology for decontamination and filtration of air of operating theaters with full inactivation of microorganisms and viruses under the action of constant electric fields of predetermined orientation and intensity. The installation «Potok-150-M-01» based on it, with a ceiling air distributor supplies the conditioned air of the required to the operating theater, and the recirculating installations «Potok-150-M-01» clean zones near operating and instrument tables. The installations were also used on board the orbit cosmic station «MIR».

В помещениях лечебно-профилактических учреждений предъявляются повышенные требования к состоянию внутреннего воздуха по температуре, влажности, газовому составу, стерильности и чистоте.

В последние годы при реконструкции помещений операционных и палат реанимации широко применяют раздельные автономные кондиционеры. Холодильный компрессорно-конденсаторный агрегат монтируется на наружной поверхности строительных конструкций, а воздухоохладители-испарители – в помещениях на стене.

В теплый период года в операционных необходимо поддерживать температуру воздуха не выше 23 °С при относительной влажности 55–60 % [3]. Из-за того, что операционная бригада работает в резиновых перчатках, марлевых повязках, брючных костюмах и шапочках, появляются трудности по отведению от работающих людей тепло- и влаговыделений. При повышении температуры воздуха и интенсивности работы возрастает интенсивность генерации бактерий от находящихся в помещении людей, что приводит к увеличению обсемененности воздуха в нем. Кроме того, в воздух операционной загрязнения поступают от перевязочных материалов, надрезов и ран оперируемого. Постоянное выделение в воздушную среду микроорганизмов создает повышенный риск послеоперационного инфицирования.

Уровень обсемененности воздуха в операционной определяется взаимодействием различных факторов: формой и направлением воздушных потоков, источниками загрязнения и тепловыделений, конфигурацией и расположением оборудования, количеством, местонахождением и одеждой персонала, расположением мест притока и вытяжки воздуха и другими факторами. Изменение любого из этих элементов влечет за собой изменение потоков воздуха и уровня его загрязненности.

К современным системам кондиционирования и вентиляции воздуха в медицинских учреждениях предъявляются повышенные требования по обеззараживанию воздуха.

Так, согласно новому СанПиН [4] подаваемый в помещение через систему вентиляции и кондиционирования воздух должен быть обработан устройством обеззараживания, обеспечивающим эффективность инактивации микроорганизмов и вирусов не менее 95 %. Это требование СанПиН позволяет снизить риск вторичного «залпового» выброса большого количества микроорганизмов в помещение, если они только фильтруются и остаются жизнеспособными на фильтрах.

Серьезным недостатком применения раздельных кондиционеров в операционных является циркуляция загрязненного воздуха внутри помещения. Во время проведения операции в воздухе помещения увеличивается количество микроорганизмов и вирусов. В связи с тем что в воздухоохладителе-испарителе не обеспечивается обеззараживание, происходит накопление и размножение микроорганизмов внутри кондиционера. Повышение концентрации микроорганизмов в воздухе операционной приводит к увеличению риска их попадания в открытые раны и инфицированию пациента.

Во избежание послеоперационных осложнений и заражения пациента необходимо обеспечить чистоту и стерильность внутреннего воздуха. Традиционно в «чистых помещениях», к которым относятся и помещения лечебно-профилактических учреждений [6], повышение качества внутреннего воздуха достигается использованием ХЕПА-фильтрации и увеличением кратности воздухообмена подаваемого через приточные или рециркуляционные агрегаты воздуха [1, 2]. Работа [5] посвящена моделированию 11 вариантов организации воздухообмена в типовой операционной размерами 6,1×6,1×3,66 м. В ней даны рекомендации по кратности воз-

духообмена: она должна быть около 15 для систем, подающих наружный воздух, и 25 – для рециркуляционных систем. Во всех исследованных вариантах операционных удельное тепловыделение составляло 58 Вт·ч/м². Кроме того, при анализе места проведения операции отмечено, что показатель кратности воздухообмена не так важен, как конструкция системы вентиляции, т. е. увеличение кратности воздухообмена не предотвращает попадания частиц на операционный и инструментальный столы. По результатам исследований установлено, что у операционного стола из-за интенсивного освещения места операции светильниками создается тепловой конвективный поток, поднимающий загрязнения вверх. Наиболее рационально удалять их с вытяжным воздухом. Однако это не дает гарантии, что к операционному столу не поступит загрязненный внутренний воздух, подмешиваемый к приточному.

Научно-производственной фирмой «Поток Интер» разработана новая технология обеззараживания и тонкой фильтрации воздуха. В результате обработки происходит полная инактивация микроорганизмов и вирусов.

Технология «Поток» основана на инактивации микроорганизмов, находящихся в обрабатываемом воздушном потоке, при воздействии на них постоянными электрическими полями заданных ориентации и напряженности. Обработка воздушного потока осуществляется в 2 этапа.

В зоне инактивации (первый этап) осуществляется комбинированное многократное воздействие на микроорганизмы резко изменяющихся по напряженности и градиенту постоянных электрических полей и ионов противоположных знаков, приводящее к повреждению или полному разрушению микробных клеток.

В зоне фильтрации (второй этап) осуществляется улавливание обломков разрушенных микробных клеток и находящегося в обрабатываемом воздушном потоке твердого аэрозоля на электростатическом осадителе.

Использование данной технологии в системах вентиляции и кондиционирования позволяет обеспечивать высокую стерильность и чистоту подаваемого в помещение или в зону операционного стола воздуха, упростить обслуживание, снизить эксплуатационные расходы.

На основе описанной выше технологии фирма «Поток Интер» производит установку обеззараживания воздуха «Поток 150-М-01», зарегистрированную в МЗ РФ как медицинское изделие. «Поток 150-М-01» выпускается в виде как рециркуляционной установки, так и установки с потолочным воздухораспределителем и пультом управления (для применения в системах вентиляции и кондиционирования).

Применение установок «Поток 150-М-01» в системах вентиляции и кондиционирования дает возможность:

- подавать в операционную кондиционированный воздух требуемой чистоты;
- использовать системы как в периодическом, так и в непрерывном режимах (при этом не требуется дополнительное обслуживание или замена функциональных элементов перед следующим включением);
- использовать их при более широком диапазоне изменения температур и влажности воздуха;
- снизить эксплуатационные расходы.

Схема размещения установок «Поток 150-М-01» с потолочным воздухораспределителем представлена на рис 1.

Перфорированная поверхность воздухораспределителя позволяет подавать в помещение воздушный поток равномерно и с оптимальной скоростью.

Для предотвращения возникновения внутрибольничных инфекций и послеоперационных осложнений рекомендуется дооснащать помещения с повышенными требованиями к стерильности и чистоте воздуха еще и рециркуляционными установками «Поток 150-М-01» в качестве локальных средств обеззараживания. Рециркуляционные установки позволяют создавать локальные чистые рабочие зоны и тем самым повышать степень стерильности воздуха в зоне

Рис. 1. Схема размещения установок «Поток 150-М-01» с потолочным воздухораспределителем

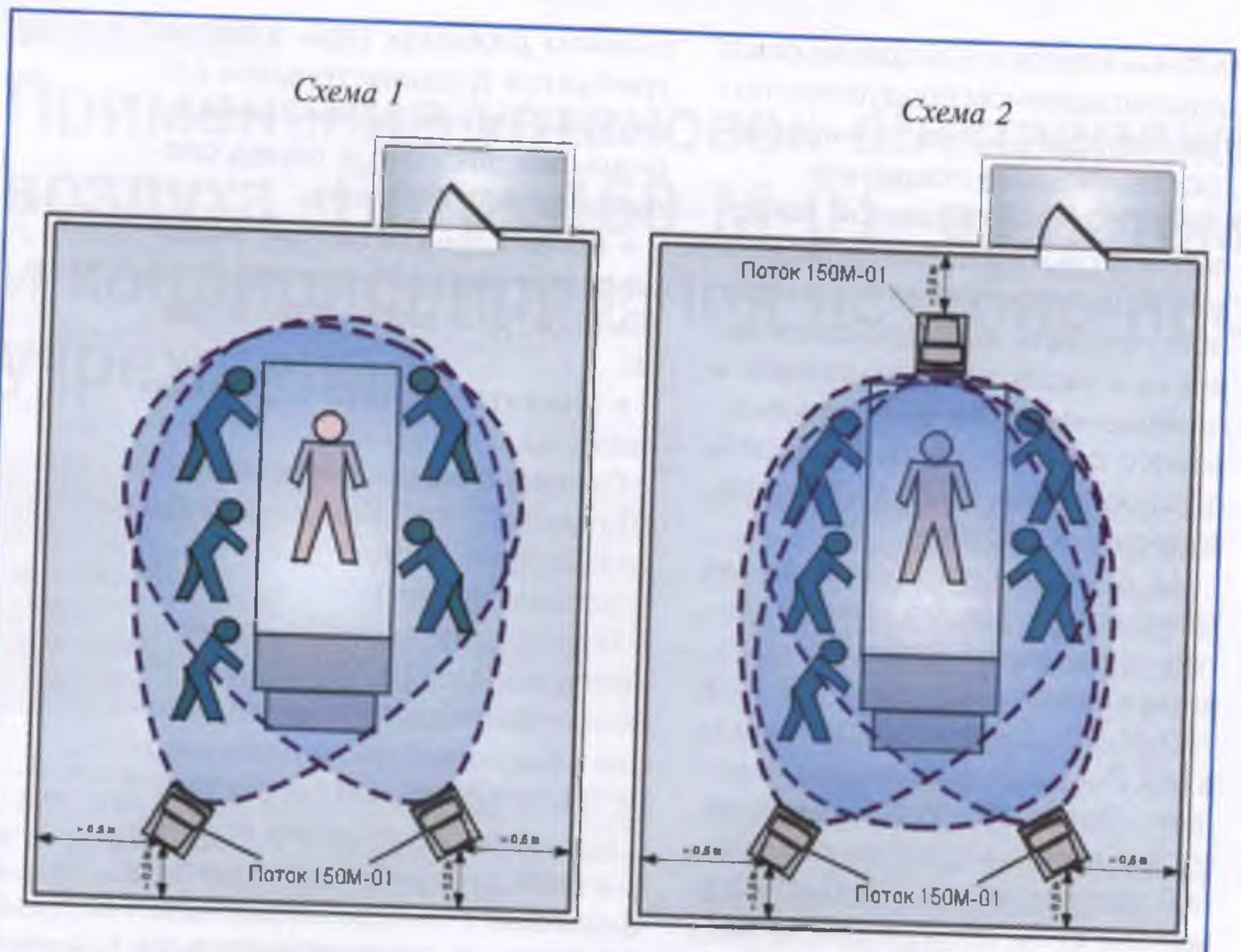


Рис. 2. Схемы размещения рециркуляционных установок «Поток 150-М-01»

операционного и инструментальных столов. Такой комплексный подход дает возможность эффективно обеззараживать внутренний воздух, существенно снизить расход приточного воздуха в помещение, повысить ресурс работы системы обеззараживания воздуха, а также значительно сократить эксплуатационные расходы.

В том случае, если реконструкция существующей системы вентиляции невозможна, могут быть использованы только рециркуляционные установки обеззараживания воздуха «Поток 150-М-01». Схема размещения рециркуляционных установок в операционных показана на рис.2.

Применение «перекрестных» стерильных воздушных потоков в зоне операционного стола создает устойчивую чистую рабочую зону. Таким образом предотвращается попадание в открытую рану микроорганизмов из окружающей воздушной среды, а также от медицинского персонала, проводящего операцию.

Эффективность установок «Поток 150-М-01» подтверждена десятилетним опытом использования их во многих лечебно-профилактических учреждениях. Проведенные испытания подтвердили высокую эффективность обеззараживания и фильтрации воздуха в таких установках. При их применении во время сложных операций осложнения снижаются в несколько раз, предотвращается распространение внутрибольничной инфекции.

Установки просты в обслуживании и требуют только периодической промывки фильтра грубой очистки, степень загрязненности которого определяется визуально.

Высокое качество и эффективность их работы подтверждены также опытом эксплуатации на борту орбитальной космической станции «МИР» и Международной космической станции.

Выводы

➤ Разработана и прошла многолетнюю проверку на эффективность оригинальная отечественная технология обеззараживания и очистки воздуха «Поток».

➤ Применение установок обеззараживания воздуха «Поток 150-М-01» эффективно в помещениях операционных для создания и поддержания асептических условий воздушной среды и предотвращения попадания болезнетворных микроорганизмов в зону проведения операции.

➤ Использование установок «Поток 150-М-01» с потолочным воздухораспределителем в системах кондиционирования и вентиляции позволяет повысить эффективность обеззараживания воздуха и снизить эксплуатационные расходы.

➤ Применение рециркуляционных установок обеззараживания воздуха «Поток 150-М-01» дает возможность создать стерильную рабочую зону или поддерживать низкий уровень обсемененности воздуха в помещениях, где реконструкция системы кондиционирования и вентиляции невозможна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Володина Е.В., Наголкин А.В.* Технология «Поток» для стерилизации и тонкой фильтрации воздуха// «Технология чистоты». 2002. № 2.

2. *Кокорин О.Я.* Современные системы кондиционирования воздуха. — М.: Физматлит, 2003.

3. *СНиП* 2.04-91*. Отопление, вентиляция, кондиционирование. — М.: ТУП ЦПП, 1998.

4. *СанПиН* 2.1.3.1375-03. Гигиенические требования к размещению, устройству, оборудованию и эксплуатации больниц, родильных домов и других лечебных стационаров. — М.: Минздрав России, 2003.

5. *Mtmazzadeh F., Manning A.* Влияние систем ОВК на снижение риска хирургических операций/ Пер. с англ.// АВОК. 2003. №4.

6. *Ultra clean.* Weiss Technik GmbH (сборник материалов).

УДК 621.574.3; 628.395

Предотвращение утечек аммиака из предохранительного клапана и аварийной системы

Канд. техн. наук **В.М.СОКОЛОВ**
Астраханский государственный технический университет

Составной частью аммиачных холодильных установок (АХУ) является аварийная система выпуска аммиака в атмосферу. Она состоит из предохранительных клапанов, установленных на сосудах и аппаратах, переключающих устройств и общей трубы с трубным стояком для выпуска аммиака в атмосферу.

Для снижения уровня экологической и газовой опасности, которая возникает при выпуске аммиака в атмосферу, аварийная система должна отвечать требованиям, установленным Правилами устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок (ПБ 09-220–98).

В дополнение к этим требованиям предлагается ряд рекомендаций по обеспечению безопасности аварийных систем выпуска аммиака.

Общую отводящую трубу аварийной системы прокладывают обычно по машинному отделению и в отдельно стоящем конденсаторном узле. К этой трубе приваривают отводящие трубки от каждого предохранительного клапана. Выходной патрубок предохранительного клапана соединяют с соответствующей отводящей трубкой с помощью разборного соединения для удобства снятия клапана на проверку.

При срабатывании предохранительного клапана при превышении допустимого давления в сосуде или повреждении самого клапана возможно поступление аммиака в машинное отделение через неплотности в сварных швах и разборных соединениях. При этом создается угроза отравления персонала аммиаком, а в помещении может образоваться взрыво- и пожароопасная смесь аммиака и воздуха.

Поэтому плотность сварных швов и разборных соединений после монтажа аварийной системы необходимо проверять соответствующими испытаниями, предусмотренными в пп. 13.1 и 3.2 Правил как обязательная компонента технического освидетельствования аммиачных трубопроводов. В связи с этим при проектировании и монтаже конкретной холодильной установки следует предусмотреть подвод сжатого воздуха к общей трубе аварийной системы и установку запорного вентиля на трубном стояке таким образом, чтобы его было удобно обслуживать. На период испытаний вентиль закрывают, а по их окончании его открывают полностью и пломбируют.

В процессе эксплуатации не реже одного раза в шесть месяцев каждый предохранительный клапан согласно Правилам подлежит проверке на открытие при расчетном избыточном давлении. После проверки и установки предохранительного клапана на место разборное соединение необходимо снова проверить на плотность.

При снятии предохранительного клапана на проверку остается открытой его отводящая трубка, через которую при срабатывании другого предохранительного клапана может поступить в машинное отделение аммиак. Поэтому надо разработать рабочую инструкцию по проверке предохранительного клапана на действующих холодильных установках, в которой следует:

- предусмотреть немедленную установку заглушки на место снятого предохранительного клапана. Вместо заглушки можно поставить другой запасной предохранительный клапан;
- определить порядок испытания аварийной системы с целью проверки плотности разборного соединения после установки на место предохранительного клапана.

Рабочая инструкция должна быть утверждена техническим руководством, и исполнение ее должно контролироваться.

Использование альтернативных источников энергии в холодильной технике

Ю.Н. НОВОЖИЛОВ,
заслуженный изобретатель РСФСР, заслуженный энергетик Российской Федерации

В связи с ростом цен на традиционные энергоносители возрастает интерес к альтернативным, возобновляемым источникам энергии. Один из них – ветер.

Преобразование энергии ветра в наиболее удобную форму энергии – электрическую – осуществляется ветродвигателями в комплекте с электрическими генераторами. Так как ветродвигатель работает, только если есть ветер, электрические генераторы крупных ветродвигателей включают в общую электрическую систему, которая может компенсировать перерывы в получении энергии в безветренную погоду.

Крупные ветродвигатели – дорогие сложные установки с диаметром ветроколеса до десятков метров, требующие квалифицированного обслуживания. Они доступны далеко не всем, да и устанавливать их можно только на специально выделенных площадках (особенно в черте городов или поселков).

Ветродвигатели небольшой мощности более доступны: они относительно дешевы, у них меньшие размеры, проще решается вопрос с местом их размещения, так как они могут быть установлены непосредственно на территории предприятия. Однако использование вырабатываемой с их помощью электроэнергии представляет собой большую проблему. Подключение генераторов ветродвигателей небольшой мощности в общую электрическую систему во многих случаях может оказаться нецелесообразным, и электроэнергия генерируется не постоянно, а только в ветреную погоду.

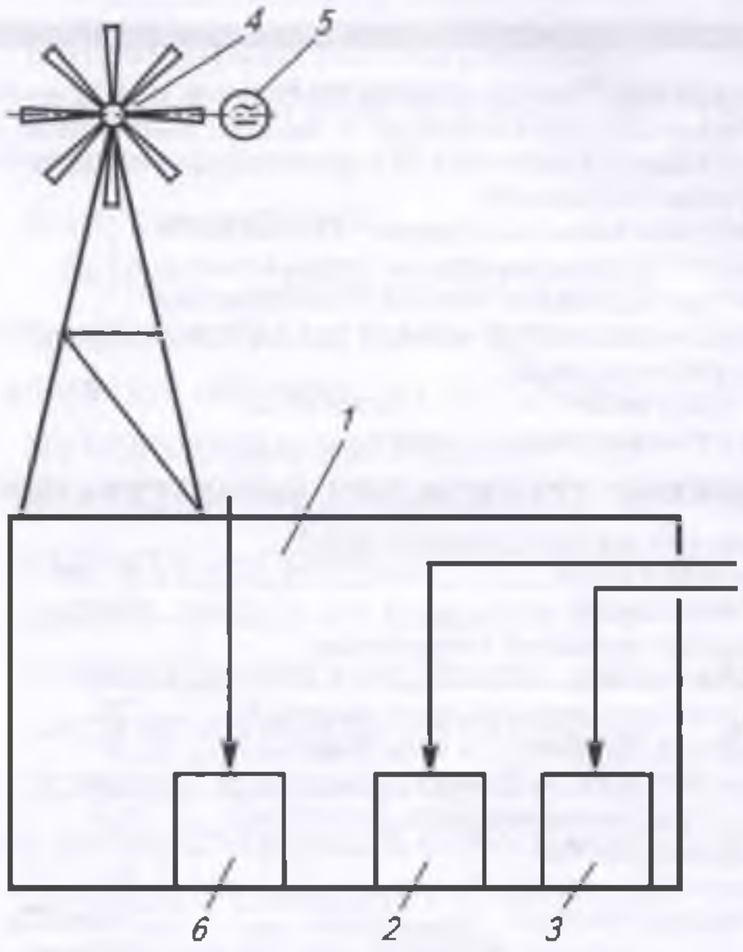
Нужно найти такого потребителя электроэнергии от ветродвигателя, который мог бы использовать ее эффективно и успешно. И такой потребитель есть.

Почти в каждом городе или поселке имеются базы и холодильные склады для хранения скоропортящихся продуктов: мяса, рыбы и т. п. Низкая температура в складских помещениях обеспечивается холодильными машинами, потребляющими электрическую энергию.

На крупных базах и складах на работу холодильных машин каждый час затрачиваются десятки и сотни киловатт электрической мощности.

В связи с высокой стоимостью электроэнергии ее экономия на холодильных установках баз, складов, холодильников становится актуальной задачей, какую бы форму собственности они ни имели. Именно здесь может быть весьма эффективно использован автономный ветряной двигатель с электрическим генератором (см. рисунок).

В помещении *1* базы, склада работают холодильные машины *2* и *3*, электроэнергия для работы которых поступает от общей электросети. В зависи-



Применение ветряного двигателя при охлаждении складов: 1 – охлаждаемое помещение; 2, 3 – холодильные машины с питанием от общей электросети; 4 – ветродвигатель; 5 – электрический генератор ветряного двигателя; 6 –холодильная машина с питанием от генератора ветряного двигателя

мости от температуры в охлаждаемых помещениях холодильные машины *2* и *3* включаются или отключаются либо автоматически, либо вручную.

В эту схему удачно вписывается ветряной двигатель *4* с его электрическим генератором *5*.

Вырабатываемая им электроэнергия используется для привода одной или нескольких специально выделенных холодильных машин *6*, которые вырабатывают холод всегда, когда дует ветер. Причем если температура воздуха в охлаждаемых помещениях опускается ниже заданного уровня, то сначала автоматически отключаются холодильные машины *2* и *3* с питанием от общей электросети, а холодильная машина *6*, получающая электроэнергию от ветряного двигателя *4* с генератором *5*, остается в работе. Если ветра нет, ветряной двигатель *4* с генератором *5* находятся в резерве.

Холодильные машины *2* и *3* автоматически включаются в работу только тогда, когда холодильные машины, работающие на электроэнергии от ветродвигателя, не могут обеспечить нужную температуру воздуха в помещениях склада. Таким образом обеспечивается снижение расхода электроэнергии из общей сети.

В качестве холодильных машин, работающих на электроэнергии от ветряного двигателя, могут быть успешно применены абсорбционные холодильные машины, например аммиачные.

Одна из важных составляющих этой машины – генератор. В нем аммиачный раствор нагревается от источника тепла, которым может быть электрический нагреватель (например, ТЭН), питающийся от электрического генератора *5* ветряного двигателя.

В этом случае резко снижаются требования к качеству электроэнергии: напряжению, частоте, синусоидальности.

Как видно, ветряной двигатель с электрическим генератором технологично и естественно сочетается с холодильными машинами, установленными на складах, базах, в вычислительных центрах и других объектах. Способствует этому и тепловая инерция охлаждаемых помещений.

Существенно то, что ветродвигатель, генератор и все другие комплектующие его элементы в приведенной схеме – серийного отечественного производства.

В ряде случаев может оказаться целесообразной такая схема, когда в летний, теплый период электроэнергия от ветряного двигателя поступает на холодильные установки, а в холодный, зимний период – на термоэлектрические нагреватели, где преобразуется в тепло для отопления помещений и нагрева технологических сред.

Такое комплексное применение ветродвигателей позволяет более полно использовать энергию ветра и эффективно загружать ветродвигатель.

Подобным же образом может использоваться электроэнергия, вырабатываемая малой ГЭС, установленной на протекающих рядом с предприятием ручье или речке.

Из Бюллетеня МИХ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАМЕРЗАНИЯ ПЕРЕОХЛАЖДЕННОЙ ВОДЫ

Изучали замерзание переохлажденной воды на металлической пластинке. Сначала выбрали поверхность с золотым покрытием, поскольку ее характеристики мало изменяются со временем.

Эксперименты проводили при различных скоростях охлаждения и рассчитывали вероятность замерзания на единице площади в единицу времени. Определили, что вероятность замерзания не зависит от скорости охлаждения.

Для изучения влияния окисления на замерзание переохлажденной воды исследовали вероятность замерзания в зависимости от времени на отполированной медной поверхности. Эксперименты проводили при различных скоростях охлаждения. Установили, что окисление поверхности сдерживает замерзание переохлажденной воды. При сравнении этих результатов с результатами для поверхности с золотым покрытием получили параметр, отражающий характеристики поверхности.

S.Okawa, A.Saito, H.Suto// Int. J. Refr. GB, 2002.08, vol. 25, № 5, 514–520

БМИХ, 2003, № 1, с. 33

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ R22, R407C И R410A В КАПИЛЛЯРНЫХ ТРУБКАХ

Цель исследования заключалась в определении на основе испытаний безразмерных параметров для корреляции данных, полученных в капиллярных трубках с R22, для его заменителей R407C и R410A. Для испытаний выбрали несколько капиллярных трубок различной длины и с различным внутренним диаметром.

S.G.Kim, M.S.Kim, S.T.Ro// Int. J. Refrig. GB, 2002.08; vol. 25, № 5, 521–531

БМИХ, 2003, № 3, с. 33

РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ R407C И R410A ПО УРАВНЕНИЮ СОСТОЯНИЯ МАРТИНА-ХОУ

Выполнено теоретическое исследование термодинамических свойств двух смесевых хладагентов, а именно R407C и R410A (в состоянии перегретого пара).

Моделирование основано на уравнении состояния Мартина Хоу, которое в течение длительного времени использовалось для чистых хладагентов (например, R134a) с хорошими результатами.

Поскольку R407C и R410A хорошо исследованы, проведенный анализ касается только тех их термодинамических свойств, о которых нет сведений в специальной литературе. Это коэффициент сжимаемости, изоэнтропная и изотермическая сжимаемость, скорость звука и коэффициент Джоуля-Томсона. Эти свойства могут быть использованы как теоретическая основа для определения оптимальной смеси с точки зрения КПД компрессора и для выполнения расчетов цикла в области паровой фазы.

F. de Monte// Int. J. Refrig. GB, 2002.05, vol. 25, № 3, 306–313

БМИХ, 2003, № 1, с. 35

РАБОТА СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА R134a

Рассмотрено влияние на холодильный коэффициент скорости воздуха в конденсаторе и испарителе, температуры воздуха на входе в конденсатор и относительной влажности воздуха на входе в испаритель в системах кондиционирования, работающих на R134a.

N.A.Mahmoud, S.M.El-Haggar, A.I.Elsherbini// Proc. Arab-Afr. Cond. Refrig. Air Cond., Cairo, EG, 2001.04.29–05.01, 385–409

БМИХ, 2003, № 1, с. 38

ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КАСКАДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ

Дается экономическая оценка различных низкотемпературных каскадных холодильных систем. Два вида систем – с единым хладагентом и с промежуточным сосудом давления и с двумя хладагентами и промежуточным теплообменником – сравнивали в одних и тех же условиях. Оказалось, что при низком давлении кипения использование CO_2 экономически целесообразно.

R.Roth, H.Konig// KI Luft Kältetech., DE, 2002.07; vol. 38, № 7, 333–336

БМИХ, 2003, № 1, с. 39

ЛАБОРАТОРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА НОВЫХ ХЛАДАГЕНТАХ

Международные нормативные документы требуют замены в короткие сроки старых хладагентов, относящихся к семейству HCFC, новыми – группы HFC или природными углеводородами.

Эта замена касается промышленных холодильных установок и систем кондиционирования воздуха, которые находятся в эксплуатации, а также еще строятся или проектируются. При этом возни-

кают проблемы: реакция старого оборудования на новые хладагенты, другое значение температур и давлений в системе, получаемая холодопроизводительность, потребление электроэнергии компрессором и т. д.

В статье приведены характеристики реальных лабораторных холодильных установок и результаты их анализа.

R.Cabello, J.Navarro, E.Torrella, et al.// Proc. Arab-Afr., Cond. Refrig. Air-Cond., Cairo, EG, 2001.04.29–05.01; 410–418

БМИХ, 2003, № 1, с. 43

ТЕНДЕНЦИЯ РАЗВИТИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Дан исторический обзор влияния хладагентов на конструкцию холодильных компрессоров. На основе рассмотрения областей применения компрессоров, работающих на хладагентах HFC, можно определить тенденции их развития, учитывая замену HFC чистыми углеводородами.

W.Sandkötter// KI Lüft Kältetech., DE, 2002.03; vol. 38, № 3, 126–130

БМИХ, 2002, № 3, с. 43

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СПИРАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

Приведена подробная модель процесса сжатия спирального компрессора, которая используется для исследования его характеристик в различных рабочих режимах и в случае необходимости изменения конструкции. При определении полостей компрессора как полостей всасывания, сжатия и нагнетания изучали геометрические параметры. Были составлены определяющие уравнения массы и сохранения энергии для каждой полости. Модели для потока хладагента на всасывании и нагнетании, перетечек по радиусу и через торец, а также для теплоотдачи были объединены с уравнениями сохранения.

Y.Chen, N.P.Haim, E.A.Groll et al. // Int. J. Refr. GB, 2002, 09; vol. 25, № 6. 731–750

БМИХ, 2003, № 1, с. 44

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СПИРАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ. ОБЩЕЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Рассмотрен процесс создания математической модели горизонтального спирального компрессора, включающий подробную модель процесса сжатия и общую модель компрессора.

В модели компрессора его детали представлены в виде девяти различных элементов. Получены уравнения баланса энергии в установившемся состоянии. В сочетании с подробной моделью процесса сжатия эти уравнения были введены в компьютер для решения. На основе созданной программы моделирования, базирующейся на общей модели компрессора, изучали влияние внутренних перетечек и потерь при теплоотдаче. Полученные предварительные результаты показали, что общая модель спирального компрессора позволяет прогнозировать реальное поведение и может быть полезной при его проектировании и оптимизации.

Y.Chen, N.P.Haim, J.E.Braun et al. // Int J. Refr. GB, 2002.09; vol. 25, № 6, 761–764

БМИХ, 2003, № 1, с. 44

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КОНДЕНСАТОРА ДЛЯ ХЛАДАГЕНТОВ R22 И R407C

Проведено экспериментальное исследование конденсатора из оребренных труб при использовании двух различных конструкций (типы U и Z) и двух видов хладагента (R22 и R407C). Был создан экспериментальный стенд для оценки теплопередающей способности конденсатора. Была составлена программа для посекционного анализа с учетом неравномерности распределения теплоотдачи по длине трубки на стороне воздуха и неизотермичности на стороне хладагента.

Хладагент R22 показал лучшие результаты, чем R407C при конфигурации типа Z. Не было обнаружено большой разницы между результатами исследований при использовании обоих хладагентов в аппарате конфигурации типа U. В целом расчетные результаты, полученные для R22, были на 10,1 % выше, а для R407C на 10,7 % ниже, чем экспериментальные. Программа может быть использована при проектировании конденсаторов.

J.H.Lee, S.W.Bae, K.H.Bang et al. // Int. J. Refrig., GB, 2002.05, vol. 25, № 3, 372–382

БМИХ, 2003, № 1, с. 45

ОПТИМИЗАЦИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Эжекторные холодильные циклы вызывают интерес в связи с возрастающим вниманием к проблемам защиты окружающей среды и необходимостью экономии энергии благодаря их низкой стоимости, надежности и возможности использовать воду в качестве рабочей жидкости.

Исследован холодильный цикл с двухступенчатым эжектором. Рассмотрена работа холодильной машины в установившемся режиме при фиксированных температурах на входе трех кожухотрубных теплообменников, испарителя, конденсатора и генератора. Учитывались необратимость теплоотдачи в теплообменниках, потери на трение в потоках воды и не принималось во внимание падение внутреннего давления пара.

Программа позволяет получить выражение для максимального холодильного коэффициента (при заданных температурах жид-

кости на входе), в которое как независимые переменные входят расход, размеры и разность температур в теплообменниках. Программа выдает параметры для конструирования эжектора и теплообменников.

G.Grazzini, A.Rocchetti// Int. J. Regr., GB, 2002.08, vol. 25, № 5, 621–633
БМИХ, 2003, № 1, с. 48

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ТЕМПЕРАТУРУ В ДОМАШНЕМ ХОЛОДИЛЬНИКЕ

Анализ был проведен во Франции в период с апреля по июнь 1999 г. Температуру измеряли и регистрировали на трех уровнях: наверху, в середине и внизу камеры холодильника. Заполняли анкету со следующими данными: описание семьи, характеристика холодильника и условия эксплуатации.

Исследовали 143 домашних холодильника, однако для анализа смогли использовать только данные для 119. Обобщение данных показывает, что средняя температура в исследованных холодильниках составила 6,6 °С с отклонениями от 0,9 до 1,4 °С. Было установлено, что изменение температуры внутри каждого холодильника зависит от его типа. Опыты показали также влияние условий эксплуатации на температуру. Нельзя выделить единственный фактор, влияющий на температуру. Ее изменение определяется комбинацией различных факторов.

O.Laguerre, E.Derens, B.Palagos// Int. J. Refr., GB, 2002.08; vol. 25, № 5, 653–659
БМИХ, 2003, № 1, с. 50

НОВАЯ КОНЦЕПЦИЯ: ИЗОЛИРОВАННЫЕ МОНОБЛОЧНЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Крупные холодильники оснащают изолированными моноблочными охладителями для глубокого замораживания, а иногда и для охлаждения продуктов. Это позволяет наиболее эффективно использовать высокую стеллажную конструкцию холодильника, снизить уровень шума и избежать намерзания льда в камере охлаждения.

Монтажники и обслуживающий персонал оценили легкость доступа к охладителям при их установке, пуске в эксплуатацию и обслуживании, а также возможность не подвергаться воздействию низких температур.

R.Handschuh// KI Luft Kältetch., DE, 2002.04. vol. 38, № 4, 195–198
БМИХ, 2003, № 1, с. 65

ЭМПИРИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ИНФИЛЬТРАЦИИ ВОЗДУХА НА ХОЛОДИЛЬНИКАХ ЧЕРЕЗ ДВЕРИ

Получена эмпирическая модель, основанная на уравнении Тамма, для прогнозирования скорости инфильтрации воздуха через двери. Модель включает такие показатели, как герметичность, инфильтрацию воздуха при открывании дверей и дополнительный воздухообмен, связанный с движением вилочных погрузчиков через двери.

Модель была проверена при сравнении с измеренными скоростями инфильтрации воздуха через быстро вращающиеся и раздвижные двери на семи торговых холодильниках емкостью от 740 до 12000 м^3, на которых поддерживается температура от +3,3 до –21,8 °С.

P.Chen, D.J.Cleland, S.J.Lovatt et al.// Int. J. Refrig. GB, 2002.09, vol. 25, № 6, 799–812
БМИХ, 2003, № 1, с. 65

Холодильное оборудование
ZANOTTI
Низко-среднетемпературные сплиты
и моноблоки
EFES Климат Продажа, монтаж, сервис
т: 789-64-30 ф: 453-60-66
yefisko@rol.ru www.efes-climate.ru

«Воздушные турбохолодильные машины»

А.П. СТАРОСТИН, К.К. СОКОЛОВ.

(Издательство ООО «Франтэра», 2003, 262 с., тираж 500 экз.)

В книге рассмотрены история создания, современное состояние и основные направления развития отечественных экологически чистых воздушных турбохолодильных машин (ТХМ), работающих по различным термодинамическим циклам с использованием высокоэффективных компрессоров и турбодетандеров авиационного типа. Особое внимание уделено машинам, в которых реализуется разомкнутый регенеративный цикл, разработанный в нашей стране.

Представлены основные технические характеристики и аналитические зависимости, позволяющие осуществить выбор оптимальных параметров машин с целью наиболее эффективного их применения. Приведены результаты экспериментальных исследований, направленных на повышение технико-экономических показателей основных агрегатов машин, а также представлен обширный материал по внедрению технологических установок с этими машинами в народное хозяйство.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников в области холодильного машиностроения, в частности занимающихся исследованием, разработкой и производством воздушных холодильных машин.

Авторы книги – известные специалисты в области турбохолодильных машин:
канд. техн. наук АНДРЕЙ ПЕТРОВИЧ СТАРОСТИН, генеральный директор СКБ ТХМ и ОАО «Турбохолод» (1981–2001 г.), президент ОАО «Турбохолод» (2002–2003 г.), академик Международной академии холода (МАХ);
канд. техн. наук КОНСТАНТИН КОНСТАНТИНОВИЧ СОКОЛОВ, заместитель генерального директора ОАО «Турбохолод» по научной работе, академик МАХ.

ПО ВОПРОСАМ ПРИОБРЕТЕНИЯ КНИГИ ОБРАЩАЙТЕСЬ

в Москве:
ОАО «Турбохолод»,
тел. (095) 264-62-58,
факс (095) 264-35-93,
ООО «ДеЛи», тел. (095) 265-71-45;

в Казани:
ОАО «Казанькомпрессормаш»,
тел. (8432) 72-22-21.

ХЛАДАГЕНТЫ, МАСЛА, СЕРВИС ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ

МОНОГРАФИЯ

Б.С. БАБАКИН
(2003 г., 470 с., тираж 2500 экз.)

В монографии рассмотрены современные хладагенты и холодильные масла, а также вопросы эксплуатации и сервиса холодильных систем, связанные с применением хладагентов и масел.

Освещены проблемы экологической безопасности при использовании хладагентов в холодильной технике. Подробно рассмотрены хладагенты групп ХФУ, ФУ на основе углеводородов, одно- и многокомпонентные альтернативные хладагенты и сервисные смеси групп ГХФУ, ГФУ.

Приведены свойства масел отечественного и зарубежного производства. Особое внимание уделено растворимости в хладагентах масел, их совместимости с последними, а также с пластмассами и металлами. Приведены особенности эксплуатации систем смазки компрессоров в холодильной технике.

Большой раздел посвящен ретрофиту холодильного оборудования с заменой R12, R502, R500 и R22 на R134a R401A, R401B, R404A, R507, R409A, R408, R402A, R402B, R406A, R407C, R600a и др.

Рассмотрены технические средства для сервиса холодильных систем, правила безопасности при работе с альтернативными хладагентами, их воздействие на организм человека.

Монография предназначена для инженерно-технических работников, а также рекомендуется в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальностям 23010008, 101700, 271500, 270900.

По вопросам приобретения книги обращайтесь по тел.: 277-03-43, 277-07-22.

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

«Продэкспо-2004»

В Москве в выставочном комплексе на Красной Пресне прошла 9–13 февраля 2004 г. под патронажем Торгово-промышленной палаты РФ традиционная, 11-я Международная ярмарка продовольственных товаров и сырья для их производства – «Продэкспо-2004». Ее организатор – ЗАО «Экспоцентр» при содействии Министерства сельского хозяйства РФ и Правительства Москвы. Спонсоры ярмарки – компании «Роллтон» и «Лудинг».

Ярмарка «Продэкспо» за 11 лет своего существования стала одним из крупнейших в мире выставочных мероприятий в области продуктов питания, приобрела высокий международный статус, являясь обладателем высших мировых выставочных наград – Знаков Международной ассоциации выставочной индустрии (UFI) и Международного Союза выставок и ярмарок (МСВЯ).

С 1994 г., за всю историю этой популярной ярмарки, в ней приняли участие фирмы и организации из 60 стран, представляющие все направления развития продовольственного сектора. Гостями «Продэкспо» стали более 800 тыс. человек, большинство из которых – специалисты и предприниматели. В этом году на площади свыше 33 000 м² свою продукцию показали более 2000 экспонентов (в 2003 г. 1877), в том числе свыше 1200 российских.

С национальными экспозициями выступили фирмы из 27 стран: Австрии, Аргентины, Бельгии, Болгарии, Великобритании, Венгрии, Германии, Дании, Ирландии, Испании, Италии, Канады, Кипра, Литвы, Нидерландов, Польши, Португалии, России, Сербии и Черногории, США, Таиланда, Турции, Финляндии, Франции, Швеции, Шри-Ланки, Южной Кореи.

Возросло количество экспозиций, организованных на государственном уровне.

На «Продэкспо-2004» были представлены 2 раздела: «Продукты питания и сырье для их производства»; «Специализированное оборудование – салон «Кафе. Ресторан. Супермаркет».

Первый раздел поражал разнообразием мясных, молочных продуктов, морепродуктов, кондитерских изделий, деликатесов, алкогольных и безалкогольных напитков. Широко экспонировались чай, кофе, табачные изделия, фрукты и продукты их переработки, детское питание, диетические продукты, пищевые добавки, специи и приправы, продукты из сои и др.

Привлекали внимание ярко оформленные витрины, где демонстрировалось мороженое на любой вкус.

Широкий ассортимент быстрозамороженных про-

дуктов – котлеты, пельмени, пирожки, блинчики, пиццу, вареники, полуфабрикаты из рыбы и морепродуктов, ягоды, грибы, овощи и овощные смеси – представляли: группа компаний «Ледово», Бусиновский мясоперерабатывающий комбинат, торгово-производственная компания «Визитон», «Компания Нева», фирмы «Два капитана», экспериментальный кондитерско-булочный комбинат «Звездный» (Москва), «Талосто», «Равиоли» и «Морозко» (Санкт-Петербург), «Мириталь-Производитель» (Реутов, Московская обл.) и др.

Во втором разделе выставки большое место занимало промышленное и торговое холодильное оборудование. Свои достижения в этой области демонстрировали московские фирмы: «Криотек» – скороморозильные аппараты, холодильное оборудование, льдогенераторы и др., «Степ», «Норд», «Дорин» – холодильные агрегаты, теплообменные аппараты, хладагенты, «Эко Туст» – производство, продажа и сервисное обслуживание холодильного и морозильного торгового оборудования, «Еврохолод», «Промхолод» – торговое холодильное оборудование, «Совиталпродмаш» (Волжск) – холодильные шкафы, камеры и др. Продукция этих компаний давно уже зарекомендовала себя высоким качеством и надежностью в эксплуатации.

Наряду с отечественным на российском рынке пользуется спросом и оборудование зарубежных компаний, которые тоже приняли активное участие в ярмарке «Продэкспо-2004». Это фирмы «Гольфстрим» из Белоруссии – более 30 наименований торгового холодильного оборудования, «Вестфрост» (Дания) – холодильное и морозильное оборудование, в том числе для реализации мороженого и замороженных продуктов, низкотемпературные лари, «Геко» (Польша) – автоматика для торгового промышленного холодильного оборудования. Полный спектр холодильный шкафов, морозильных ларей, витрин для мягкого мороженого и водоохладителей предлагала турецкая фирма «Угур».

Транспорт для рефрижераторных перевозок представляла московская фирма «Вероника Импэкс».

В рамках ярмарки прошел Всероссийский продовольственный форум. Были организованы также семинары, презентации продукции отдельных фирм, мастер-классы.

Лучшее качество продуктов и напитков определяли на Международном дегустационном конкурсе «Лучший продукт-2004», проводимом Министерством сельского хозяйства РФ по всем номинациям продуктов питания, а также на дегустационном конкурсе алкогольной продукции, организованном Московской ТПП по поручению Правительства Москвы.

Авторитет ярмарки «Продэкспо» растет с каждым годом, что с удовлетворением отмечали ее участники и гости во время опроса, проводимого представителями нашего журнала.

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Холодильное оборудование и оборудование для «глубокой заморозки»

С 9 по 12 декабря 2003 г. в выставочном комплексе «РосстройЭкспо» на Фрунзенской набережной прошла Международная специализированная выставка «Холодильное оборудование и оборудование для глубокой заморозки» (Refrigeration& DeepFreeze). Выставка, призванная представить новые технологии охлаждения и хранения продуктов, а также холодильное и морозильное оборудование, была организована ЗАО «Дирекция выставок «Экспо РСПП» и International Exhibition Group (США). В выставке приняли участие более 30 фирм и организаций из России, Германии, Италии, Бельгии, Турции, Великобритании, Австрии, Норвегии, США.

Как всякой вновь организуемой выставке, ей еще недостает размаха и авторитетности, определяемой участием большого числа ведущих фирм–производителей холодильного оборудования. Однако присутствие среди экспонентов таких всемирно известных фирм, как **YORK** (представлена отделением YORK RUSSIA) и **Grasso International**, говорит о серьезности программы организаторов выставки и их планов на будущее. Еще одна из ведущих фирм–производителей винтовых и поршневых холодильных компрессоров – **MYCOM** (Япония) была представлена на выставке отделением **MYCOM Europe S.A.** (Бельгия).

Помимо компрессорного оборудования фирма предлагала аммиачные чиллеры и машины для охлаждения гликолей с безнасосной схемой на базе поршневых и винтовых компрессоров.

Теплообменное оборудование (пластинчатые теплообменники G-Mar plus и GEA Ecoflex), а также шаровые краны были выставлены на стенде Российского торгового представительства фирмы **G-Mar**. Особо рекламировался новый сварной пластинчатый теплообменник Vahterus – «пластина в трубе», сочетающий лучшие свойства пластинчатых и кожухотрубных теплообменников.

Регулирующую и запорную арматуру, маслоотделители, регуляторы уровня масла, фильтры и другие аксессуары для холодильных установок предлагали немецкая фирма **AWP Kälte Klima Armaturen** GmbH и британская компания **Henry Technologies**.

Один из крупнейших в мире производителей смазочных материалов, концерн **FUCHS** демонстрировал масла для холодильной техники (минеральные и синтетические). В России реализацией продукции FUCHS и производством смазочно-охлаждаемых жидкостей для металлообработки занимается ООО **«Фукс-Ойл»** (Ярославль), входящее в состав концерна. Партнером его является ОАО «Холодмаш», рекламные материалы которого также были выставлены на стенде представительства FUCHS в России.

На выставке можно было увидеть и фирмы, занимающиеся производством панелей для холодильных складов и камер, например **EMS-Isoliertueren Mickeleit GmbH** (Германия), **Izopoli Sandwich Panels** (Турция) и др.

Были представлены и производители скороморозильного оборудования – бельгийская фирма **Cryogenic Equipment&Services N.V** и ООО **«Шаллер-Москва»**, предлагавшее аппараты производства австрийских фирм Shaller Lebens-mitteltechnik и Heinen Freesing.

В целом выставка оставляет впечатление первого этапа воплощения заявленных организатором целей, и поэтому очень важно, что уже объявлено о продолжении этой инициативы.