ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИ
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»

ЛЬНАЯ
КНИКА

lnaya Tekhnika

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ
Минпромнауки России
Международной академии холода

Главный редактор
Л.Д.Акимова

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А.М.Архаров
А.В.Бараненко
Г.А.Белозеров
Б.М.Бершицкий
О.В.Большаков
В.М.Бродянский
А.В.Быков
В.А.Выгодин
Л.В.Галимова
А.А.Гоголин
А.К.Грезин
И.М.Калнинь
А.А.Мифтахов
И.И.Орехов
И.А.Рогов
В.В.Румянцев
В.И.Смыслов
И.Я.Сухомлинов
О.М.Таганцев
Н.В.Товарас
Н.В.Фадеков
И.Г.Хисамеев
О.Б.Цветков
И.Г.Чумак
А.В.Шаманов

Ответственный секретарь
Е.В.Плуталова
Дизайн и компьютерная верстка
Т.А. Миансарова
Компьютерный набор
Н.А.Ляхова, Н.В.Герасимова
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 17.03.2004.
Формат 60x88 1/8. Офсетная печать.
Усл. печ. л. 6,5.

Отпечатано в ООО «АфиксСистема»

© Холодильная техника, 2004

SUE:

МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ — **INTERNATIONAL SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE**

2 — *Цветков О.Б., Лаптев Ю.А.* **Айс-сларри и однофазные хладоносители** — *Tsvetkov O.B., Laptev Yu.A.* **Ice slurry and single-phase coolants**

5 — *Колодязная В.С., Соколов В.Н.* **Массообменные характеристики при замораживании растительных продуктов в айс-сларри** — *Kolodyaznaya V.S., Sokolov V.N.* **Mass exchange characteristics during freezing of plant products in ice slurry**

9 — *Кириллов В.В., Баранов И.В., Самолетова Е.В.* **Физико-химические свойства хладоносителей на основе водных растворов этиленгликоля в присутствии электролита** — *Kirillov V.V., Baranov I.V., Samoletova E.V.* **Physico-chemical properties of coolants based on aqueous solutions of ethylene glycol in the presence of electrolyte**

12 — *Маринюк Б.Т., Баранник В.П.* **Экологически безопасные хладоносители, особенности применения, свойства** — *Marinyuk B.T., Barannik V.P.* **Ecologically safe coolants: peculiar features of use, properties**

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА — **AIR CONDITIONING**

14 — *Кокорин О.Я., Смирнова И.Н.* **Энергосберегающее холодоснабжение местно-центральной СКВ в торговом комплексе** — *Kokorin O.Ya., Smirnova J.N.* **Energy-saving refrigeration supply to local-central air conditioning system in a trade complex**

НАУКА И ТЕХНИКА — **SCIENCE AND TECHNIQUE**

20 — *LU-VE* *Джованни Лоцца, Умберто Мерло.* **Экспериментальные исследования теплообменных батарей с волнистым и жалюзийным оребрением** — *LU-VE* *Giovanni Lotstsa, Umberto Merlo.* **Experimental investigations of heat exchange batteries with curled and louvre finning**

24 — *БИТЦЕР* **Новые поршневые компрессоры «Octagon» Часть 1. Сравнение поршневых, винтовых и спиральных холодильных компрессоров** — *BITZER* **New reciprocating compressors «Octagon» Part I. Comparison of reciprocating, screw and scroll compressors**

28 — *Кузнецов Л.Г., Иванов Д.Н., Молодова Ю.И., Берлин Е.А., Прилуцкий А.А.* **Оценка герметичности компрессорных ступеней с учетом износа уплотнений поршней при эксплуатации** — *Kuznetsov L.G., Ivanov D.N., Molodova Yu.I., Berlin E.A., Prilutsky A.A.* **Evaluation of sealed condition of compressor stages taking into account the wear of pistons' seals during explotation**

32 — *ГЕА ГРАССО* **Компрессорное оборудование фирмы «Грассо» для глубокого замораживания продуктов** — *GEA GRASSO* **Compressor equipment of Grasso company for deep freezing of foods**

34 — *КРИОТЕК* **Холодильные компрессорные станции и агрегаты** — *CRYOTECH* **Refrigeration compressor stations and units**

ДЛЯ ПРАКТИКОВ — **ASSISTANCE TO PRACTICAL WORKER**

36 — *ФАРМИНА* *Шишов В.В.* **Эксплуатация герметичных компрессоров в условиях низких температур окружающей среды** — *FARMINA* *Shishov V.V.* **Operation of hermetic compressors under the conditions of low ambient temperatures**

38 — *МУЛЬТИПЛАЗ* *Ермишин Ю.М.* **Результаты практического применения портативного плазменного сварочного аппарата "Мультиплаз-2500"** — *MULTIPLAZ* *Ermishin Yu.M.* **Results of practical use of portable plasma welding apparatus «Multiplaz-2500»**

СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ — **STANDARDIZATION AND CERTIFICATION**

40 — **Продукция, прошедшая сертификацию в НП «СЦ НАСТХОЛ» в феврале 2004 г. и получившая разрешение Госгортехнадзора России на право применения во взрывопожароопасных производствах** — **Products having passed certification at NP "Sts NASTHOL" in February of 2004 and obtained the permit to be used in explosion-fire-hazard production processes**

42 — **ПОЗДРАВЛЯЕМ С ЮБИЛЕЕМ!** **Виктор Михайлович Бродянский** — **CONGRATULATIONS ON JUBILEE!** **Victor Mikhailovich Brodyansky**

44 — **Сергею Николаевичу Конуркину 60 лет** — **Sergey Nikolaevich Konurkin is 60 years old**

46 — **МЕЖДУНАРОДНЫЕ ВЫСТАВКИ** **«Мир мороженого и холода-2004»** — **INTERNATIONAL EXHIBITIONS** **«World of ice cream and refrigeration-2004»**

51 — **В МЕЖДУНАРОДНОМ ИНСТИТУТЕ ХОЛОДА** **Из Бюллетеня МИХ** — **AT INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION** **From Bulletin of IIR**

АЙС-СЛАРРИ И ОДНОФАЗНЫЕ ХЛАДОНОСИТЕЛИ

О.Б. ЦВЕТКОВ,
председатель Рабочей группы "Свойства хладагентов и теплоносителей"
Ю.А. ЛАПТЕВ
ученый секретарь Рабочей группы

Уже более 20 лет в начале года Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий (СПбГУНиПТ) совместно с Рабочей группой "Свойства хладагентов и теплоносителей" Научного совета РАН по комплексной проблеме "Теплофизика и теплоэнергетика", а последние 11 лет совместно и с Международной академией холода (МАХ) проводит ставшие традиционными международные конференции по актуальным проблемам современной теплофизики и холодильной техники. Тематика последней из них, прошедшей в феврале 2004 г., – «Айс-сларри и однофазные хладоносители». Гостями и участниками конференции были: Объединенный институт энергетических и ядерных исследований НАН Беларуси, ОГАХ, ОАО "Могилевхимволокно", МГТУ им. Н.Э. Баумана, МГУПБ, МГУИЭ, Московский государственный областной университет, ООО "Криогенмаш", Московский завод "Компрессор", ГУ ВНИХИ, ООО "Спектропласт", НПО "Химсинтез", МГАТХТ им. М.В. Ломоносова, ЗАО "ТРАНЗАС – электронные технологии", ГУП ВНИПИ комплексной энергетической технологии, ООО "Эйркул", ЗАО "ОК", СПбГАСУ, ОАО "Холодмаш" (Ярославль), отраслевые журналы, в том числе "Холодильная техника". Открыл конференцию президент МАХ, ректор СПбГУНиПТ, д-р техн. наук, проф. А.В. Бараненко.

Перспективам развития косвенного охлаждения, свойствам хладоносителей и айс-сларри посвятил доклад вице-президент МАХ **О.Б. Цветков.** Косвенные системы успешно используются многие десятилетия. Однако грандами холодильной техники всегда были и, пожалуй, до сих пор остаются системы непосредственного охлаждения. Пока эксперты IPCC подсчитывают радиационные форсинги планеты и составляют очередные кошмарные сценарии глобального потепления, произошло событие во многом примечательное. Апологеты Монреальского и Киотского протоколов и, скажем осторожно, их оппоненты сошлись в одном: и в настоящее время, и в ближайшей перспективе, и тем более для стабильного будущего необходимы холодильные системы, имеющие две актуальные ипостаси – нулевую эмиссию экологически опасных веществ и минимальную заправку хладагентом. Понятно, что именно системы промежуточного охлаждения решают эту двуединую задачу и в этой связи превращаются из неприметного "гадкого утенка" в прекрасного лебедя.

В холодильной технике используют десятки различных однофазных промежуточных хладоносителей как на водной основе, так и синтетических. В последние годы появились двухфазные хладоносители – айс-сларри. При этом, разумеется, не исчезли и проблемы. И дело не только в коррозии, эксплуатационных затратах, стоимости хладоносителей, воздействии их на материалы, пенообразовании и т.д. Дело в том, что резко возросли экологические и токсикологические требования к промежуточным средам. Между тем статистика бесстрастно фиксирует случаи протечек хладоносителей в окружающую среду и, что особенно тревожно, в напитки и пищевые продукты.

Россия – исторически родина "бинарного льда" (айс-сларри): диссертация В.А. Чижикова на эту тему была защищена в Ленинградском технологическом институте холодильной промышленности (ныне СПбГУНиПТ) в 1972 г. Осмысление преимуществ подобной системы охлаждения растянулось на десятилетия. Сегодня ее стали активно применять в Европе, Азии и Америке. В нашей стране развитие подобных технологий, и прежде всего машиностроения, для их реализации только начинается. Докладчик выразил надежду, что участники конференции помогут восполнить пробелы в решении затронутых вопросов.

Проблемам применения однофазных хладоносителей была посвящена значительная часть выступлений на конференции.

Доклад **Е.Т. Петрова, А.А. Круглова** и **В.В. Кириллова** (СПбГУНиПТ) "Повышение эффективности систем холодоснабжения за счет использования модифицированных хладоносителей" посвящен анализу влияния свойств хладоносителей на гидравлические и тепловые характеристики трубопроводов, отдельных видов оборудования и систем холодоснабжения. Показана целесообразность расширения применения модифицированных хладоносителей, среди которых водные растворы природного происхождения ("БишолТ" и др.), а также водные растворы практически нетоксичных и эффективных хладоносителей – пропиленгликоля, хлористого кальция и др. Негативные особенности хладоносителей могут быть устранены благодаря введению незначительного количества добавок и присадок, что повысит эффективность систем. Модификацию необходимо ориентировать на определенные области применения хладоносителей (например, для нефтехимической, пищевой промышленности и специально для систем с непосредственным контактом с пищевыми продуктами).

Интерес собравшихся вызвал доклад **Л.С. Генеля** и **М.Л. Галкина** (ООО "Спектропласт", Москва) "Проблемы токсичности, экологичности, пожароопасности, коррозионной активности промежуточных хладоносителей". Авторы доклада

изложили свое видение проблемы коррозионного воздействия хладоносителей на металлы.

Не выявив в литературе методик исследования коррозионной активности жидких сред при отрицательных температурах, докладчики предложили свои методики проведения коррозионных испытаний. Новые хладоносители, появляющиеся на российском рынке, проходят испытания по этой методике в сопоставимых условиях, что позволяет создать базу данных и сравнивать хладоносители между собой.

Выявлены ингибиторы коррозии и хладоносители, которые приводят к растворению, охрупчиванию и растрескиванию полимерных материалов.

В ООО "Спектропласт" разработаны ингибиторы коррозии и антинакипины для воды (как самого эффективного и дешевого хладоносителя), компоненты которых нетоксичны и экологичны. Ингибиторы пригодны для закрытых, открытых и полупогруженных систем, способны предотвращать коррозию без дополнительной заправки ингибиторами более месяца в открытых системах и более года в закрытых.

Практика показала необходимость предупреждения возможных опасных ситуаций при эксплуатации холодильного оборудования. Применяемый в настоящее время упрощенный подход к оценке эффективности хладоносителей без учета рисков и возможных последствий устранения этих рисков может принести убытки, многократно превосходящие расчетную величину эффективности, учитывающую только прямые затраты.

Целесообразно отразить вопросы безопасности применения промежуточных хладоносителей в разрабатываемых в соответствии с Законом «О техническом регулировании» технических регламентах и стандартах.

Г.А. Белозеров, Н.М. Медникова и **В.П. Панченко** (ВНИХИ) представили "Технико-экономическое сопоставление аммиачных централизованных насосно-циркуляционных систем непосредственного охлаждения и систем с промежуточным хладоносителем, охлаждаемым в современных эффективных чиллерах".

Сопоставление проводилось применительно к камерам хранения, охлаждения и замораживания мяса на комбинатах мощностью 50 т в смену. В качестве критерия сопоставления выбраны удельные затраты на выработку холода, учитывающие годовые капитальные и эксплуатационные расходы.

О типоразмерном ряде холодильных машин с малой заправкой аммиака рассказал **М.А. Сильман** (московский завод "Компрессор"). Аммиакоемкость холодильных систем многократно снижена благодаря локализации рабочего вещества в пределах холодильной машины и использования малоемких пластинчатых испарителей. Холодильные машины предназначены для систем охлаждения хладоносителя в диапазоне – 25...+10 °С. Холодопроизводительность машин "среднетемпературного" исполнения (t_s = = –20 °С) составляет 27...270 кВт, "высокотемпературного" исполнения (t_s = 6 °С) – 80...850 кВт. Завод поставляет холодильные машины в виде моноблоков полной заводской готовности с заправкой аммиаком и холодильным маслом.

Опытный образец представителя ряда – холодильной машины 50 МКТ 130-7-3 – принят приемочной комиссией. Намечено проведение испытаний холодильной машины 50 МКТ 130-7-3 на промежуточном хладоносителе "Нордвэй-ХН", выпускаемом Рошальским химическим заводом "Нордикс". Хладоноситель представляет собой водный раствор ацетата калия и обладает рядом эксплуатационных, энергетических и экологических преимуществ, пожаробезопасен, имеет разрешение к применению в пищевой промышленности.

Совместно с МГТУ им. Н.Э. Баумана завод проведет испытания холодильной машины, используя в качестве хладагента бинарную смесь (60 % аммиака и 40 % диметилового эфира), что позволит добиться дальнейшего снижения аммиакоемкости холодильной машины.

Более подробно об этом хладагенте участники конференции узнали из доклада "Испытания смеси диметиловый эфир–аммиак (R723) в качестве хладагента" **С.Д. Глухова, А.А. Жердева, О.А. Муравьева** и **С.В. Поликарпова** (МГТУ им. Н.Э. Баумана). Было проведено сопоставление циклов холодильной установки на хладагенте R723 и чистом аммиаке. Выявлено, что при использовании смеси холодопроизводительность установки не ухудшается.

В отличие от чистого аммиака смесь ограниченно растворяет минеральное масло, а добавление диметилового эфира приводит к существенному снижению коррозии меди, обычно вызываемой аммиаком в присутствии воды. Эти качества смеси, а также ее более эффективные термодинамические свойства позволяют создать установку небольшой холодопроизводительности, работающую более эффективно, чем на существующих хладагентах.

При замене 40 % аммиака на ДМЭ в существующих холодильных установках можно добиться, по мнению авторов, также снижения аммиакоемкости установки без потери эффективности.

Тема ДМЭ продолжена в докладе **С. Д. Глухова, А.А. Жердева, Н.А. Соловова, А.В. Шарабурина, А.А. Лелюха** и **А.Н. Левко** "Испытания диметилового эфира (ДМЭ) в качестве хладагента холодильной установки авторефрижератора". Проведено сопоставление холодопроизводительности компрессора при работе на ДМЭ и R12 в диапазоне температур от – 20 до – 5 °С. Показана возможность использования ДМЭ в качестве хладагента после небольшой доработки холодильной машины.

В докладе **В.В. Оносовского, Е.А. Ротгольца, И.К. Акчурина** (ЗАО "ОК", Санкт-Петербург) "Достоинства и недостатки каскадных холодильных установок, использующих в качестве хладагента аммиак и углекислый газ" обсуждается возможность применения каскадной установки, использующей аммиак в верхней и диоксид углерода в нижней ветви каскада, что приводит к существенному снижению аммиакоемкости системы. Проведено сопоставление действительных холодильных коэффициентов для аммиачной двухступенчатой холодильной установки и каскадной холодильной установки, показавшее близость значений энергетической эффективности сравниваемых систем. При температурах кипения выше –40 °С некоторые энергетические преимущества имеет двух-

ступенчатая аммиачная холодильная установка, при –50 °С – каскадная. Интересно применение диоксида углерода в качестве промежуточного хладоносителя в аммиачной холодильной установке. В отличие от схем, использующих обычный жидкий хладоноситель, в этой системе отвод теплоты осуществляется при кипении жидкого CO_2. Это интенсифицирует теплообмен и снижает массу циркулирующего в системе хладоносителя. Использование CO_2 в качестве хладоносителя также позволяет снизить аммиакоемкость системы.

Возможностям смесевого хладагента R142b/RC318 (42 % R142b по массе) был посвящен доклад **О.В. Беляевой, А.Ж. Гребенькова, Б. Д. Тимофеева** (ОИЭЯИ НАН Беларуси), ***А.С. Критинина, В.Ф. Окружнова*** (ОАО "Могилевхимволокно") "Результаты натурных испытаний турбокомпрессорной холодильной машины 10ТХМВ-4000-2 на смесевом хладагенте "Экохол-2" на заводе полиэфирных нитей ОАО "Могилевхимволокно". Испытания проводились без замены минерального масла при температуре кипения +7 °С, давлении на входе в компрессор около 0,14 МПа. На смесевом хладагенте "Экохол-2" получена та же холодопроизводительность, что и на R12. Учитывая положительные результаты первых натурных испытаний, планируется перевод других турбокомпрессорных холодильных машин с повышенной частотой вращения ротора на эту же бинарную смесь R142b/RC318 с оптимальным соотношением компонентов.

В ряде докладов рассматривались свойства и применение двухфазных промежуточных хладоносителей – айс-сларри.

Так, в докладе **И.С. Татариновой** (МГУТиУ), **В.В. Ананьева** (ГНУ НИИ ЭМ МГТУ им. Баумана), **Т.С. Белопотаповой** и **Т.В. Борисовой** (ФГУДП НИЦ РФ ЦИАМ) "Испытания коррозионной активности традиционных хладоносителей для холодильных установок промежуточного охлаждения с айс-сларри" рассмотрены результаты изучения коррозионной стойкости образцов различных металлов (включая нержавеющую сталь) в различных хладоносителях: водных растворах хлористого кальция, водных растворах солей природного минерального источника и в хладоносителе собственного производства. Для снижения pH рассола проводили его подщелачивание. Разработан и опробован новый буферный ингибитор – эффективный, нетоксичный и недорогой. Ингибитор, условно названный "БиЦ", значительно снижает скорость общей коррозии и предотвращает появление питтингов на исследованных образцах. Ингибитор позволяет поддерживать при эксплуатации в аппаратах холодильных установок pH на оптимальном уровне 7,0–9,0.

В докладе **Ю.А. Мокашова** и **В.В. Кириллова** (СПбГУНиПТ) "Фазовый переход "вода – лед" как возобновляемый источник энергии" показано, что в силу особенностей молекулярной и электронной структуры воды из-за меньшей плотности льда по сравнению с плотностью воды энергия увеличения объема, равная энергии вновь образовавшихся связей молекул в кристалле льда, весьма значительна. Например, некое устройство, в котором замерзает тонна воды в течение 15 мин, может аккумулировать до 3,7 кВт энергии. Практическое использование такого возобновляемого источника энергии, по мнению авторов, вполне реально.

Доклады ***В.С. Колодязной, В.Н. Соколова*** *«Замораживание продуктов растительного происхождения в айс-сларри»;* ***В.В. Кириллова, Е.Т. Петрова*** *«Физико-химические свойства водноорганических хладоносителей в присутствии электролитов»,* ***Б.Т. Маринюка, В.П. Баранника*** *«Экологически безопасные хладоносители, особенности применения и свойства» публикуются в этом номере журнала.*

Интерес присутствующих вызвали и доклады, несколько выходящие за тематические рамки конференции, но содержащие информацию, полезную для каждого специалиста-холодильщика. Возможностям компьютерного обучения работе на холодильных установках был посвящен доклад **Б.И. Олейникова** ("ТРАНЗАС – электронные технологии", Санкт-Петербург), **В.В. Олейника** и **Е.Н. Игнатенко** (Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет) "Тренажер аммиачной двухступенчатой холодильной установки для морозильных комплексов". Тренажер моделирует производственную холодильную установку для замораживания рыбы до –22...–25 °С в двух типах морозильных аппаратов: воздушно-конвейерном непрерывного действия и горизонтально-плиточном периодического действия.

Всего на конференции было заслушано 17 докладов. Еще 6 докладов были представлены факультативно для информации и обсуждения. Тематика этих докладов охватывала вопросы расчета теплот фазового перехода, в том числе многокомпонентных жидких сред; составления единого уравнения состояния хладагента R134a; изохорной теплоемкости и теплопроводности жидких хладагентов; десублимации водяного пара и влияния электрических полей на процесс испарения водяных капель.

Наряду с известными учеными и специалистами на конференции дебютировали молодые исследователи **И.В. Кудрявцева, Г.Л. Пятаков, Т.Р. Толоконников, К.Е. Акаев, Д.Ф. Васильев**.

Неформально прошла дискуссия по докладам, не лишенная эмоциональности и субъективизма в оценках. По общему мнению, она была полезна для всех участников своей откровенностью и в то же время доброжелательностью.

Не комментируя дискуссии, можно тем не менее отметить одну общую мысль, которая, пожалуй, никем не оспаривалась. Речь шла об опасности этиленгликоля. Избежать утечек хладоносителя (и с этим соглашались все) практически нереально, а любой прямой контакт этиленгликоля с пищевыми продуктами грозит непредсказуемыми последствиями, вплоть до летальных. Было отмечено, что ряд стран Европы вообще решил не применять этиленгликоль в системах охлаждения.

Традиционно конференция завершилась сообщением о деятельности Рабочей группы Научного совета РАН и секции МАХ "Теоретические основы холодильной и криогенной техники" за 2003 г., сделанным их председателем **О.Б. Цветковым**, и подведением кратких итогов прошедшей конференции.

УДК 664.8.037

МАССООБМЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ ЗАМОРАЖИВАНИИ РАСТИТЕЛЬНЫХ ПРОДУКТОВ В АЙС-СЛАРРИ

Д-р техн. наук **В.С. КОЛОДЯЗНАЯ**,
В.Н. СОКОЛОВ
СПбГУНиПТ

The paper is devoted to research of mass exchange characteristics vegetative products in perspective not boiling cold-carrying media – ice slurry. Absorption by a product of the refrigeration medium dissolved substances after various stages of processing are established. The quantity of acts of the freezing appropriate to increase cryoscopic temperature of medium on 1 °C is revealed. Increase of mass exchange factor β at rising of medium speed is designed.

Замораживание пищевых продуктов в жидких средах, отличающееся высокой скоростью и малой длительностью процесса по сравнению с обработкой в воздушной среде, благоприятно влияет на качественные характеристики продукта.

Одним из основных недостатков этой технологии является активное проникновение растворенных компонентов хладоносителя в глубь продукта, что сопровождается негативным изменением его качества, в первую очередь органолептических показателей.

Это проникновение практически прекращается при достижении криоскопической температуры на поверхности продукта [4, 5].

Поскольку пищевые продукты растительного происхождения относятся к коллоидным капиллярно-пористым телам [2], они поглощают жидкие среды в основном посредством пор и капилляров с проницаемыми стенками. Поры и капилляры имеют многочисленные сужения и расширения, как правило, частично или полностью заполненные внутритканевыми жидкостями, которые существенно замедляют всасывание внутрь продукта молекул раствора хладоносителя под действием капиллярного давления. Замерзание содержимого капилляров и образование в них ледяных пробок сводят к минимуму проникновение жидкого хладоносителя в продукт. Однако это не означает полного прекращения его адсорбции на замерзшей поверхности продукта.

Применение двухфазных хладоносителей (айс-сларри) позволяет повысить общую скорость замораживания и, следовательно, снизить время достижения криоскопической температуры на поверхности продукта, что ведет к уменьшению количества поглощаемого хладоносителя [5].

Цель работы – исследование поглощения жидкого хладоносителя, и в частности отдельных растворенных веществ продуктом, а также изучение связанного с этим изменения криоскопической температуры хладоносителя.

В качестве объектов исследования были выбраны овощные и ягодные культуры урожая 2003 г., обладающие различной пористостью и структурой тканей: морковь сорта Лосиноостровская 13, картофель сорта Детскосельский, яблоки сорта Антоновка, кольраби сорта Венская белая 1250 и клюква болотная. Все овощи и ягоды, за исключением кольраби, широко распространены на Северо-Западе России. Выбранные сорта районируются в течение многих лет и рекомендованы к промышленной переработке.

Для замораживания использовали ледяную суспензию (айс-сларри), полученную методом переохлаждения из жидкого хладоносителя, состоящего из воды, этилового спирта, сахарозы и хлорида натрия в соотношении 59:26:10:5 соответственно. Криоскопическая температура хладоносителя составляла –23,0 °С. Количество вымороженной влаги в суспензии ω, поддерживаемое на уровне 20% (–28,8 °С), является оптимальным для достижения наименьшей продолжительности замораживания при фиксированной вязкости, характерной для наиболее распространенных жидких однофазных хладоносителей, при сохранении гомогенности айс-сларри.

Овощи, нарезанные кубиками с длиной грани 15 мм (с предварительным бланшированием в кипящей воде в течение 90 с или без него), а также ягоды клюквы замораживали погружением в айс-сларри при соотношении продукт : хладоноситель 1:3 в условиях свободного движения хладоносителя. После извлечения из суспензии их располагали на перфорированном поддоне на 20 с для стекания раствора, а затем размещали на целлюлозном адсорбенте еще на 20 с и периодически перемешивали.

Количество поглощенных растворенных компонентов хладоносителя определяли рефрактометрическим методом в водных экстрактах размороженного про-

дукта, полученных при температуре 100 °С. Концентрацию этилового спирта в экстрактах находили дихроматно-йодометрическим методом.

Приращение массы продукта при бланшировании и замораживании определяли взвешиванием.

Пористость продуктов вычисляли, используя экспериментально полученные физическую плотность $\rho_ф$ и влагосодержание W, по формуле, рекомендуемой Гинзбургом и Громовым [1]:

$$П = 1 - \rho_ф/(1500–502W). \quad (1)$$

Повышение криоскопической температуры айс-сларри вследствие поглощения этилового спирта, вносящего ключевой вклад в понижение температуры замерзания раствора, рассчитывали по уравнению [3]

$$\Delta t = (K\Delta C)/M, \quad (2)$$

где Δt – повышение криоскопической температуры относительно первоначального уровня, °С;

K – криоскопическая константа, г · град/моль;

ΔC – изменение количества растворенного вещества (в данном случае этилового спирта) на 1000 г растворителя, г.

При расчете Δt допускали, что растворитель (вода) тем или иным способом попадает в систему и, таким образом, унос растворителя продуктом компенсируется, в то время как унос растворенных веществ-антифризов самопроизвольно не восполняется.

Коэффициенты массотдачи β (м/с) для этилового спирта, сахарозы и хлорида натрия, характеризующие интенсивность переноса молекул этих растворенных веществ из объема хладоносителя к поверхности продукта в зависимости от количества вымороженной влаги в суспензии ω, рассчитывали по критериальному уравнению для массообмена зернистого слоя продукта с хладоносителем в условиях естественной конвекции [2]:

$$Nu_m = 0.0387\cdot(Pr_m\cdot Gr)^{0,33}, \quad (3)$$

где Nu_m – массообменный критерий Нуссельта (критерий Шервуда);

Pr_m – массообменный критерий Прандтля (критерий Шмидта);

Gr – критерий Грасгофа.

Коэффициенты диффузии D этилового спирта и сахарозы вычисляли по уравнению Шайбеля [2], коэффициент диффузии хлорида натрия – по уравнению Нернста [2].

С целью нахождения зависимости коэффициентов массоотдачи этилового спирта и сахарозы от скорости движения хладоносителя в случае вынужденного движения айс-сларри проводили расчет коэффициентов β по критериальному уравнению для массоотдачи в слое продукта (на примере кольраби), псевдоожиженного жидкостью (замораживание гидрофлюидизацией) [2]:

$$Nu_m = 2,0 + 1,5Pr_m^{0.33}[(1-\varepsilon_{сл})Re]^{0.5}, \quad (4)$$

где $\varepsilon_{сл}$ – порозность слоя, м³/м³, $\varepsilon_{сл} = (\rho_ф - \rho_п)/\rho_ф$, для кольраби $\varepsilon_{сл} = = 0.49$;

Re – критерий Рейнольдса.

Эксперименты повторяли трехкратно. Данные обрабатывали методами математической статистики при доверительной вероятности 0,95 с применением корреляционного и регрессионного анализов.

В табл. 1 представлены полученные в эксперименте данные о поглощении растворенных компонентов хладоносителя исследуемыми овощами и ягодами, а также о степени их экстрагирования при температуре 20 °С. Наименьшее количество веществ было поглощено клюквой вследствие наличия на ее поверхности кожицы, которая адсорбирует растворенные вещества, не пропуская их в приповерхностные слои. Наибольшая величина поглощения зафиксирована у кубиков кольраби, что объясняется довольно высокой пористостью (П = 14,1%) запасающей паренхимы, из которой состоит плод, а также тем, что поры кольраби достаточно крупные (намного больше, чем у других овощей). Второе место занимают яблоки, обладающие значительным количеством мелких пор (П = 21,7%), затем следуют картофель (П = 4,1%) и морковь (П = = 3,8%). Корнеплоды моркови содержат кроме запасающей паренхимной ткани также и проводящие пучки, которые, однако, не оказывают существенного влияния на увеличение количества растворенных компонентов хладоносителя в продукте. Бланши-

Таблица 1

Поглощение овощами и ягодами растворенных компонентов хладоносителя

Продукт	Количество растворенных компонентов хладоносителя, поглощаемых продуктом, % массы продукта				Степень экстрагирования поглощенных веществ продуктом при t = 20 °С, %	
	Бланшированный продукт		Небланшированный продукт			
	всего	в том числе этилового спирта	всего	в том числе этилового спирта	Бланшированный продукт	Небланшированный продукт
Клюква	–	–	0,22	0,15	–	63,6
Яблоки	0,48	0,24	0,34	0,18	70,8	67,5
Картофель	0,42	0,26	0,30	0,19	71,4	50,0
Морковь	0,33	0,20	0,23	0,13	69,7	65,0
Кольраби	0,61	0,35	0,51	0,29	83,6	57,4

рованные образцы поглощают растворенные вещества на 25–30% более интенсивно, что связано с нарушением упорядоченной структуры тканей и повреждением плазматических мембран.

Приращение массы продукта вследствие поглощения растворенных веществ и растворителя при бланшировании, последующем замораживании со свободным стеканием раствора хладоносителя и после впитывания его адсорбентом представлено в табл. 2.

Введение операции поглощения избыточного раствора целлюлозным адсорбентом достаточно эффективно, так как прирост массы снижается на 80–85%. При этом можно использовать любые другие адсорбенты, разрешенные к применению в пищевой промышленности и обладающие достаточной степенью гидрофильности (как природные или искусственные минеральные сорбенты, так и сорбенты органического происхождения).

В табл. 3 представлены результаты эксперимента по определению уноса растворенных компонентов хладоносителя за 1 акт замораживания. При этом учитывались не только поглощение растворенных веществ продуктом, но и их потери при впитывании раствора адсорбентом.

В данном случае наиболее важен унос молекул этилового спирта, что серьезно влияет на повышение криоскопической температуры раствора хладоносителя (табл. 4). Это повышение мало, что позволяет провести значительное число актов замораживания, прежде чем криоскопическая температура повысится на 1 °С.

Замораживание бланшированных овощей сильнее влияет на характеристики айс-сларри и требует более частого восстановления концентрации этилового спирта в растворе хладоносителя.

В табл. 5 указаны коэффициенты массоотдачи β этилового спирта, сахарозы и хлорида натрия, рассчитанные по уравнению (3).

При повышении доли льда в айс-сларри или, что то же самое, понижении температуры с –23 до –28,8 °С, β снижается в среднем на 9,5%. Абсолютные значения коэффициента массоотдачи хлорида натрия существенно выше, чем у этилового спирта и сахаро-

Таблица 2

Приращение массы продукта в процессе обработки

Стадия обработки	Приращение массы продукта, %								
	Клюква	Яблоки		Картофель		Морковь		Кольраби	
	II	I	II	I	II	I	II	I	II
Бланширование	–	2,73	–	2,57	–	2,42	–	2,11	–
Замораживание с последующим свободным стеканием	0,57	1,84	1,48	1,32	1,12	0,98	1,24	1,72	1,25
Впитывание раствора сорбентом	0,41	0,92	0,74	0,78	0,63	0,60	0,57	1,05	0,80

Примечание. I – бланшированный продукт; II – небланшированный продукт.

Таблица 3

Унос растворенных компонентов хладоносителя

Продукт	Унос растворенных веществ продуктом, % от массы хладоносителя			
	Бланшированный продукт		Небланшированный продукт	
	всего	в том числе этилового спирта	всего	в том числе этилового спирта
Клюква	–	–	0,10	0,068
Яблоки	0,32	0,16	0,25	0,13
Картофель	0,23	0,14	0,15	0,095
Морковь	0,18	0,11	0,14	0,079
Кольраби	0,32	0,18	0,28	0,16

Таблица 4

Повышение криоскопической температуры двухфазного хладоносителя при замораживании овощей, ягод и фруктов

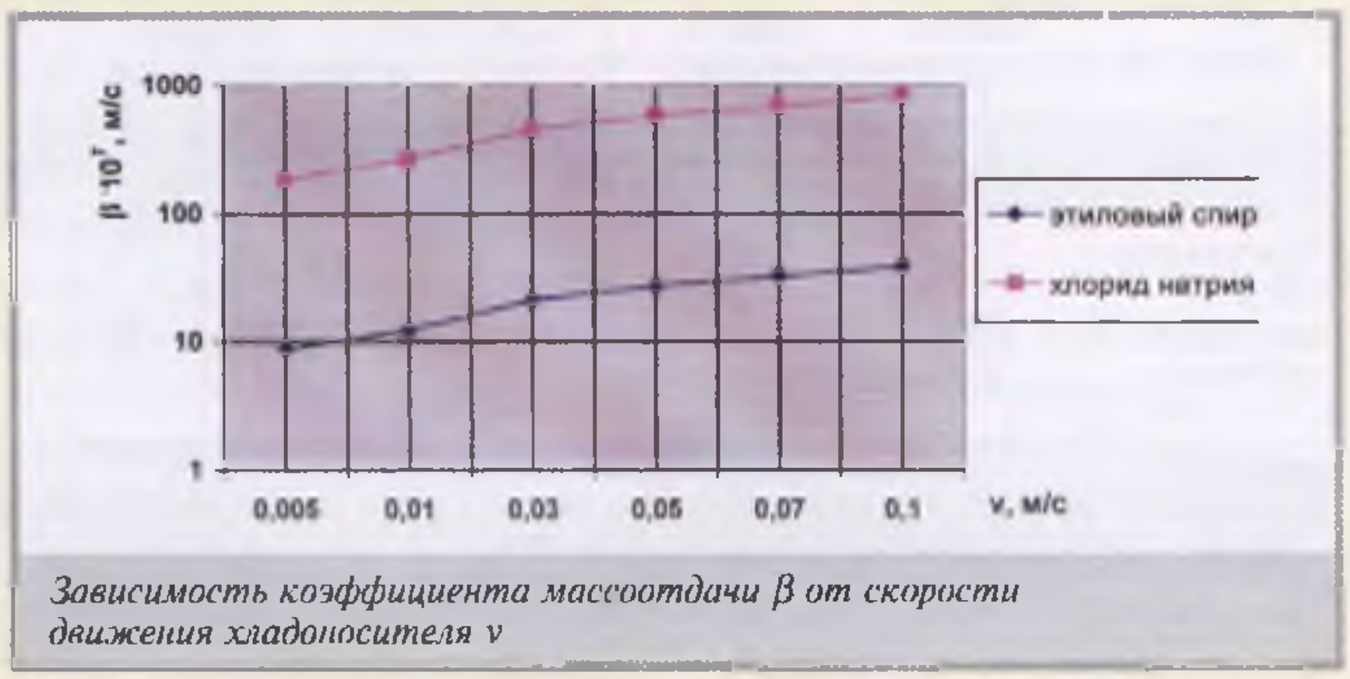
Показатель	Замораживание продукта								
	Клюква	Яблоки		Картофель		Морковь		Кольраби	
	II	I	II	I	II	I	II	I	II
Приращение криоскопической температуры	0,0267	0,063	0,051	0,055	0,037	0,043	0,031	0,070	0,063
Число актов замораживания для повышения температуры на 1 °С	37,5	15,9	19,6	18,2	26,8	23,1	32,3	14,3	15,9

Примечание. I – бланшированный продукт; II – небланшированный продукт.

Таблица 5

Коэффициенты массоотдачи β этилового спирта, сахарозы и хлорида натрия

Доля вымороженной влаги в суспензии ω, %	Коэффициент массоотдачи $\beta \cdot 10^7$, м/с		
	Этиловый спирт	Сахароза	Хлорид натрия
0	4,49	2,74	39.6
5	4,37	2,66	38,8
10	4,28	2,60	37.9
15	4,21	2,54	36.8
20	4,11	2,46	35,7



Зависимость коэффициента массоотдачи β от скорости движения хладоносителя v

зы, что связано с диссоциацией NaCl в водном растворе на ионы с малыми размерами.

Из совместного рассмотрения данных, приведенных в табл. 1, 3 и 5, следует, что приблизительно 40% поглощаемых продуктом веществ приходится на сахарозу и хлорид натрия, вследствие чего их концентрации будут изменяться более быстрыми темпами, чем концентрация этилового спирта, хотя это и не будет существенно отражаться на криоскопической температуре. Повышенное поглощение сахарозы может объясняться ее лучшей адсорбционной способностью по сравнению с низкомолекулярными соединениями, а также тем, что адсорбированная на поверхности кристаллов льда сахароза переходит на поверхность замораживаемого продукта при плавлении на ней кристаллов льда.

На рисунке приведены зависимости коэффициентов массоотдачи этилового спирта и хлорида натрия от скорости движения хладоносителя, рассчитанные по уравнению (4).

Из рисунка видно, что при увеличении скорости в 2 раза интенсивность переноса молекул растворенного вещества из объема хладоносителя к поверхности продукта возрастает в 1,7–1,8 раза. Следовательно, нецелесообразно чрезмерно повышать скорость движения хладоносителя не только по причине возрастания энергетических затрат на его перекачивание, но и из-за возможного увеличения количества поглощаемых растворенных веществ.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что применение айс-слурри в качестве двухфазной охлаждающей среды приводит к значительному снижению поглощения компонентов раствора и достаточно продолжительному использованию среды без реконцентрации. Причем это достигается не только за счет малого времени замораживания, но и вследствие защитного действия кристаллов льда, которые, концентрируясь на поверхности продукта, изолируют ее от жидкой фазы и от находящихся в ней веществ.

Это приводит к одновременному достижению таких ранее не соединимых качеств охлаждающей среды, как сведение к минимуму влияния на пищевой продукт веществ-антифризов, содержащихся в жидкой среде, и сохранение хороших теплоотводящих характеристик, присущих им, при практически любых используемых при замораживании температурах хладоносителя.

ЛИТЕРАТУРА:

1. *Гинзбург А.С., Громов М.А.* Теплофизические характеристики картофеля, овощей и плодов. – М.: Агропромиздат, 1987.

2. *Рудобашта С.П.* Массоперенос в системах с твердой фазой. – М.: Химия, 1980.

3. *Сумарокова Т.Н.* Криометрия. – Алма-Ата: Изд-во АН Казахстана, 1989.

4. *Fikiin K., Tsvetkov O., Laptev Yu., Fikiin A. and Kolodyaznaya V.* Thermophysical and engineering issues of the immersion freezing of fruits in ice slurries based on sugar-ethanol aqueous solutions// Proc. Third IIR Workshop on Ice Slurries. – Horw/Lucerne, Switzerland, 2001.

5. *Lucas T., Rayolt-Wack A.L.* Immersion chilling and freezing in aqueous refrigerating media: review and future trends// International Journal of Refrigeration. – 1998. - Vol. 21, No. 6.

УДК 621.56, 544.355-128, 536.2

Физико-химические свойства хладоносителей на основе водных растворов этиленгликоля в присутствии электролита

Канд. хим. наук **В.В. КИРИЛЛОВ**,
канд. техн. наук **И. В. БАРАНОВ**,
Е.В. САМОЛЕТОВА
СПбГУНиПТ

Decrease in viscosity of the coolant based on aqueous solution of ethylene glycol when electrolytes are introduced into its composition is being investigated. The versions with different mass fractions of ethylene glycol (23,6–46,4) and electrolyte concentrations (0,04–0,75 mol/kg) have been considered. A technique of the experiment and results of determination of characteristics of all types of coolants are presented. It has been found that the least viscosity is achieved with the minimum of electrolyte concentrations tested.

При косвенном охлаждении объектов различного назначения часто используют промежуточные хладоносители на основе водных растворов органических и неорганических солей, одно- и многоатомных спиртов [7]. Основные достоинства хладоносителей на основе спиртов заключаются в невысокой коррозионной активности и в том, что при эксплуатации их теплофизические свойства практически не изменяются, что обеспечивает бо́льшую надежность холодильного оборудования, чем при использовании солевых хладоносителей [3]. Существенный недостаток водно-спиртовых хладоносителей по сравнению с хладоносителями на основе неорганических солей – значительно более высокая вязкость. Так, кинематическая вязкость 18,8 %-ного раствора NaCl ($t_{кр}$ = = –15,1 °С) при 20 °С составляет $1{,}26 \cdot 10^{-6}$ м²/с, а вязкость 27,4 %-ного раствора пропиленгликоля (ПГ) ($t_{кр}$ = –15,0 °С) при той же температуре равна $1{,}90 \cdot 10^{-6}$ м²/с, что на 34 % выше.

Цель настоящего исследования – изыскать возможности для снижения вязкости (при этом желательно не ухудшить другие свойства) хладоносителя на основе водного раствора этиленгликоля (ЭГ).

Выбор объекта исследования был продиктован следующими соображениями. Вязкость водных растворов ЭГ в широком диапазоне концентраций и температур значительно ниже вязкости соответствующих растворов ПГ. Кроме того, ЭГ примерно в 3 раза дешевле. И хотя ЭГ токсичен, его водные растворы используют для охлаждения непищевых объектов. Важно и то, что ЭГ как простейший многоатомный (двухатомный) спирт может служить исследовательской моделью, чтобы затем с помощью корреляционных соотношений распространить полученные данные на свойства спиртов более сложного строения (1,2 – ПГ и трехатомный спирт глицерина) и тем самым целенаправленно снизить их вязкость. ПГ, как известно, является пищевой добавкой, и его растворы, как и растворы глицерина, можно использовать в системах охлаждения на предприятиях пищевой, фармацевтической, парфюмерной и других отраслей промышленности.

Снижение вязкости хладоносителей на основе многоатомных спиртов можно осуществить посредством введения дополнительных компонентов, увеличивающих подвижность ассоциатов, находящихся в растворе [6]. Такими компонентами могут быть электролиты, диссоциирующие в водно-органическом растворителе. Ранее была показана их способность к ионизации в водно-ацетоновых растворах [4]. В данной работе использовали электролит КА (К – катион, А – анион; заряды ионов для простоты опущены). Полагали, что вязкость раствора может уменьшаться за счет увеличения подвижности частиц (вследствие диссоциации электролита) только в определенном диапазоне концентраций электролита и массовых долей компонентов смешанного растворителя. Такое предположение было продиктовано тем, что концентрация ионов в растворе определяется степенью диссоциации электролита α, в свою очередь, зависящей от его природы, концентрации в растворе и от структурированности растворителя (т. е. наличия в нем пространственной сетки водородных связей), которая во многом определяется его составом.

На рис. 1 показан химический механизм влияния электролита на вязкость водно-органического раствора. Сплошными линиями отмечены валентные связи, пунктирными – водородные. Стрелками указано образование координационных связей. Возможная пространственная сетка водородных связей не дана.

Из рис. 1, *а* видно, что переход электролита в раствор сопровождается образованием сольватированных ионов, приводящих к увеличению подвижности частиц и, как следствие, к уменьшению вязкости. Такое взаимодействие на основании вышеизложенного может происходить при невысокой массовой доле ЭГ в растворе. Предположительно концентрация электролита невелика.

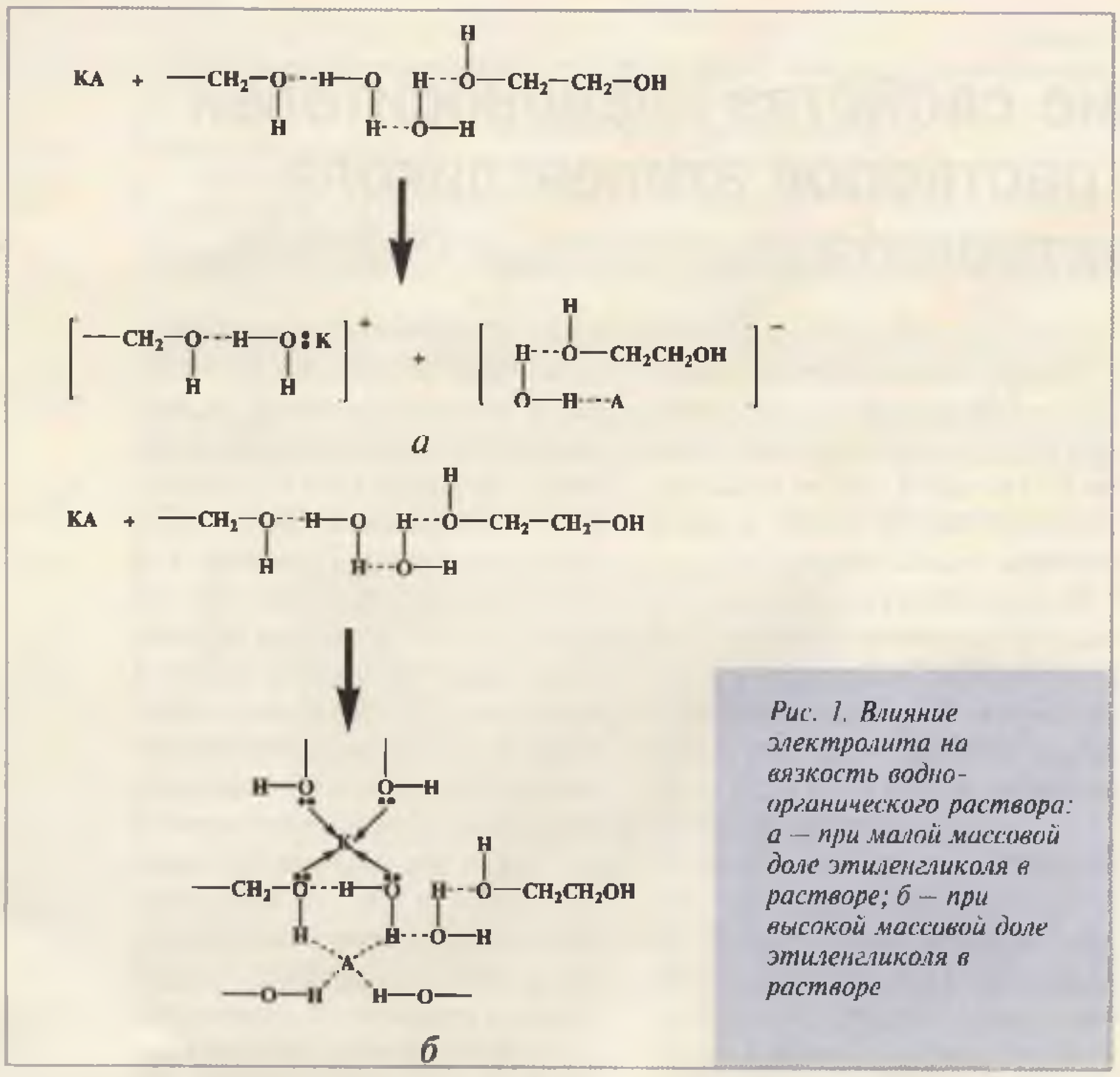


Рис. 1. Влияние электролита на вязкость водно-органического раствора: а – при малой массовой доле этиленгликоля в растворе; б – при высокой массовой доле этиленгликоля в растворе

При росте массовой доли ЭГ в растворителе (рис. 1, *б*) снижается его диэлектрическая проницаемость (при 20 °С диэлектрическая проницаемость воды и ЭГ составляет соответственно 80,4 и 38,66 [8]) и усиливается взаимодействие между ионами (даже при относительно высокой концентрации ионы не проявляют себя как заряженные частицы, хотя, конечно, они связаны с молекулами растворителя по донорно-акцепторному механизму посредством катиона и водородной связью за счет аниона). В результате вязкость раствора увеличивается.

Для исследования использовали водно-этиленгликолевые растворы с массовыми долями ЭГ 23,6; 35,0 и 46,4 %. Концентрацию электролита варьировали в диапазоне 0,04...0,75 моль/кг. Определяли кинематическую вязкость, электрическую проводимость, степень диссоциации, температуру кристаллизации и теплоемкость хладоносителя. Степень диссоциации α_c при данной концентрации электролита C вычисляли, используя значение молярной электрической проводимости λ_c, отнесенное к предельной молярной электрической проводимости λ_∞ при бесконечном разбавлении раствора:

$\alpha_c = \lambda_c/\lambda_\infty$. Концентрацию ионов электролита в растворе рассчитывали как $C\alpha_c$.

Полученные в ходе исследований физико-химические характеристики хладоносителей на основе водных растворов ЭГ в присутствии электролита приведены в таблице.

Теплофизические характеристики водных растворов ЭГ с вводимыми добавками определяли с помощью автоматизированного микрокалориметра свободного нагрева (охлаждения), предназначенного для исследования кинетики фазовых превращений, энтальпии, эффективной и истинной теплоемкостей, получения значений криоскопической температуры [2]. Прибор разработан совместно кафедрой физики СПбГУНиПТ и кафедрой вычислительной техники СПбИТМО (ТУ).

Исследование теплофизических свойств образцов проводили в режиме размораживания. Образец объемом 3...5 см³ помещали в латунную кювету цилиндрической формы, которую после взвешивания устанавливали в морозильную

Физико-химические характеристики хладоносителей на основе водных растворов этиленгликоля в присутствии электролита

ЭГ, %	$\eta^{20}\cdot10^6$, м²/с	$t_{кр}$, °С	c_p, кДж/(кг·К)	$\eta^{20}\cdot10^6$, м²/с	$t_{кр}$, °С	c_p, кДж/(кг·К)	α	$C\alpha$, моль/кг	$\eta^{20}\cdot10^6$, м²/с	$t_{кр}$, °С	c_p, кДж/(кг·К)	α	$C\alpha$, моль/кг	$\eta^{20}\cdot10^6$, м²/с	$t_{кр}$, °С	c_p, кДж/(кг·К)	α	$C\alpha$, моль/кг	$\eta^{20}\cdot10^6$, м²/с	$t_{кр}$, °С	c_p, кДж/(кг·К)	α	$C\alpha$, моль/кг
	Без электролита			С электролитом																			
				при C = 0,04					при C =0,20					при C =0,50					при C =0,75				
23,6	1,72*	–13,0*	3,78* (–10 °С)	1,67	–10,4	3,15	0,54	0,022	1,56	–10	3,84	0,27	0,054	1,39	–10	3,76	0,2	0,10	1,75	–	–	0,17	0,128
35,0	2,35*	–21,0*	3,52* (–20 °С)	1,90	–16,0	3,40	0,56	0,023	1,72	–3	2,87	0,30	0,060	2,31	–23,6	–	0,23	0,115	2,34	–	–	0,19	0,143
46,4	3,24*	–33,0*	3,23* (–30 °С)	2,85	–30	3,45	0,60	0,024	2,97	–	–	0,35	0,070	3,13	–	2,60	0,30	0,150	3,64	–	–	0,23	0,173

* Литературные данные [8]; *ЭГ* – массовая доля в смешанном растворе; *C* – концентрация электролита, моль/кг; η^{20} – кинематическая вязкость при 20 °С; $t_{кр}$ – температура кристаллизации; c_p – теплоемкость; α – степень диссоциации электролита; *Cα* – концентрация ионов электролита.

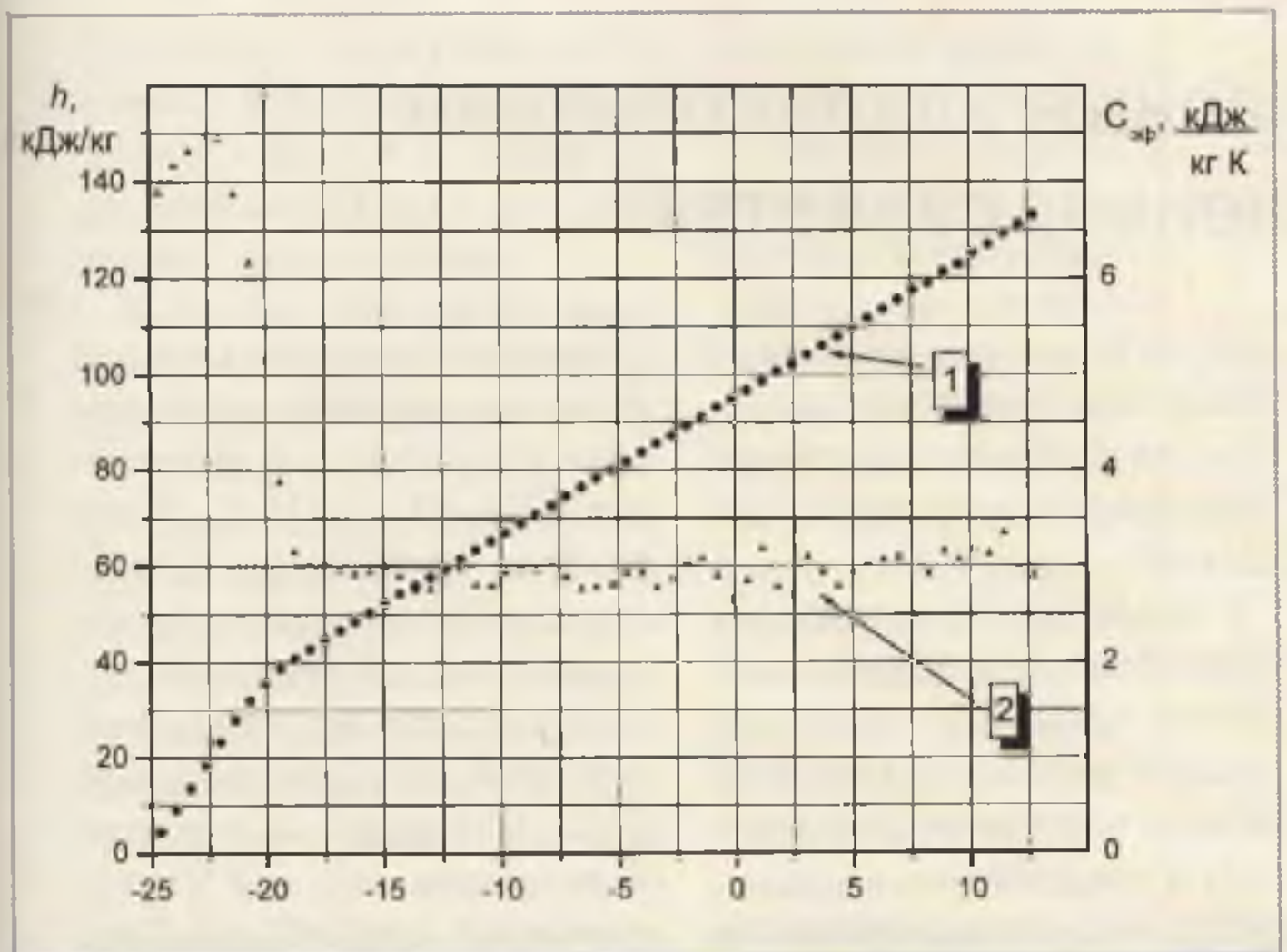


Рис. 2. Теплофизические свойства образцов:
1 – удельная энтальпия h; 2 – эффективная теплоемкость $c_{эф}$

камеру с температурой –30 °С и выдерживали там около 60 мин. После этого кювету с образцом помещали в измерительный блок с комнатной температурой. В процессе опыта электронно-вычислительным блоком регистрировалась температура ампулы с образцом с точностью до 0,1 °С.

На рис. 2 представлены зависимости удельной энтальпии и эффективной теплоемкости от температуры.

На основании полученных экспериментальных данных можно сделать следующие выводы:

✓ При изменении массовой доли ЭГ в растворе от 23,6 до 46,4 % минимальное значение вязкости достигается при наименьшей концентрации вводимого электролита. Это связано с тем, что при высокой концентрации электролита в сильно структурированном растворителе образуются малоподвижные ассоциаты даже при высокой концентрации ионов в растворе. Например, в 46,4%-ном растворе при высокой концентрации ионов (0,150 моль/кг), его вязкость (по сравнению со стандартным раствором) уменьшилась всего на 3,4%.

✓ При использовании 23,6%-ного раствора с концентрацией электролита от 0,04 до 0,5 моль/кг вязкость по сравнению с раствором без электролита снижается на 19 % .

✓ При применении 35%-ного раствора с концентрацией электролита от 0,04 до 0,2 моль/кг вязкость по сравнению с раствором без электролита уменьшается на 27 % . При этом температура кристаллизации раствора снижается на 2 °С.

✓ При использовании 46,4%-ного раствора с концентрацией электролита 0,04 моль/кг вязкость по сравнению с раствором без электролита уменьшается на 12 %.

✓ Эффект снижения вязкости раствора в присутствии электролита (как и другие свойства) определяется массовым соотношением компонентов смешанного растворителя, природой растворителя и, конечно, электролита, в частности зарядом катиона и аниона, их радиусами, поляризационными свойствами. Только соответствующая совокупность свойств растворителя и электролита может обеспечить такой уровень сольватации, который позволит получить требуемые теплофизические и эксплуатационные свойства жидких хладоносителей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ахадов Я.Ю.* Диэлектрические свойства бинарных растворов. – М.: Наука, 1977.

2. *Баранов И.В., Ключев А.В., Платунов А.Е., Самолетов В.А.* Автоматизированный цифровой измеритель теплоемкости пищевых продуктов// Проблемы теплофизики и теплообмена в холодильной технике: Межвуз. Сб. науч. тр. – СПб.: СПбГАХПТ, 1994.

3. *Инель Л.С., Галкин М.Л., Сорокин С.С.* Некоторые особенности применения теплоносителя на основе пропиленгликоля в холодильном оборудовании// Холодильная техника. 2000. № 5.

4. *Кириллов В.В., Макашев Ю.А.* Ионизация нитрата самария (III) и хлорида кальция в смешанном водно-ацетоновом растворителе. XX Межд. конфер. по координационной химии. – Ростов на Дону, 2001.

5. *Кириллов В.В., Баранов И.В.* Коррозионные и теплофизические свойства растворов хлорида кальция с добавкой перманганата калия // II Международная научно-техн. конф. «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке»: Сборник трудов: СПбГУНиПТ. 2003. Т. 2.

6. *Макашев Ю.А., Кириллов В.В., Петров Е.Т.* Пути оптимизации свойств хладоносителей контуров промежуточного охлаждения// Известия СПбГУНиПТ. 2003. № 1.

7. *Цветков О.Б., Лаптев А.Ю. Колодязная В.С.* Одно- и двухфазные жидкие хладоносители// Холодильная техника. 2001. № 10.

8. *Холодильная техника.* Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ./ С.Н. Богданов, С.И. Бурцев, О.П. Иванов, А.В. Куприянова; Под ред. С.Н. Богданова. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999.

УДК 621.564.3

Экологически безопасные хладоносители, особенности применения, свойства

Д-р техн. наук, проф. **Б.Т. МАРИНЮК**
МГУИЭ,
д-р техн. наук, проф. **В.П. БАРАННИК**
НПО «Химсинтез»

Characteristics and fields of application of most common intermediate coolants: salty coolants, aqueous solutions, propylene glycol, as well as coolants of new generation — Ecosol and Ecofrost are considered.

Современные аммиачные холодильные установки отличаются минимальной заправкой хладагентом, что в разветвленных системах холодоснабжения достигается введением промежуточного хладоносителя и применением малоемких по хладагенту и эффективных по теплообмену испарителей.

В этой связи эффективность работы установки во многом будет определяться степенью совершенства теплофизических свойств хладоносителя.

Наряду с этим одним из важнейших требований к хладоносителям сегодня является их экологическая безопасность, не менее важная для них, чем для хладагентов. Объясняется это тем, что количественно хладоносителя в установке намного больше, чем хладагента, а контур хладоносителя менее герметичен, чем контур хладагента. Так, в открытых испарителях хладоноситель непосредственно контактирует со средой машинного отделения и обслуживающим персоналом.

В ряде случаев термообработка продукта осуществляется прямым погружением его в хладоноситель, что возможно только при полной их совместимости и соблюдении строгих санитарно-гигиенических требований.

К применению в системах термообработки пищевых продуктов допущены, например, водные растворы хлоридов кальция и натрия, пропиленгликоля и глицерина.

Солевые водные растворы (хлориды кальция и натрия) хорошо известны и проверены на практике. Раствор $CaCl_2$ имеет бо́льшую коррозионную активность, чем раствор NaCl, по отношению к черным металлам и меди. Однако из-за более низкой температуры замерзания и меньшей стоимости раствор хлорида кальция находит большее распространение. Показатели Ld_{50} для хлоридов кальция и натрия равны соответственно 1000 и 3000 мг/кг.

По причине высокой коррозионной активности оба солевых раствора применяют с добавлением сильного ингибитора типа ПБ 8.2, созданного в конце 60-х годов исследователем Тамарой Дмитриевной Колпаковой. Этот ингибитор представляет собой продукты конденсации альдегидов и аминов. Испытания, проведенные на железнодорожном рефрижераторном составе, показали, что введение ингибитора обеспечивает высокую степень защиты черных металлов (скорость коррозии не превышала 0,15 г/м^2 в сутки).

Водный раствор хлорида кальция имеет широкий температурный диапазон применения – от –45 до +35 °С (более высокие температуры нагрева приводят к гидролизу с образованием соляной кислоты).

Данные по динамической вязкости 30%-ного раствора $CaCl_2$ приведены на рисунке. В диапазоне –20...–40 °С этот показатель для $CaCl_2$ в 5–7 раз ниже, чем у весьма распространенного в холодильной технике пропиленгликоля (ПГ). Температура замерзания водного раствора ПГ достигает –65 °С при концентрации 60 % по объему. Несмотря на высокую вязкость при температурах ниже –15 °С, водные растворы ПГ являются самыми распространенными среди хладоносителей органической основы, используемыми при охлаждении продуктов. По Мерку, показатели Ld_{50} для ПГ близки к глицерину.

В то же время из литературных источников последних лет известно, что полная безвредность этого вещества вызывает сомнения. В частности, по данным исследовательского центра компании NEWAYS, прямой контакт ПГ с кожей может вызвать нарушение работы печени и повреждение почек. В январе 1991 г. Американская Ассоциация врачей-дерматологов опубликовала отчет о связи дерматита с использованием

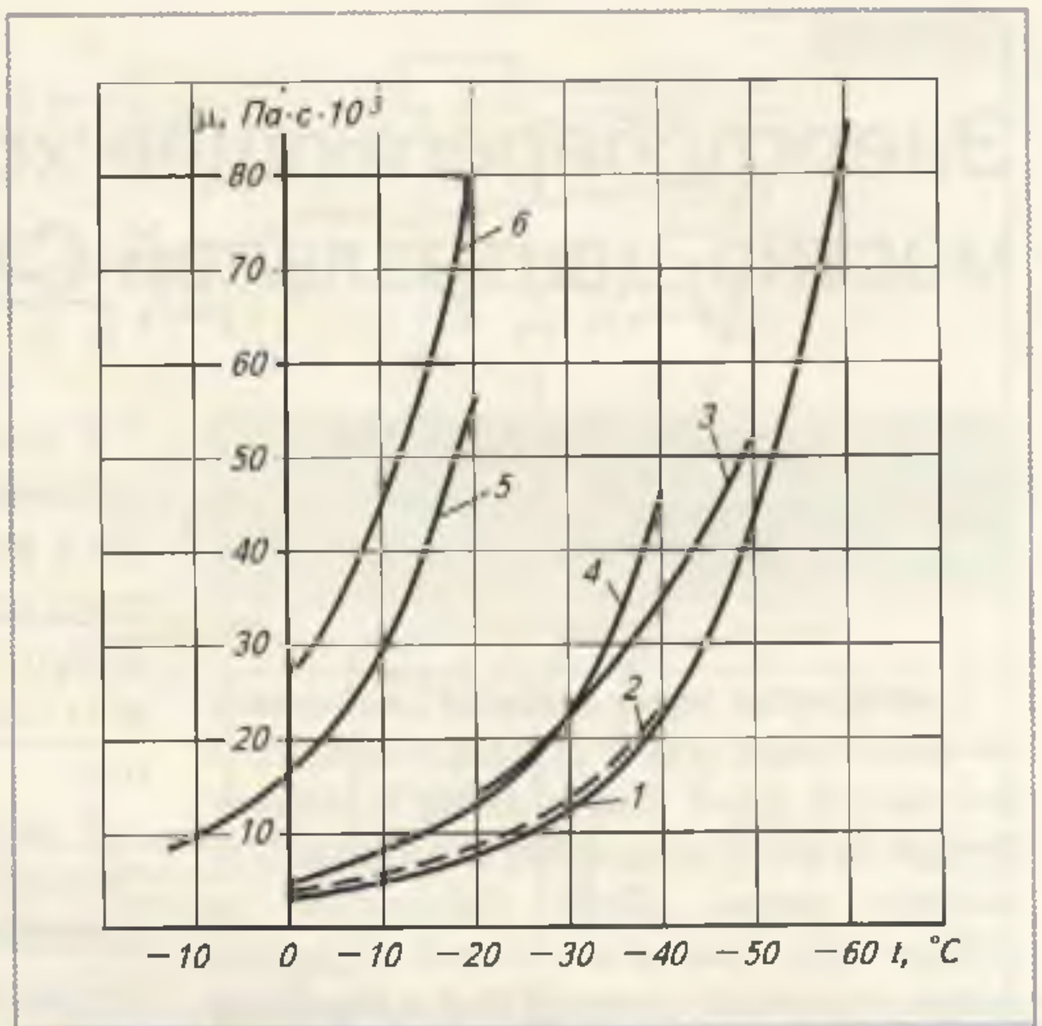
ПГ в косметике, в котором показано, что пропиленгликоль является одним из основных раздражителей кожи даже при низких концентрациях.

В России существует документ, подписанный заместителем главного санитарного врача страны, согласно которому ПГ относится к веществам 3-го класса токсичности, работу с которыми следует производить в защитной одежде. Обнаружено слабое наркотическое и раздражающее действие ПГ. Предельно допустимая концентрация ПГ в воздухе рабочей зоны составляет 7 мг/м³.

Пожалуй, единственное вещество, полностью безупречное в экологическом и токсикологическом отношении, это водный раствор глицерина. Однако высокая вязкость и стоимость ограничивают его распространение в холодильной технике.

Альтернативой рассмотренным выше веществам являются хладоносители Экосол и Экофрост, которые в холодильной технике находят ограниченное применение из-за дефицита сведений по их свойствам.

Экосол готовят на основе этилкарбитола, малотоксичного вещества с Ld_{50} = 5500 мг/кг по Мерку. Вязкость Экосола меньше, чем у ПГ и тем более глицерина. Имеется разрешение к применению Экосола в пищевой промышленности при теплообмене с продуктом через стенку. Достоинством Экосола является низкая коррозионная активность (благодаря использованию эффективного набора ингибиторов), что позволяет использовать его практически со всеми конструкционными материалами, резинами и пластмассами. В холодильной технике определенный опыт применения Экосола накоплен в ЗАО «Промхолод». На основании этого опыта можно рекомендовать предпочтительный температурный диапазон применения Экосола: –20...+100 °С, хотя в зависимости от марки антифриза точками его замерзания будут –40 °С для Экосола 40 и –60 °С для Экосола 65.



Зависимость динамической вязкости μ низкотемпературных хладоносителей от температуры t:
1 – Экофрост 60; 2 – фризиум (концентрация 47 %, температура замерзания –55 °С); 3 – раствор хлорида кальция (концентрация 29,9 %, температура замерзания –55 °С); 4 – Экофрост 40; 5 – Экосол 40; 6 – пропиленгликоль

В области низких температур предпочтение следует отдавать Экофросту, который представляет собой водный раствор этилового спирта с ингибиторами и денатурирующими добавками. Благодаря этому хладоноситель практически не оказывает коррозионного воздействия на основные конструкционные материалы, не разрушает резину и пластмассы. Экофрост отвечает самым строгим экологическим требованиям, Ld_{50} для этилового спирта составляет 7060 мг/кг. Рабочий температурный диапазон хладоносителя –80...+40 °С. Температура замерзания Экофроста определяется концентрацией спирта в воде. Существуют слабоконцентрированные (Экофрост 20) и сильноконцентрированные растворы (Экофрост 80). Цифра в марке означает абсолютную величину отрицательной температуры замерзания раствора. Как следует из рисунка, вязкость Экофроста 60 одна из наиболее низких. Недостатком Экофростов 40, 60 и 80 является их горючесть, хотя водные растворы с содержанием спирта меньше 35 % негорючи. Желательно использовать Экофросты в закрытых системах. Тоннажное производство Экофростов налажено в НПО «Химсинтез» (г. Красноармейск, Московская обл.).

Теплофизические свойства хладоносителей Экосол и Экофрост приведены в книге* и ряде статей авторов.

* Маринюк Б.Т. *Вакуумно-испарительные холодильные установки, теплообменники и газификаторы техники низких температур. – М.: Энергоатомиздат, 2003.*

УДК 621.4

Энергосберегающее холодоснабжение местно-центральной СКВ в торговом комплексе

Д-р техн. наук, проф. **О.Я. КОКОРИН**
МГСУ
И.Н. СМИРНОВА
фирма "Резерв"

A refrigeration supply system of local-central air-conditioning system in a trade complex is described in detail. Energy saving is obtained through the use of refrigerating machines only in summer period. Daily fluctuations in refrigeration demand are traced by flexible system of automatic control of York refrigerating machines as used in the project. In winter period the AC system refrigeration demand is provided with cold outside air.

В торговом комплексе в Москве, разработанном фирмой "Резерв", применены местно-центральные СКВ, снабжаемые холодной водой от центральной холодильной станции и использующие холод наружного воздуха.

На рис. 1 представлен разрез торгового комплекса и показаны помещения, обслуживаемые от местно-центральных СКВ. В таблице приведены данные о потребности СКВ в холоде в расчетных условиях теплого и холодного периодов года при параметрах Б в климате Москвы [1]. Для каждой СКВ в таблице даны расчетные потребности в холоде для центрального приточного агрегата и местных вентиляторных агрегатов.

В теплый период года от центральной холодильной станции, расположенной в подвальном помещении на уровне –7,5 м, насосами подается холодная вода с температурой 7 °С к воздухоохладителям центральных приточных агрегатов *1* и к воздухоохладителям местных вентиляторных агрегатов *4*, смонтированных под потолком обслуживаемых помещений.

В центральных агрегатах только часть холода, израсходованного на охлаждение приточного наружного воздуха, полезно используется для поглощения теплоизбытков в помещениях, где поддерживается температура $t_в$ = 25 °С.

В местном вентиляторном агрегате весь подводимый к его воздухоохладителю холод поглощает теплоизбытки. Поэтому энергетически рационально производительность центральных приточных агрегатов ограничить требованием подачи санитарной нормы приточного наружного воздуха. В этом случае 60–70 % расчетных теплоизбытков будет поглощаться охлажденным воздухом местной рециркуляции.

По данным СНиП [1], температура наружного воздуха в теплый период года в климате Москвы изменяется в сутки на 10,4 °С. Расчетная температура охлаждаемого приточного наружного воздуха принята $t_{вх}$ = = 16 °С. Поэтому потребность воздухоохладителей центральных приточных агрегатов в холоде в течение суток будет изменяться от 100 % в полуденные часы до 17 % ночью. В самих торговых помещениях тепловыделения зависят от числа посетителей во внутренних залах, а для периметральных помещений добавляется еще зависимость от интенсивности поступающей на остекленные конструкции радиации. Поэтому для местных вентиляторных агрегатов потребность в холоде также будет переменной по времени суток.

Неравномерность потребления холода воздухоохладителями СКВ требует применения холодильных машин с гибкими и энергетически рациональными методами автоматического регулирования холодопроизводительности. Этими качествами обладают двухконтурные холодильные машины с двумя компрессорами модели LCHM 230 W на озонобезопасном хладагенте R407C производства фирмы York [2].

На холодильной станции торгового комплекса работают две холодильные машины общей номинальной холодопроизводительностью 754 + 754 = = 1508 кВт (при температуре кипения t_0 = 5 °С и конденсации $t_к$ = 35 °С). Для теплого периода года в проекте принята температура наружного воздуха $t_н$ = 30 °С, что повысит температуру конденсации до $t_к$ = = 45 °С. С повышением температуры конденсации на 28 % снизится холодопроизводительность, которая в расчетном режиме составит 639 кВт. Потери холода в трубопроводах приняты равными 10 %. Тогда используемая расчетная мош-

ность одной холодильной машины в СКВ здания составит 580 кВт, а двух 580 + 580 = 1160 кВт, что близко к требуемой холодопроизводительности 902 кВт при работе местно-центральной СКВ в расчетном режиме (см. таблицу).

На рис. 2 представлена принципиальная схема энергосберегающего холодоснабжения местно-центральных СКВ в торговом комплексе. В помещении холодильной станции на специальных виброизоляторах с регулируемой пружиной установлены две холодильные машины *1* модели LCHM 230 W. Каждая из них на заводе-изготовителе собирается на общей раме и включает два полугерметичных поршневых компрессора с приводом от электродвигателей, охлаждаемых парами хладагента [2], кожухотрубные конденсатор и испаритель, ресивер для сбора жидкого хладагента [2]. На жидкостном трубопроводе установлены запорный вентиль с зарядным штуцером, смотровое стекло с индикатором влажности, терморегулирующий вентиль или дополнительно поставляемый электронный регулирующий вентиль, электромагнитный запорный вентиль, фильтр-осушитель. Жидкостный трубопровод между регулирующим вентилем и испарителем, а также весь всасывающий трубопровод имеют гибкую пенопластовую изоляцию. Машина снабжена щитом электропитания и управления. Предусмотрена отдельная дверца для отсека приборов контроля давления хладагента. Отсек управления включает: микропроцессорную панель, панель электропитания, кон-

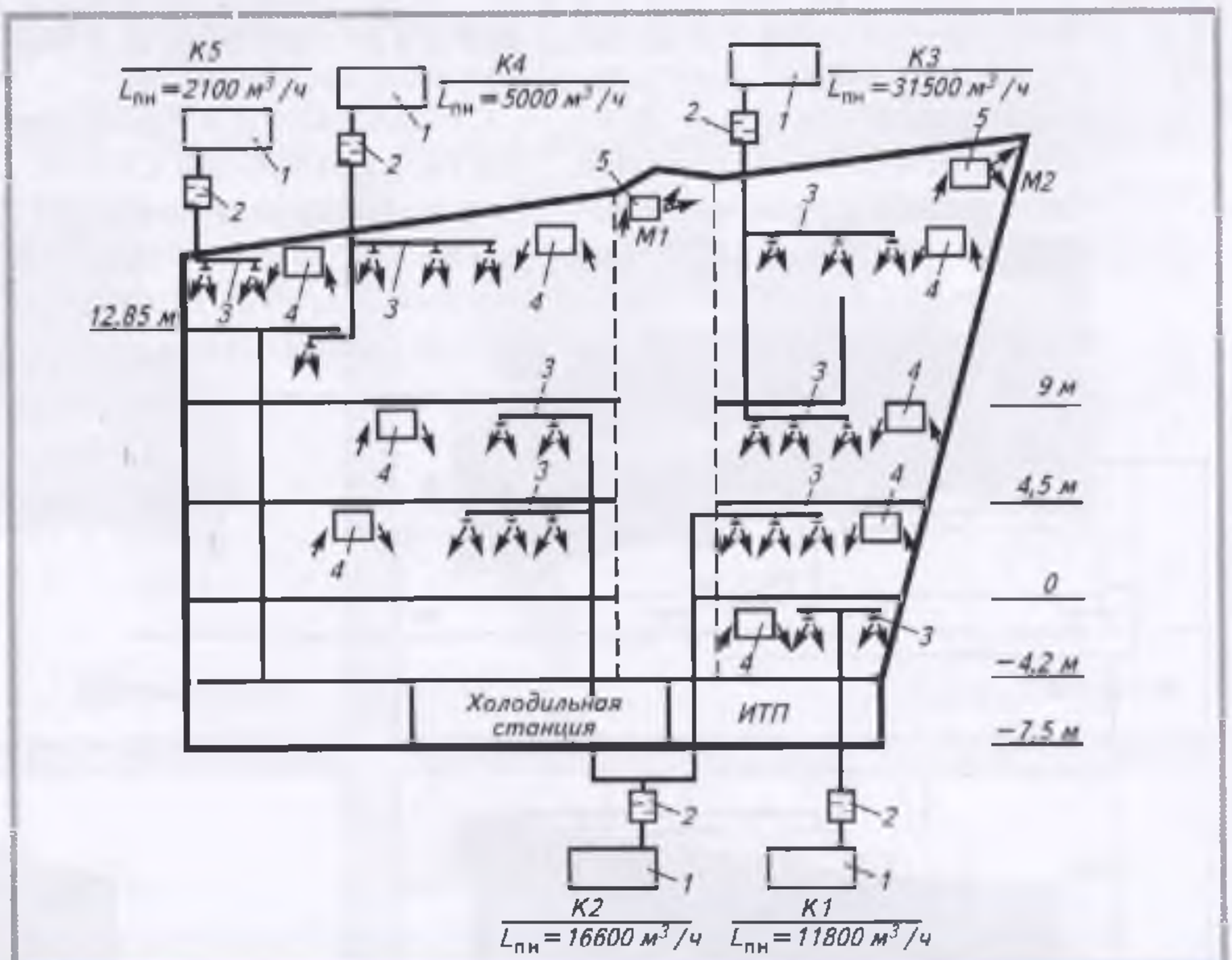


Рис. 1. Схема разреза здания торгового комплекса и расположение потребителей холода от центральной холодильной станции:
1 – центральные приточные агрегаты подачи в обслуживаемые помещения кондиционированной санитарной нормы наружного воздуха $L_{п.н}$; 2 – шумоглушители; 3 – воздухораспределители; 4 – местные подвесные вентиляторные воздухоохладители; 5 – местные вентиляторные агрегаты обдува остекления холодным или горячим воздухом

Потребность СКВ в холоде

Обозначение местно-центральной СКВ	Обслуживаемое помещение	Центральный приточный агрегат		Местный вентиляторный агрегат	Общая потребность в холоде, кВт
		$L_{п.н}$, м³/ч	Потребная холодопроизводительность, кВт	Потребная холодопроизводительность, кВт	
К.1	Торговый зал супермаркета на отм. –4,2 м	11800	64,6	69,2	133,8*
		11800	–	67,5	67,5*
К.2	Торговый зал на отм. 0,00 и 4,5	16600	74,1	108,3	182,4
		1660	–	62	62
К.3	Торговый зал на отм. 4,5 и 9,00	31500	140	278,2	418,2
		31500	–	116,1	116,1
К.4	Бар на отм. 9,00	5000	12,9	29,8	42,7
		5000	–	16,8	16,8
К.5	Административные помещения	2100	13,4	18	31,4
		2100	–	10,4	10,4
М.1	Фонарь атриума	–	–	68	68
				–	–
М.2	Обдув остекления	–	–	25,3	25,3
				–	–

* Данные о потребности в холоде при параметрах Б в теплый период года приведены в верхней строке, в холодный период года – в нижней.

троллеры электронного регулирующего вентиля. Клавиатура микрокомпьютера и дисплей смонтированы на передней части отсека управления и позволяют производить настройку и выводить на экран значения температур и давлений; состояние рабочих параметров и функций; коды ошибок.

Система холодоснабжения местно-центральной СКВ используется круглый год в двух режимах: "лето" и "зима". В режиме "лето" за полчаса до начала работы торгового комплекса включается одна из холодильных машин *1*. Одновременно открываются соленоидные автоматические клапаны прямого действия *Э1* и закрываются клапаны обратного действия *Э2*, служащие для сезонного изменения направления циркуляции антифриза и охлаждаемой воды. Включаются (сначала по одному) насосы групп *Н1* и *Н2*, состоящих каждая из трех насосов (по одному резервному). Антифриз $G_{аф}$ подается насосом *Н1* по трубопроводу *3* в воздушные охладители *2* на кровле здания, откуда по трубопроводу *4* поступает в конденсатор холодильной машины *1* (с температурой не ниже 25 °С).

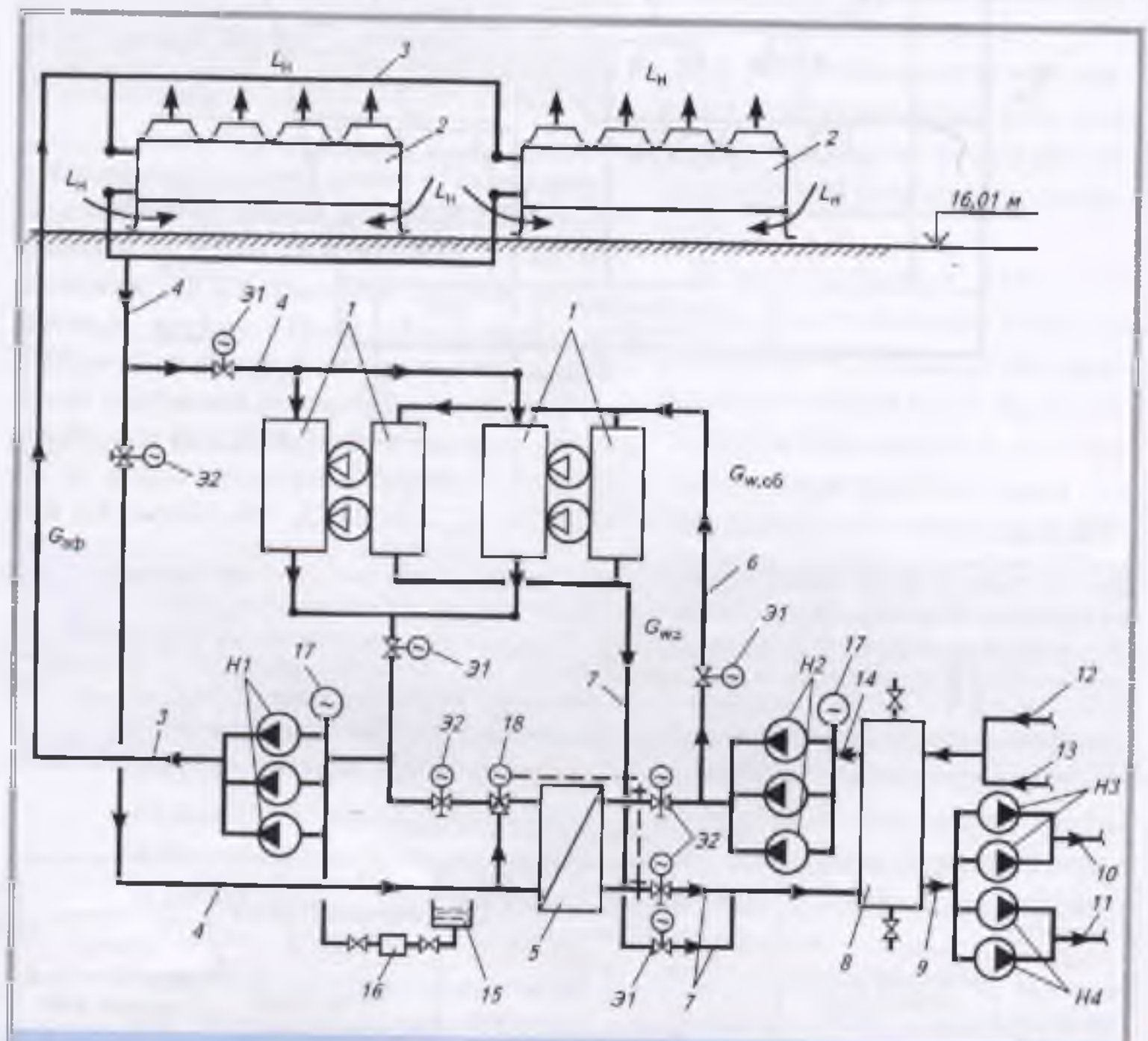


Рис. 2. Схема энергосберегающего холодоснабжения местно-центральных СКВ помещений торгового комплекса:
1 – холодильные машины LCHM 230 W; 2 – воздушные охладители антифриза; 3 – трубопровод подачи отепленного антифриза; 4 – трубопровод подачи охлажденного антифриза; 5 – пластинчатый теплообменник (антифриз–вода); 6 – трубопровод подачи отепленной воды; 7 – трубопровод подачи охлажденной воды в бак-аккумулятор; 8 – бак-аккумулятор; 9 – трубопровод подачи холодной воды к насосам; 10 – трубопровод подачи холодной воды к воздухоохладителям центральных приточных агрегатов; 11 – трубопровод подачи холодной воды к воздухоохлаждающим теплообменникам местных вентиляторных агрегатов; 12 – трубопровод отвода отепленной воды от воздухоохладителей центральных приточных агрегатов; 13 – трубопровод отвода отепленной воды от воздухоохладителей местных вентиляторных агрегатов; 14 – трубопровод подачи отепленной воды к насосам; 15 – бак для антифриза; 16 – ручной насос подкачки антифриза; 17 – герметичные расширительные баки; 18 – трехходовой автоматический клапан контроля температуры охлаждаемой воды; Н1 – группа насосов циркуляции антифриза; Н2 – группа насосов циркуляции охлаждаемой воды; Н3 – группа насосов подачи охлаждаемой воды к воздухоохладителям центральных кондиционеров; Н4 – группа насосов подачи охлажденной воды к воздухоохладителям местных вентиляторных агрегатов; Э1 – соленоидный клапан прямого действия; Э2 – соленоидный клапан обратного действия

Температура охлажденного антифриза регулируется автоматически изменением числа работающих осевых вентиляторов воздушных охладителей *2*. Их число увеличивается при повышении температуры охлажденного антифриза до 30 °С. Рабочие насосы группы *Н2* обеспечивают забор отепленной воды $G_{w\,об}$ из верхней части бака-аккумулятора *8* через трубопровод *14* и подачу ее по трубопроводу *6* в испаритель работающей холодильной машины *1*. Охлажденная до температуры 7 °С холодная вода по трубопроводу *7* поступает в нижнюю часть бака-аккумулятора *8*.

Насосные группы *Н3* и *Н4*, включающие по *2* насоса (один резервный), начинают работать при наличии холодной воды в баке-аккумуляторе *8*. Насосы *Н3* по трубопроводу *10* подают холодную воду к воздухоохладителям центральных приточных агрегатов, а насосы *Н4* по трубопроводу *11* – к воз-

духоохлаждающим теплообменникам местных подвесных вентиляторных агрегатов.

Отепленная вода от центральных приточных агрегатов по трубопроводу *12* и от местных вентиляторных агрегатов по трубопроводу *13* поступает в верхнюю часть бака-аккумулятора *8*.

Расход холодной воды через воздухоохладители центральных приточных агрегатов регулируется автоматически клапанами, управляемыми датчиком контроля температуры охлажденного приточного наружного воздуха ($t_{охл н}$ = 16 °С). Поэтому расход воды по трубопроводам *10* и *12* непостоянен и зависит от температуры охлаждаемого наружного воздуха.

Воздухоохладители местных вентиляторных агрегатов регулируются трехходовыми смесительными клапанами, поэтому расход воды по трубопроводам *11* и *13* будет постоянным. Наличие бака-аккумулятора *8* также обеспечивает постоянный расход воды через насосы группы *Н2*. Количество циркулирующей воды $G_{w x}$ = $= G_{w об}$ зависит от числа одновременно работающих холодильных машин *1* и насосов *Н2*. В нижней части бака-аккумулятора *8* имеется датчик контроля температуры охлажденной воды. При ее возрастании до 8,5 °С автоматически включаются в работу вторая холодильная машина *1* и вторые насосы групп *Н1* и *Н2*. При снижении потребности местно-центральной СКВ в холоде (уменьшилось число людей в помещениях торгового комплекса, снизилась температура наружного воздуха или сократились другие источники теплопоступлений) температура обратной (отепленной) воды становится ниже 12 °С. Это вызовет автоматическое сокращение выработки холода остановкой одной из холодильных машин *1*, одного насоса и каждой из групп *Н1* и *Н2* и части вентиляторов воздушных охладителей *2*, что обеспечивает экономию электроэнергии на выработку холода.

При температуре наружного воздуха 16 °С и ниже прекращается потребление холодной воды в воздухоохладителях центральных приточных агрегатов.

При температуре наружного воздуха ниже 4 °С система холодоснабжения переключается на работу в режиме «зима». Холодильные машины *1* останавливаются, закрываются соленоидные клапаны *Э1* и открываются соленоидные клапаны *Э2*. Работают по одному насосу групп *Н1*, *Н2* и *Н4*. Насос группы *Н1* обеспечивает циркуляцию антифриза $G_{аф}$ по трубопроводу *3* для охлаждения в воздушном охладителе *2*. По трубопроводу *4* охлажденный наружным воздухом $L_н$ антифриз $G_{аф}$ поступает в каналы пластинчатого теплообменника *5*, в который насосом *Н2* подается охлаждаемая вода. Охлажденная в теплообменнике *5* вода по трубопроводу *7* поступает в нижнюю часть бака-аккумулятора *8*, откуда по трубопроводу *9* забирается насосом группы *Н4* и по трубопроводу *11* подается к воздухоохлаждающим теплообменникам местных вентиляторных агрегатов.

В расчетных условиях холодного периода года (см. таблицу) потребность в холоде снижается до 273 кВт, что в 3,3 раза меньше расчетного холодопотребления в теплый период года (902 кВт). Поэтому в режиме «зима» энергетически рационально увеличить температуру охлаждаемой воды до 10 °С (с 7 °С летом). Поддержание заданной температуры холодной воды контролируется датчиком, управляющим трехходовым автоматическим клапаном *18*. Такое решение позволит увеличить период использования холода наружного воздуха, сократить число работающих вентиляторов воздушного охладителя антифриза *2*, включать только по одному насосу в группах *Н1* и *Н2*.

Увеличение периода использования холодного наружного воздуха в СКВ значительно сокращает расход электроэнергии на круглогодовое удовлетворение потребности зданий в холоде.

Местные вентиляторные агрегаты *5* (см. рис. 1) обдува остекленных строительных конструкций имеют подводку к теплообменникам как холодной, так и горячей воды. В летнем режиме в их теплообменники подается холодная вода, а в зимнем – горячая, что позволяет охлаждать остекление летом и нагревать его зимой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *СНиП* 2.04.05–91*. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: ГУП ЦПП, 1998.

2. *Компактные* чиллеры фирмы "York"// Холодильная техника. 2000. № 9.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ БАТАРЕЙ С ВОЛНИСТЫМ И ЖАЛЮЗИЙНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

Проф. **ДЖОВАННИ ЛОЦЦА**
Миланский политехнический университет
УМБЕРТО МЕРЛО
исследовательская лаборатория LU-VE Contardo

Использование улучшенного профиля оребрения в теплообменных батареях способствует созданию высокоэффективных теплообменных аппаратов, широко применяемых в системах кондиционирования воздуха и холодильной технике.

Компания LU-VE Contardo, один из крупнейших европейских производителей теплообменников для холодильной техники, провела ряд серьезных исследовательских работ по "специальным" типам оребрения с целью получения наилучших характеристик теплообмена. Особое внимание было уделено оребрению типа жалюзи, используемому в производстве с начала 90-х годов. В этой статье приведены результаты, достигнутые в ходе многолетних экспериментальных исследований типов оребрения, применяемых в конденсаторах и охладителях жидкости, с уменьшенным шагом оребрения (около 2 мм).

Применение фасонного оребрения позволяет значительно увеличить эффективность теплообменного оборудования без заметного увеличения стоимости производства (основные затраты, которые приходятся на изготовление специальных штампов, при серийном производстве окупаются за короткое время). С другой стороны, увеличение эффективности теплообмена в этом случае достигается ценой увеличения потери напора, как это показано в работах [1–8]. При заданной геометрии теплообменника и существующей зависимости давление–расход вентилятора высокие потери напора приводят к уменьшению расхода воздуха и соответственно его скорости, а также рабочей разности температур. Чтобы найти оптимальную конфигурацию теплообменного аппарата, необходимо выбрать наилучшее сочетание коэффициента теплопередачи и потери напора. Такой подбор достаточно сложен как из-за многочисленности комбинаций различных типов батарей, так и из-за необходимости проведения большого числа экспериментов (вместо теоретических расчетов с использованием математического моделирования).

Настоящая работа посвящена решению данной задачи на основе накопленного экспериментального опыта. При этом критерием оценки конденсаторов с различными типами оребрения служит их реальная эффективность, в то время как обычно поведение оребрения в реальных рабочих условиях не принимают во внимание в полном объеме.

Экспериментальная установка

Исследования проводили на специальной аэродинамической установке, схематично показанной на рис.1. Воздух подавали вентилятором с переменной час-

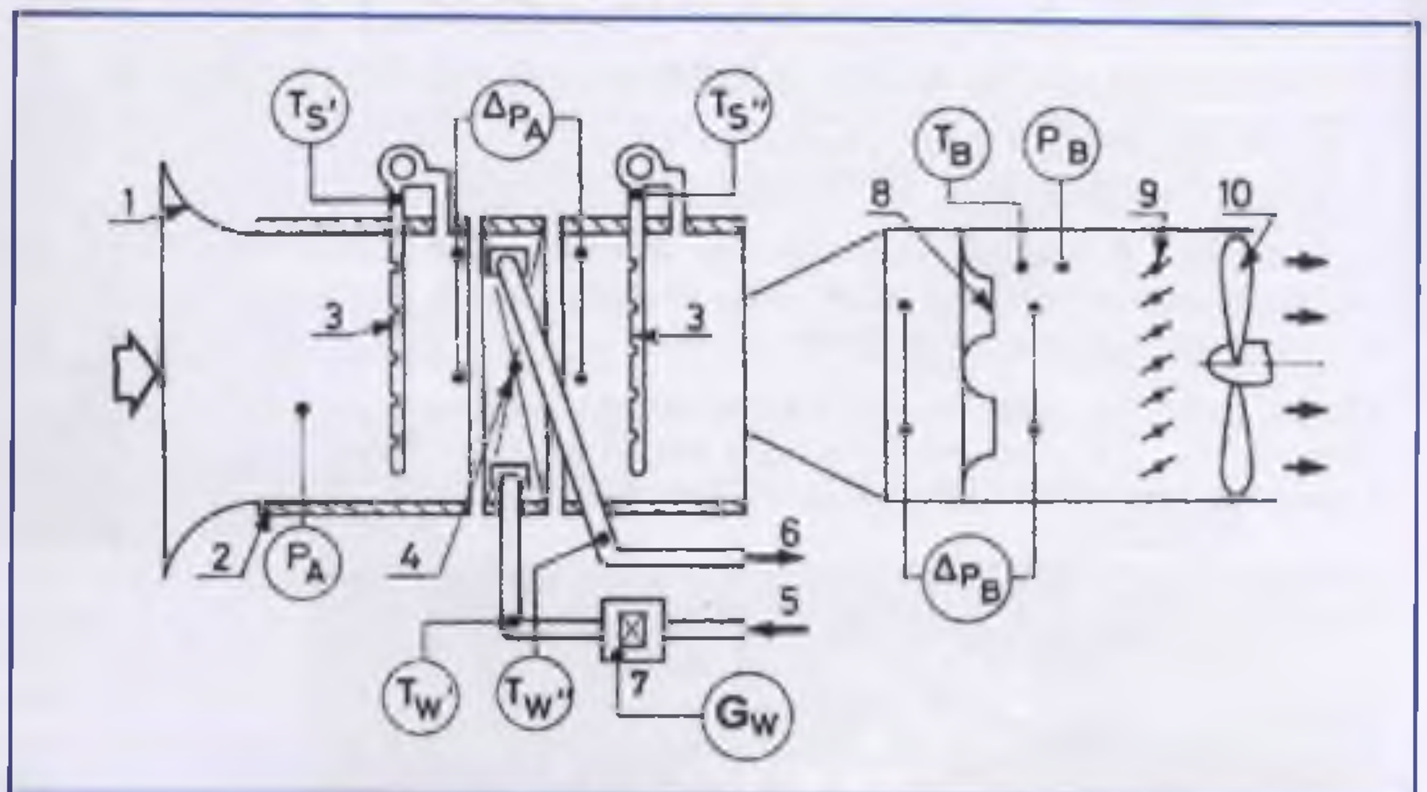


Рис. 1. Схема аэродинамической установки:
1 – входной воздуховод; 2 – изолированные стенки; 3 – точки измерения температуры воздуха (20 точек); 4 – исследуемая батарея; 5, 6 – вход-выход горячей воды; 7 – расходомер воды; 8 – сопла для измерения расхода воздуха; 9 – подвижные заслонки; 10 – вентилятор

тотой вращения. Вентилятор установлен в воздуховоде квадратного сечения (500×500 мм), в котором помещена исследуемая батарея. В батарею подавали воду с температурой примерно 60 °С. Конструкция батареи с двумя рядами труб и двумя параллельными подводами воды позволяет размещать ее в воздуховоде таким образом, чтобы получился теплообменный аппарат с перекрестным несмешанным потоком.

Температуру воздуха измеряли в 20 точках до и 20 точках после батареи по сечению воздуховода. Расход воздуха определяли с помощью калиброванных сопел, расход и температуру воды – соответственно магнитным расходомером и калиброванными термопарами.

В испытаниях количество переданной теплоты измеряли как со стороны воздуха, так и со стороны воды. Разность двух значений обычно была менее 1% (в противном случае опыт повторяли). Система автоматически регистрировала тепловой баланс процесса.

Замеряя производительность при разной скорости воздуха, рассчитывали коэффициент теплоотдачи со стороны оребрения, отнесенный к внутренней поверхности трубки, основываясь на средней логарифмической температуре (LMTD), измеренной и соответственно скорректированной для перекрестного потока, и на коэффициенте теплоотдачи со стороны воды, оцененном с поправками В. Гнелински [9].

Потери напора в батарее определяли с помощью датчиков статического давления. Датчики расположены по стенке канала по 8 шт. на входе и выходе батареи в воздуховоде.

Давление измеряли при повторном испытании холодным воздухом (при нулевом расходе воды), чтобы предотвратить эффект изменения плотности воздуха.

Особое внимание уделяли тщательности изготовления прототипа испытываемой батареи. Аккуратная штамповка листов оребрения и механическое расширение труб при изготовлении батареи очень важны для точной оценки параметров теплообмена. Все исследуемые образцы были выполнены с использованием обычного штамповочного оборудования (преимущественно того, которое применяется в промышленном производстве и обеспечивает очень точные механические параметры), за исключением операции нанесения турбулизаторов. При изготовлении прототипов особенно необходим тщательный контроль выполнения как горловин, так и прорезей на самом оребрении.

Коэффициент теплоотдачи, определяемый в экспериментах, учитывал следующие факторы:

- теплоотдачу воздух – оребрение;
- эффективность оребрения;
- термическое сопротивление в соединении труба–оребрение;
- термическое сопротивление теплопроводности медной трубы.

Такой вариант применим при точном проектировании теплообменника и определении размеров в стандартных условиях. Чтобы расширить применимость результатов на все основные случаи использования теплообменника и чтобы представить их в безразмерной форме, необходимо рассмотреть влияние каждого из перечисленных факторов. Коэффициент теплоотдачи воздух–оребрение оценивается при следующих условиях:

- сопротивление медной трубы легко определяется;
- термическое сопротивление контакта ребро–труба не учитывается (при условии, что расширение труб выполнено очень качественно);
- эффективность ребра рассчитывается по формуле для гладкого ребра [10]*.

Коэффициент теплоотдачи воздух–ребро может быть выражен в таком случае в безразмерной форме

$J = j(Re)$,

где J – число Кольбурна;

$j = Nu \cdot Pr^{-1/3} \cdot Re^{-1}$;

Nu – число Нуссельта;

Pr – число Прандтля;

Re – число Рейнольдса.

Число Рейнольдса определяется по гидравлическому диаметру элементарного сектора, заключенного между поверхностью трубы и двумя ребрами, и средней скорости потока вдоль этого элемента. Такое приближение гарантирует дискретную аппроксимацию и может использоваться для распространения экспериментальных результатов на другие геометрические варианты (например, иные шаг оребрения, толщина ребра, диаметр труб и т.д.) и (или) на другие рабочие условия (например, давления и температуры воздуха, термодинамические характеристики).

Коэффициент трения *f* рассчитывали, исходя из падения статического давления, учитывая с той же точностью число Рейнольдса и гидравлический диаметр; расстояние между рядами используется как характеризующая длина.

Исследуемые типы плоского оребрения

Все приведенные ниже результаты относятся к батареям со следующими геометрическими параметрами: диаметр труб 9,52 мм, расстояние между трубами 25 мм, расстояние между рядами 21,65 мм, шаг оребрения 2 мм, толщина ребра 0,11 мм. Возможны небольшие изменения шага (±5%) или толщины ребра (±11%), которые не влияют на безразмерные величины *j* и *f*.

Варианты исследованных профилей перечислены в таблице и

** Эффективность жалюзийного оребрения не учитывается простыми теоретическими методами. Следовательно, разность между реальной эффективностью и расчетной для плоского ребра будет влиять на коэффициент теплоотдачи воздух–ребро.*

Исследуемые конфигурации поверхности оребрения

Обозначение	Тип поверхности оребрения	Высота прорези или гофры *H*, мм
P	Плоский	–
N	Волнистый	0,9
C1	Перфорированный	0,8
C2	"	0,8
L1A	Жалюзийный	0,54
L1B	"	0,54
L2	"	0,6
L3A	"	0,75
L3B	"	0,75
L4	"	0,9
X1	Жалюзийный широкий	1,0
X2	То же	0,75
X3	"	0,65
W1	Winglet	1,6
W2	Winglet + жалюзи	1,6+0,7

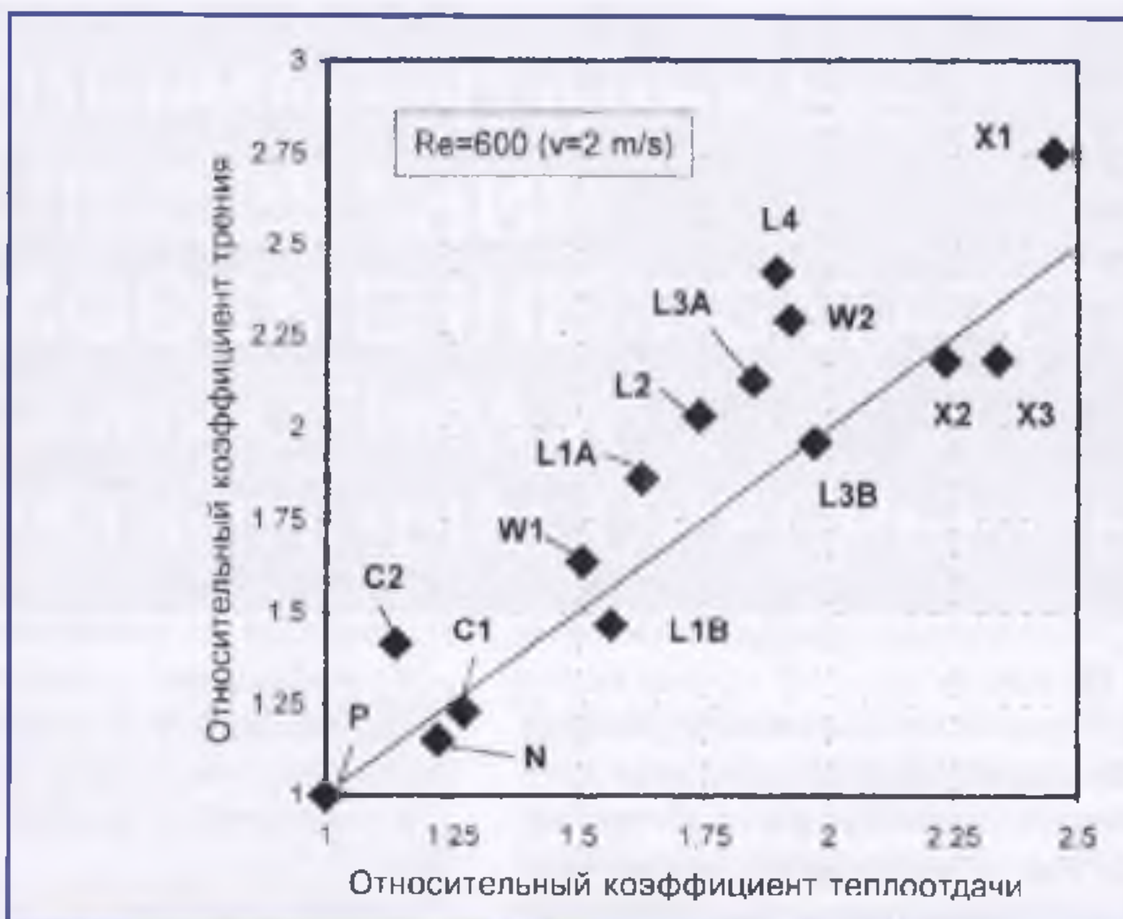


Рис. 2. Конфигурация некоторых типов оребрения. В верхней части приведены поверхности типа жалюзийных L, X, W, в нижней части – перфорированные C1, C2, C3 и N (см. таблицу)

показаны на рис. 2. Профили *N* и *L* используются в настоящее время в производстве. Оребрения типа *C1* и *C2* рассматривались как состоящие из традиционных волнистых *N* [1, 2]. Профили *X* и *W* могут представлять собой альтернативу жалюзийным конфигурациям *L* [3, 4]; вариант *X* имеет бо́льшую поверхность жалюзи. Профили *W* выполнены с использованием турбулизаторов "winglet" в виде отогнутых треугольных прорезей [11]. Вариант *W1* отличается от *W2* (см. рис. 2) тем, что не включает в себя участки жалюзи. Для конфигураций *L* высота жалюзи *H*, сильно влияющая на теплоотдачу оребрения, варьировалась от 0,54 до 0,9 мм.

После проведенных испытаний профили *X* заменили в производстве профили *L*.

В предыдущие годы были испытаны многочисленные типы батарей с жалюзи высотой 0,54 мм (*L1*) и 0,75 мм (*L3*): при кажущемся сходстве они давали значительно отличающиеся результаты. *L1A* и *L1B* – соответственно лучшая и худшая среди испытанных батарей с высотой жалюзи 0,54 мм, а *L3A* и *L3B* для батарей с высотой жалюзи 0,75 мм. Заметные отличия в характеристиках при очевидном сходстве геометрии профиля явились объектом скрупулезного изучения.

Решающим фактором, позволяющим сохранить высокий уровень качества, является механическая точность при штамповке изделия. При этом особенно важны:

✓ острота режущего лезвия для изготовления прорезей (жалюзи);

✓ правильность формы горловин: поток воздуха, контактирующий с трубой, может уменьшиться, если радиус закругления горловины будет больше необходимого;

✓ толщина горловины и ребра вокруг трубки: если они слишком тонкие, то в результате поломки может нарушиться контакт между трубкой и ребром, что является абсолютно неприемлемым.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Goldstein L, Sperrow E.M.* Experiments on the transfer characteristics of a corrugated fin and tube heat exchanger configuration, J. of Heat Transfer 1976.

2. *Webb RL.* Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin and tube geometries. Ashrae Transactions 1990; 96 (2).

3. *Tanaka T., Itoh M., Kudoh M., Tomita A.* Improverment of compact heat exchangers with inclined louvered fins. Bulletin of the JSME 1984; 27.

4. *Wang CC., Chang YP., Chi KU., ChangYJ.* An experimental study of heat transfer and friction characteristic of typical louver fin-and-tube heat exchangers, Int J of Heat and Mass Transfer 1998; 41.

5. *Kang HC., Kim MH.*, Effect of strip location on the air-side pressure drop and heat transfer in strip fin-and-tube heat exchangers. Int.J of Refrigeration 1999, 22.

6. *Wang CC., Tao WH., Chang CJ.* An investigation of the slit fin-and-tube heat exchangers. Int J of Refrigeration 1999; 22: Int J of Refrigeration 1999, 22.

7. *Kayansayan N.*, Heat transfer characterization of plate fin-and-tube exchangers. Int J of Refrigeration 1994, 17.

8. *Wang CC., Chang YJ., Hsieh YC., Lin YT.*, Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins. Int J of Refrigeration 1996, 19.

9. *Gnielinski V.*, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channels flows, International Chemical Engineering 1976, 16.

10. *Hong K., WebbRL.*, Calculation of fin efficiency for wet and dry fins. HVAV anv Reseach 1996, 2(1).

11. *Biwas G., Mitra NK., Fiebig M.* Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers by winglet type vortex generators. In J Heat and Mass Transfer 1994, 37.

12. *Shah RK.*, Compact heat exchangers. In: Handbook of heat transfer applications. 2nd ad. New York:McGraw-Hill, 1985.

Продолжение следует.

Новые поршневые компрессоры «Octagon».

Часть 1. Сравнение поршневых, винтовых и спиральных холодильных компрессоров

На рынке компрессоров малой объемной производительности для холодильной техники и установок кондиционирования воздуха наметилась тенденция использования ротационных компрессоров, в то время как в низкотемпературной холодильной технике, как и прежде, предпочтение отдается поршневым компрессорам. Возрастающие требования к энергетической эффективности, простоте в эксплуатации, использованию новых экологически безопасных хладагентов обостряют конкуренцию в этом секторе рынка.

В настоящей статье на примере полугерметичных поршневых компрессоров новых серий «Octagon» мы хотели бы показать, как с помощью простых технических решений можно создавать продукцию, соответствующую повышенным требованиям современного рынка.

Прежде всего рассмотрим некоторые принципиальные отличия поршневых компрессоров от спиральных и винтовых.

Поршневые компрессоры

Изменение давления в таких компрессорах происходит при возвратно-поступательном движении поршня в цилиндрической камере сжатия. Индикаторные диаграммы компрессора при работе в режимах охлаждения и замораживания представлены на рис. 1.

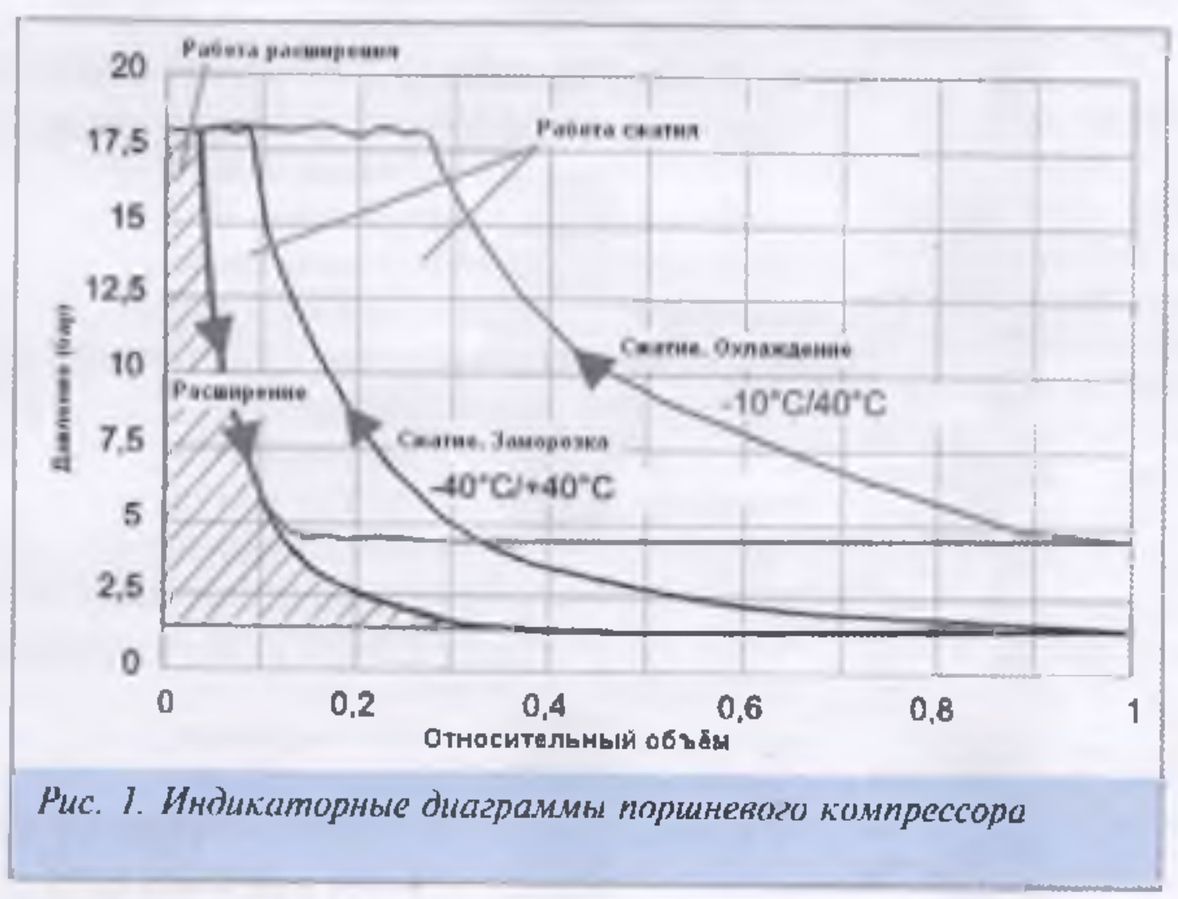


Рис. 1. Индикаторные диаграммы поршневого компрессора

Отчетливо видно, что при более высокой степени сжатия коэффициент подачи падает, причем главным образом из-за увеличения влияния процесса обратного расширения.

При обратном расширении работа передается на коленчатый вал (заштрихованная область), происходит охлаждение газа и изоэнтропический КПД компрессора уменьшается, но не так сильно, как коэффициент подачи. Это свойство характерно только для поршневых компрессоров.

На практике описанные особенности работы поршневых компрессоров приводят к тому, что объемная производительность при глубоком охлаждении заметно падает, что влияет на выбор рабочего объема. Тот же эффект может наблюдаться в случаях привода компрессора от двигателя с изменяемой частотой вращения. При увеличении частоты вращения степень сжатия повышается и коэффициент подачи уменьшается (рис. 2).

В компрессорах автомобильных кондиционеров, приводимых от двигателя внутреннего сгорания, этот эффект может быть полезно использован. При увеличении частоты вращения обеспечивается желаемое сокращение холодопроизводительности. Поэтому в автобусных установках кондиционирования возду-

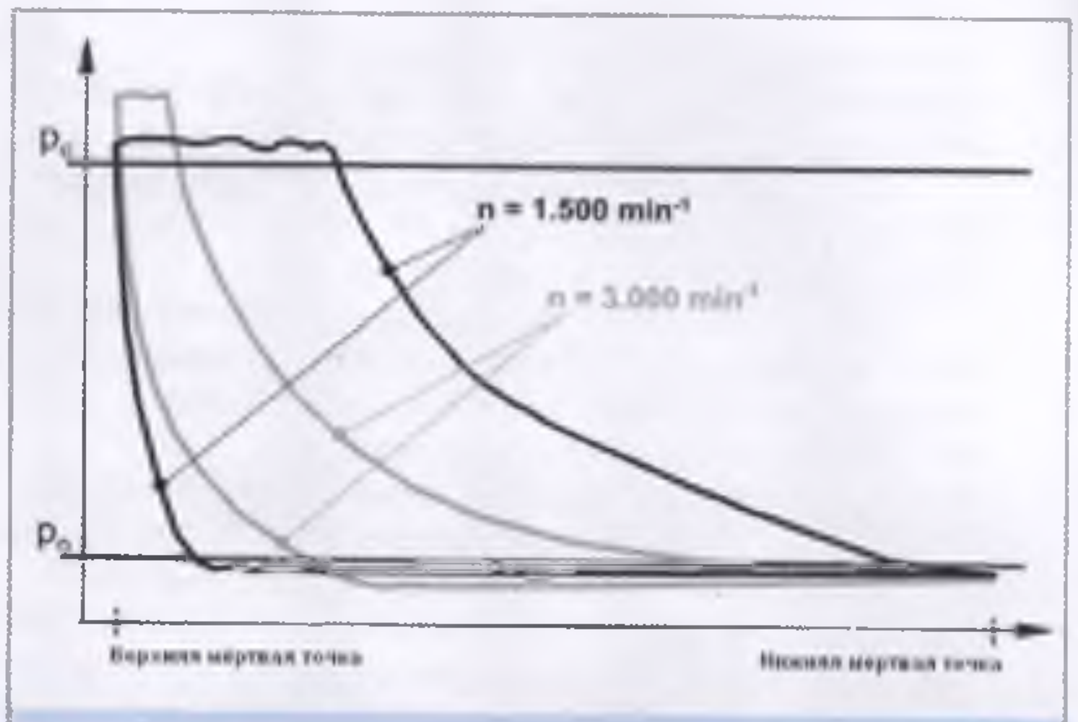


Рис. 2. Изменение рабочего процесса (поршневой компрессор) при изменении частоты вращения

Рис. 3. Рабочий процесс при двухступенчатом сжатии в поршневом компрессоре

ха часто отказываются от каких-либо специальных систем регулирования производительности.

Если эффект уменьшения производительности нежелателен (например, в морозильных установках), то следует переходить на двухступенчатый поршневой компрессор (рис. 3).

Спиральные компрессоры

В традиционной конструкции спиральных компрессоров, используемых на сегодняшний день в технике кондиционирования, подвижный спиральный элемент выполняет орбитальное движение. За один оборот подвижной спирали компрессора производятся впуск порции всасываемого газа, его сжатие и выталкивание нагнетаемого газа.

В спиральных компрессорах нет нагнетательных клапанов, т. е. газ сжимается до заложенной при проектировании степени сжатия. Другая особенность спирального компрессора заключается в уменьшении объема камеры сжатия снаружи к центру и наличии радиального отверстия для нагнетания в самой маленькой центральной камере. Это также ограничивает эффективность рабочего нагнетательного клапана, имеющегося в некоторых низкотемпературных компрессорах.

На рис. 4, *а* представлена индикаторная диаграмма давления в спиральных компрессорах для систем кондиционирования воздуха, на рис. 4, *б* – для нормального охлаждения.

В случае применения в системах кондиционирования воздуха, где, как известно, отношения давлений низкие, спиральный компрессор может продемонстрировать свои преимущества: отсутствие потерь в клапанах; высокий КПД при небольшой тепловой и механической нагрузке из-за низкого трения, что связано с низкой относительной скоростью; малые внутренние перетечки (благодаря относительно небольшой разности давлений).

В таком же компрессоре при более высокой степени сжатия (см. рис. 4, *б*) величина работы сжатия увеличивается в конце этого процесса из-за обратного расширения в направлении, противоположном направлению вращения.

Это повышает тепловую нагрузку и увеличивает внутренние перетечки, что определяет снижение КПД. Равномерность сжатия в спиральном компрессоре для нормального охлаждения значительно меньше, чем в компрессоре, работающем в системах кондиционирования воздуха, что может привести к повышенным пульсациям газа. В этом состоит принципиальный недостаток спиральных ком-

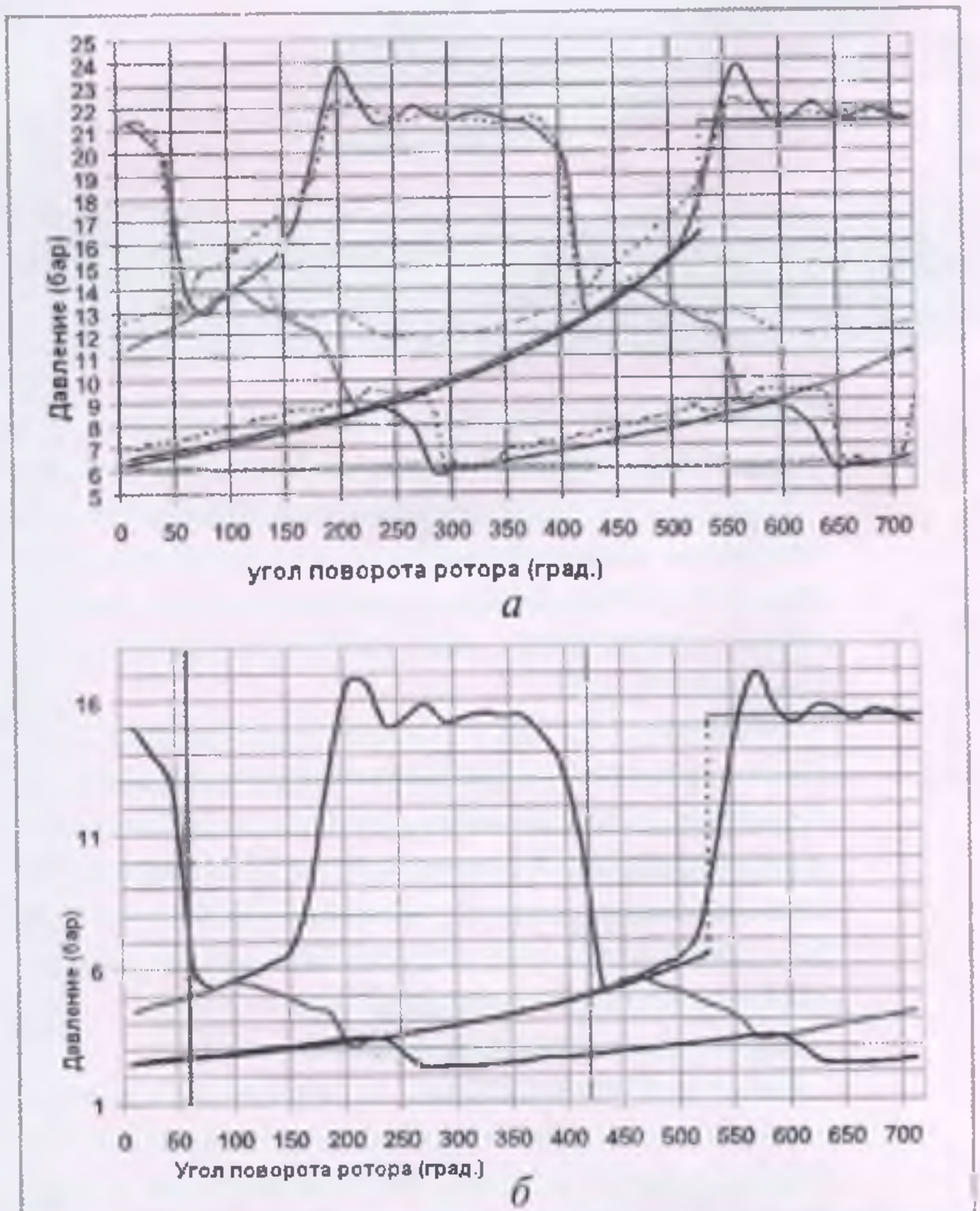


Рис. 4. Характеристика изменения давлений в спиральном компрессоре:
а – для систем кондиционирования воздуха (+7,2/54,4 °С);
б – для установок нормального охлаждения

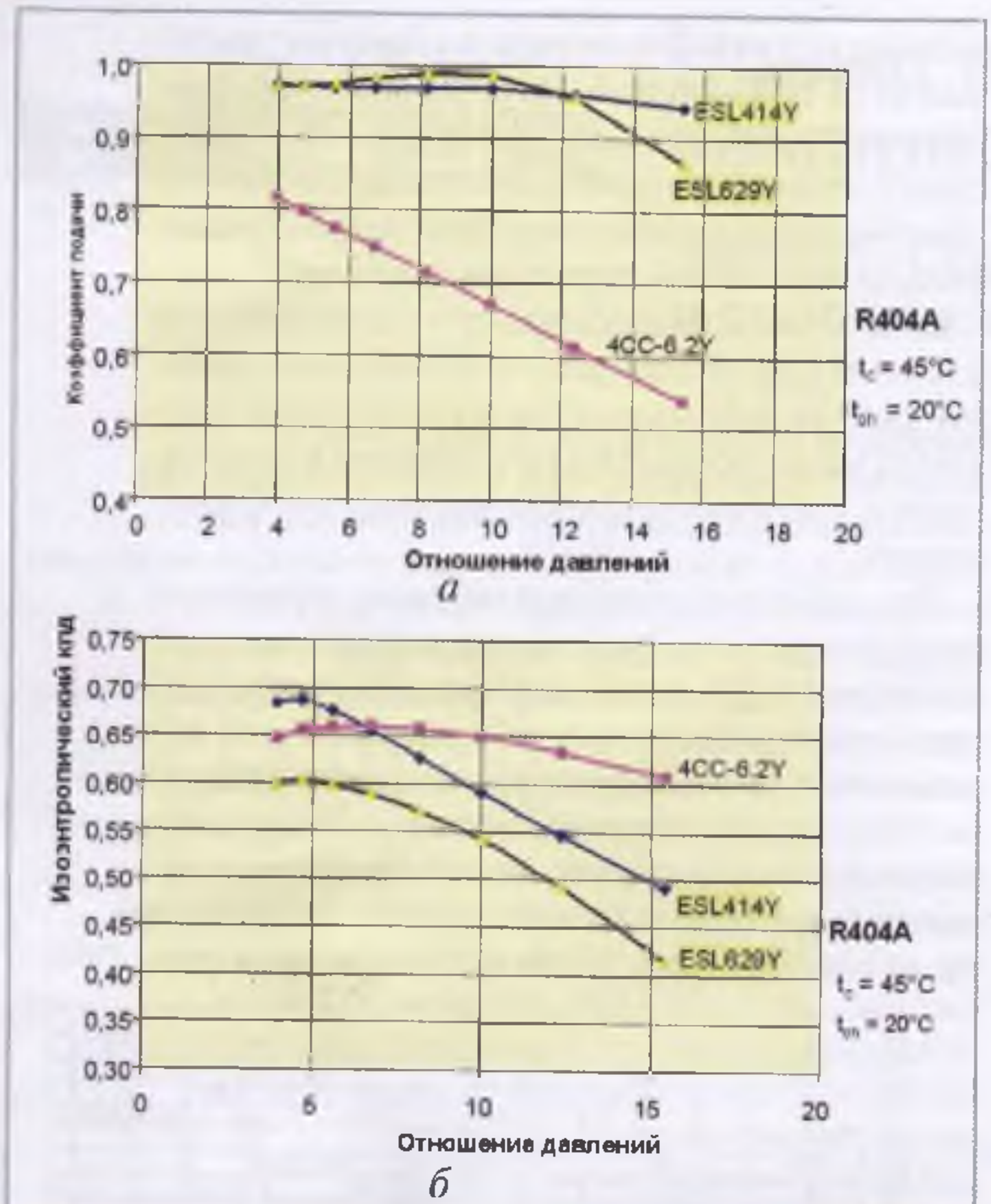


Рис. 5. Сравнительная характеристика поршневого компрессора серии Octagon (4CC-6.2Y) и спиральных компрессоров (ESL): а – коэффициент подачи; б – изоэнтропный КПД

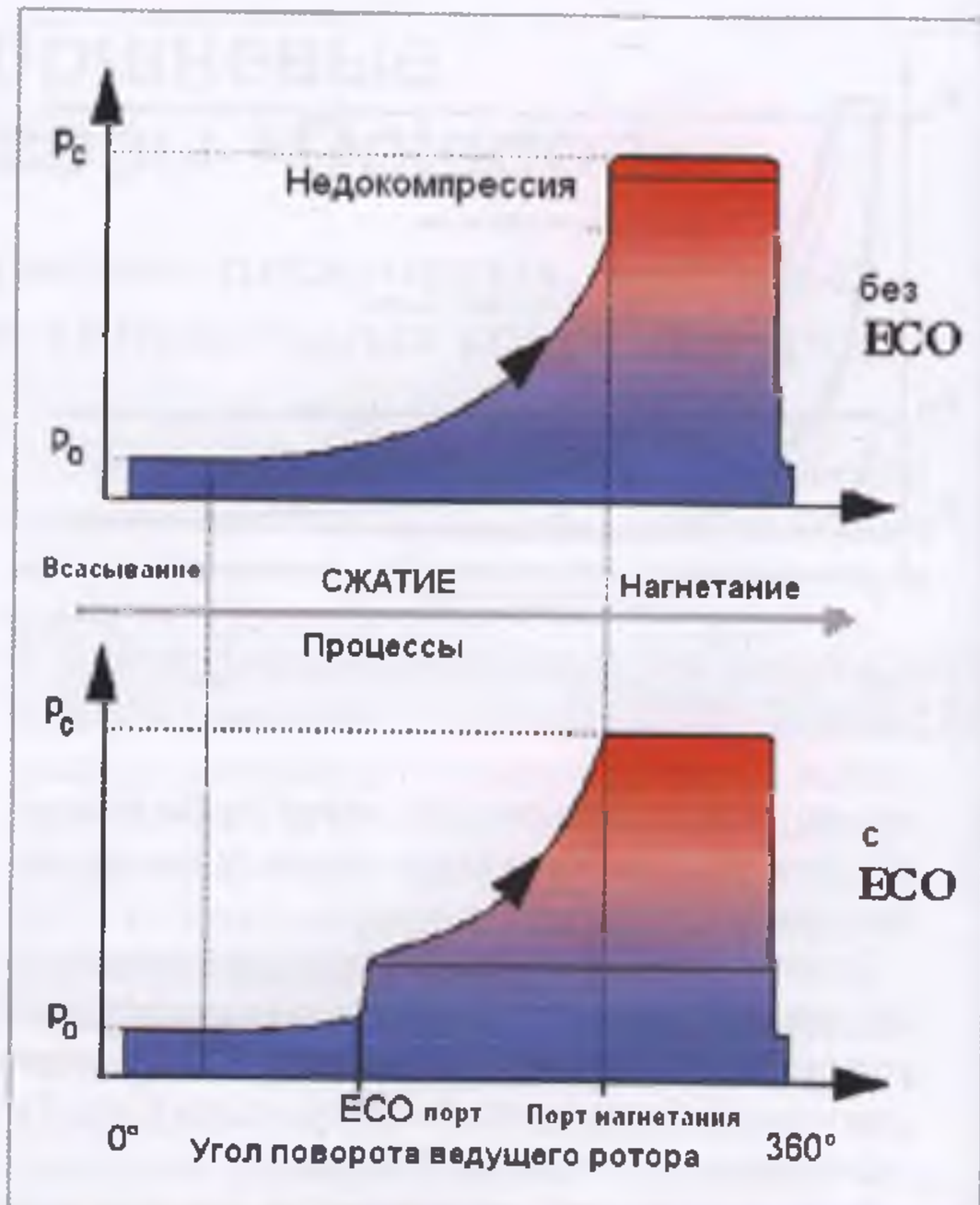


Рис. 6. Диаграмма изменения давления при работе винтового компрессора с экономайзером и без него

прессоров по сравнению с поршневыми, который усугубляется с ростом степени сжатия.

Сравнивая поршневые и спиральные компрессоры, можно отметить, что коэффициент подачи спиральных компрессоров выше, чем у поршневых, при любой степени сжатия (рис. 5, *а*).

Несмотря на это, изоэнтропический КПД двух разных по эффективности спиральных компрессоров в любом случае ниже изоэнтропического КПД поршневых компрессоров при степени сжатия, превышающей степень сжатия компрессоров, применяемых в кондиционировании воздуха (рис. 5, *б*).

Винтовые компрессоры

Винтовой компрессор по различным причинам иногда предпочтительнее для применения в холодильной технике, чем спиральный. Правда, речь идет о винтовых компрессорах, традиционно охлаждаемых маслом. Кроме того, в винтовых компрессорах большой объемной производительности можно «искусственно подпитать» процесс сжатия посредством ЭКОНОМАЙЗЕРНОГО РЕЖИМА (рис. 6).

В спиральных компрессорах реализовать это гораздо труднее, так как в них сечения каналов недостаточны для подвода газа. Возможность установки порта экономайзера ограничена толщиной стенок спиралей. Кроме того, затраты на подключение экономайзера к спиральным компрессорам относительно более высоки. Поэтому в спиральных компрессорах часто используют неэкономичный впрыск жидкости, который в действительности лишь предотвращает тепловую перегрузку компрессора, не влияя на увеличение давления.

Винтовые и спиральные компресоры рекомендуется применять при малых степенях сжатия (среднетемпературное охлаждение и кондиционирование воздуха), где они могут быть особенно эффективны. Но в отличие от спиральных винтовые компрессоры с масляным охлаждением и экономайзером при больших рабочих объемах являются наиболее интересным и перспективным решением для использования в холодильной технике.

(*Продолжение следует*)

УДК 621.56/59

ОЦЕНКА ГЕРМЕТИЧНОСТИ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ С УЧЕТОМ ИЗНОСА УПЛОТНЕНИЙ ПОРШНЕЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Д-р техн. наук **Л.Г. КУЗНЕЦОВ**
ОАО «Компрессор»,
канд. техн. наук **Д.Н. ИВАНОВ**,
канд. техн. наук **Ю.И. МОЛОДОВА, Е.А. БЕРЛИН, А.А. ПРИЛУЦКИЙ**
СПбГУНиПТ

An analytical expression was deduced for a conditional clearance determining the amount of leakage through piston sealing of the compressor, which allows to take into account the wear of rings during operation. An example is given for the calculation of leakage in I and II compressor stages of expander-compressor unit DKA 20-10/1C taking into account the wear of rings according to the offered technique. The technique allows to predict periodicity of rings change knowing the design and operating conditions of the stage.

При эксплуатации поршневых компрессоров и детандеров чрезвычайно важно выбрать обоснованные сроки замены изношенных элементов уплотнительных устройств поршней и штоков. На практике это осуществляется либо в соответствии с графиком планово-предупредительного ремонта, либо в ситуациях, свидетельствующих о нарушениях в работе уплотнительных устройств. Рекомендации по допустимой степени износа уплотнительных элементов и срокам их замены весьма неопределенны и не увязаны с изменением технических параметров машин в процессе эксплуатации.

Основным критерием нормального функционирования уплотнительных узлов является минимум протечек, величина которых оговаривается разработчиком. Практика показывает, что в процессе эксплуатации герметичность уплотнений постепенно снижается из-за износа элементов пар трения, сопровождающегося увеличением площади сечения щелей, связывающих полости с различным давлением газа. Выявление взаимосвязи износа уплотнительных элементов поршней и изменения технических параметров ступеней компрессора в процессе эксплуатации является очень важной задачей.

Для анализа работы уплотнительных узлов в настоящее время используют методы математического моделирования процессов массообмена в межкольцевых объемах поршневого уплотнения, интенсивность которых зависит от ряда конструктивных параметров элементов уплотнения, меняющихся в процессе эксплуатации. Поэтому в расчетную модель необходимо ввести зависимости, отражающие изменение параметров щелей по мере износа элементов уплотнительного узла. При задании исходных данных для программы расчета наибольшую трудность представляет обоснование величин зазоров в различных каналах, по которым газ перетекает из области высокого давления в область низкого давления.

Рассмотрим схему основных каналов в уплотнительном узле поршня с одним уплотнительным кольцом (рис. 1).

КАНАЛ 1 – между расточкой цилиндра $D_ц$ и контактирующей с ней поверхностью уплотнительного кольца с внешним диаметром $D_к$, расположенного в канавке поршня. Площадь сечения данного канала, перпендикулярного направлению потока газа (вдоль оси цилиндра), равна

$$f_г = [\pi D_ц - (\Delta_з + n_к \Delta_к)]\delta_г, \quad (1)$$

где $\Delta_з$ – ширина замка поршневого кольца при работе ступени компрессора;

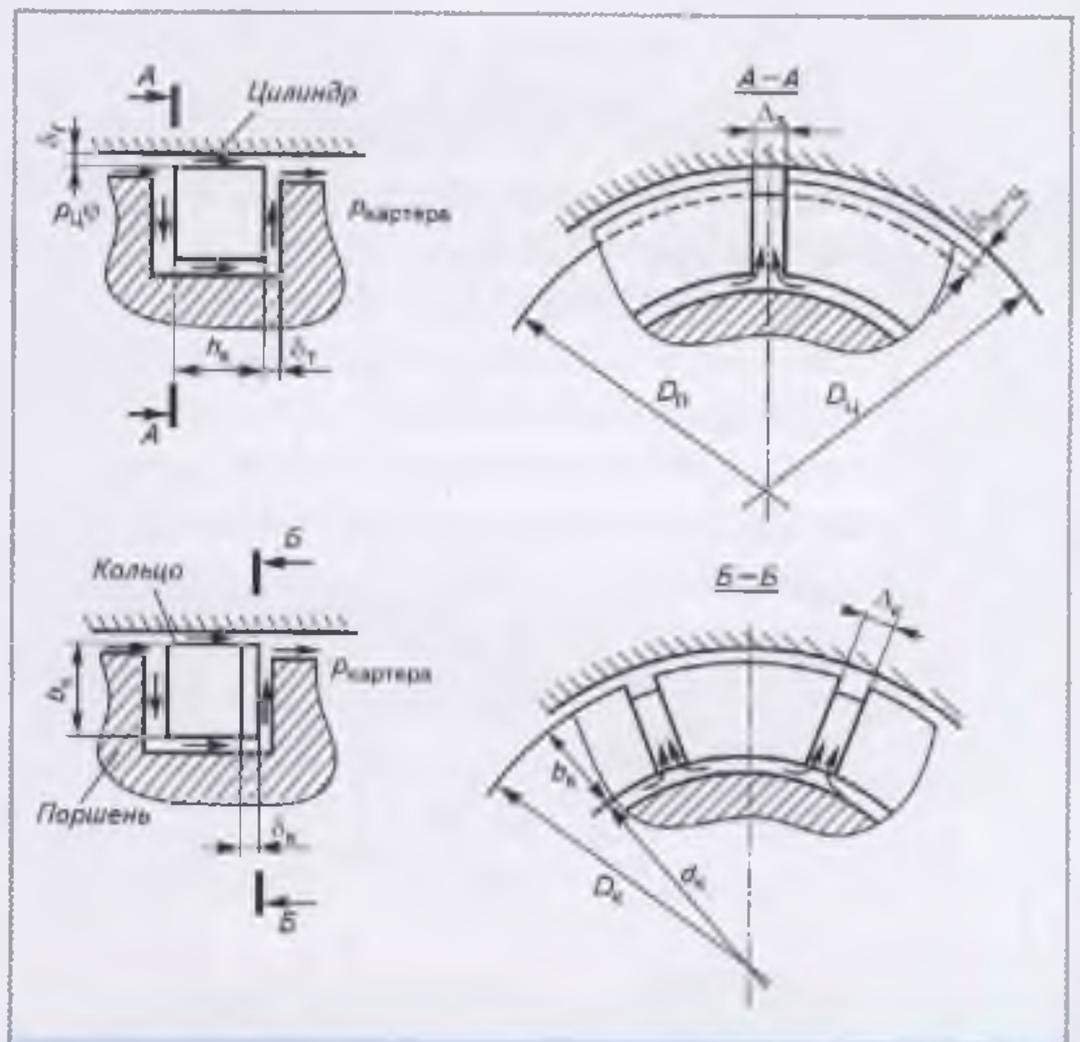


Рис. 1. Схема каналов в уплотнительном узле

$n_к$, $\Delta_к$ – количество и ширина канавок на торцевых поверхностях поршневых колец (применяется обычно в уплотнительных узлах, работающих без смазки цилиндров);

δ_r – радиальный зазор, зависящий от действующего перепада давлений, степени приработки поверхности кольца к стенке цилиндра, наличия или отсутствия смазки и отклонений от технических требований при изготовлении кольца.

КАНАЛ 2 – между торцевыми поверхностями поршневой канавки и поршневого кольца. Площадь его минимального сечения определяется из соотношения

$$f_т = [\pi(D_ц - 2b_к) - (\Delta_з + n_к\Delta_к)]\delta_т, \quad (2)$$

где $b_к$ – радиальная толщина кольца;

$\delta_т$ – торцевой зазор в паре поршневая канавка – кольцо.

КАНАЛ 3 – в замке уплотнительных колец с площадью сечения

$$f_з = \Delta_з\delta_{п-ц}, \quad (3)$$

где $\delta_{п-ц}$ – радиальный зазор между расточкой цилиндра с диаметром $D_ц$ и поршнем $D_п$. Его величина определяется с учетом теплового расширения цилиндра и поршня.

КАНАЛЫ 4 – радиальные, площадь сечения которых определяется из соотношения

$$f_к = n_к\Delta_к\delta_к, \quad (4)$$

где $\delta_к$ – глубина канавки на торце кольца.

Суммарное проходное сечение в отдельном элементе уплотнения в соответствии с рис.1 определяется суммой указанных выше площадей сечений, т. е.

$$F = f_r + f_т + f_з + f_к. \quad (5)$$

Через сечение F при разности давлений до кольца $p_{цф}$ (φ – угол поворота вала) и после кольца (давление в картере $p_{карт}$) газ вытекает из рабочей камеры в атмосферу.

При моделировании рабочих процессов в уплотнении поршня четыре указанных выше сечения с целью упрощения заменяют одним с условным зазором $\delta_{усл}$ и длиной уплотнительной щели $\pi D_ц$, т. е.

$$F = \pi D_ц\delta_{усл}. \quad (6)$$

Следовательно, величину $\delta_{усл}$ можно найти из соотношения

$$\delta_{усл} = F/\pi D_ц. \quad (7)$$

С учетом уравнений (1)–(4) при $\delta_т \le \delta_r$ получим

$$\delta_{усл} = 2\delta_r\left(1 - \frac{b_к + \Delta_з + n_к\Delta_к}{D_ц}\right) + \frac{\Delta_з\delta_{п-ц} + n_к\Delta_к\delta_к}{\pi D_ц}. \quad (8)$$

Входящие в уравнение (8) параметры однозначно зависят от конструкции уплотнения, за исключением величин δ_r и $\delta_{п-ц}$, которые принимают на основе рекомендаций, полученных при испытании ряда однотипных двухступенчатых У-образных компрессоров с тронковыми поршнями и со смазкой цилиндров и механизма движения. Испытания проводили при частоте вращения вала n = 1500 об/мин на ступенях с диаметрами цилиндров 200, 160 и 110 мм (I ступень) и соответственно 100, 80 и 55 мм (II ступень). На основании проведенных испытаний рекомендованы следующие приближенные соотношения:

$\delta_r \approx D_п \cdot 10^{-5}$ мм;

$\delta_{п-ц} \approx D_ц \cdot 10^{-3}$ мм.

В процессе эксплуатации вследствие износа колец по внешнему диаметру на величину $\Delta b_к$ радиальная толщина колец уменьшается до $b^*_к < b_к$. При этом внешний диаметр колец остается неизменным: $D_к = D_ц$, а внутренний диаметр $d_к$ увеличивается. Это приводит к постепенному увеличению зазора в замке до величины $\Delta^*_з > \Delta_з$, что отражается на текущем условном зазоре $\delta^*_{усл}$: его величина растет и должна определяться с учетом износа в соответствии с уравнением

$$\delta^*_{усл} = 2\delta_r\left(1 - \frac{b^*_к + \Delta^*_з + n_к\Delta_к}{D_ц}\right) + \frac{\Delta^*_з\delta_{п-ц} + n_к\Delta_к\delta_к}{\pi D_ц}. \quad (9)$$

Учитывая, что $b^*_к = b_к - \Delta b_к$ и $\Delta^*_з = \Delta_з + 2\pi\Delta b_к$, уравнение (9) запишем в виде

$$\delta^*_{усл} = 2\delta_r\left[1 - (1-\psi)\frac{b_к}{D_ц}\right] + \frac{(\delta_{п-ц} - 2\pi\delta_r)(\Delta_з + 2\pi\psi b_к) + n_к\Delta_к\delta_к}{\pi D_ц}, \quad (10)$$

где $\psi = \Delta b_к/b_к \le 0{,}33$ – предельно допускаемая (в ступенях низкого давления крупных компрессоров) при эксплуатации степень износа поршневых колец в радиальном направлении.

Таким образом, величина условного зазора в уплотнении поршня, определяющая интенсивность внешних утечек газа, зависит от условий эксплуатации, материала колец, конструктивных и режимных параметров, меняющихся в зависимости от номера ступени сжатия ($D_ц$, $b_к$, давления всасывания $p_{вс}$, давления нагнетания $p_{нг}$, частоты вращения n) и др. Вместе с тем эффективность и долговечность работы уплотнения неразрывно связаны с мгновенными параметрами газа в межкольцевых объемах уплотнительного узла, которые могут прогнозироваться только при использовании методик, основанных на моделировании рабочих процессов в уплотнениях поршней.

Ниже приведена расчетная оценка изменения герметичности уплотнительных узлов I и II компрессорных ступеней детандер-компрессорного агрегата ДКА20-10/1С с учетом износа элементов уплотнения поршней при эксплуатации. При расчете использована программа для ПЭВМ, разработанная в СПбГУНиПТ. Величину условного за-

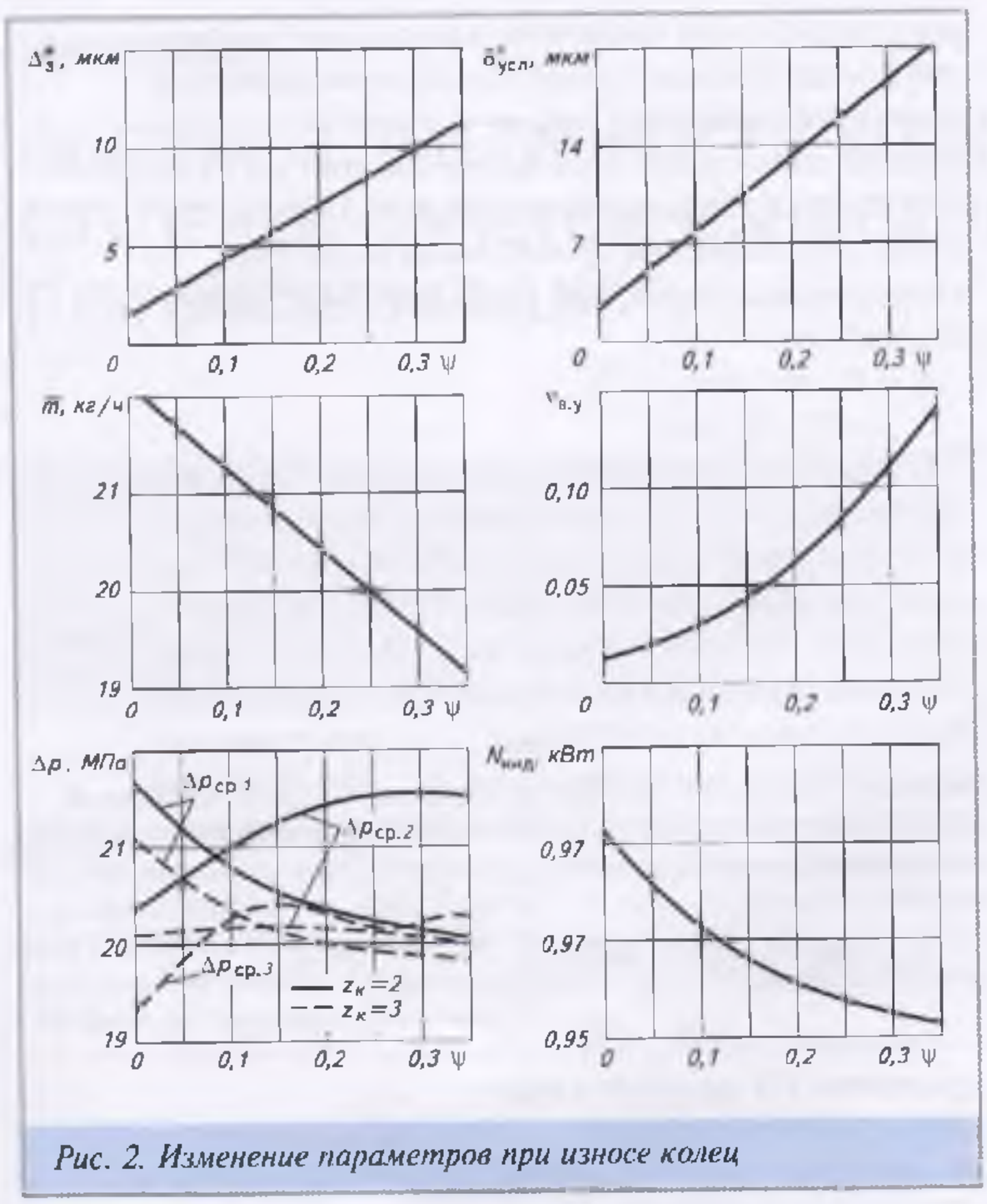


Рис. 2. Изменение параметров при износе колец

зора в уплотнительных узлах поршней определяли по уравнению (10).

I ступень ДКА20-10 / 1С

Исходные параметры:

$p_{вс} = 0{,}1$ МПа, $p_{нг} = 0{,}335$ МПа, $n = 1470$ об/мин, $D_ц = 90$ мм, число колец $z_к = 2$, $b_к = 5$ мм; относительный мертвый объем $a = 0{,}1$; теоретическая массовая производительность ступени $\overline{m}_t = 30$ кг/ч.

В соответствии с этими данными принимаем:

$\delta_r = D_ц \cdot 10^{-5} = 90 \cdot 10^{-5} = 0{,}9 \cdot 10^{-3}$ мм;

$\delta_{п-ц} = 1/2(D_ц - D_п) = 1/2(90 - 89) = 0{,}5$ мм;

$\Delta_з = 0{,}6$ мм; $n_к$, $\Delta_к$, $\delta_к = 0$ (кольца без торцевых канавок).

При отсутствии износа (начальный этап работы, когда $\psi = 0$)

$$\delta_{усл} = 2 \cdot 0{,}9 \cdot 10^{-3}\left(1 - \frac{5}{90}\right) + \frac{(0{,}5) - 2\pi \cdot 0{,}9 \cdot 10^{-3} \cdot (0{,}6 + 0)}{\pi \cdot 90} =$$

$$= 0{,}0027 \text{ мм} = 2{,}7 \text{ мкм}.$$

Примем предельное значение $\psi = 0{,}33$, что соответствует износу колец $\Delta b_к = 0{,}33 \cdot 5 = 1{,}65$ мм. Тогда в соответствии с уравнением (10) максимальный условный зазор в уплотнении поршня достигнет значения

$$\delta^*_{усл} = 2 \cdot 0{,}9 \cdot 10^{-3}\left[1 - (1 - 0{,}33)\frac{5}{90}\right] + \frac{(0{,}5 - 2\pi \cdot 0{,}9 \cdot 10^{-3})(0{,}6 + 2\pi \cdot 0{,}33 \cdot 5)}{\pi \cdot 90} =$$

$$= 0{,}0209 \text{ мм} = 21{,}0 \text{ мкм}$$

Промежуточные значения $\delta_{усл}^*$ и соответствующие им параметры I ступени при числе уплотнительных колец $z_к = 2$ и 3 приведены в табл. 1 и 2. Изменение основных параметров I ступени сжатия ДКА20-10/1С при износе уплотнительных колец в процессе эксплуатации показано на рис. 2.

Анализируя полученные данные, отметим следующее.

➤ По мере износа уплотнительных колец зазор в замке $\Delta^*_з$ и условный зазор в уплотнении поршня $\delta^*_{усл}$ возрастают. В рассмотренном диапазоне $0 < \psi < 0{,}33$ это приводит к увеличению расхода газа через уплотнительный узел на порядок. В результате производительность I ступени снижается с 22,4 до 19,1 кг/ч, т.е. на 14 %, что указывает на необходимость замены изношенных поршневых колец.

➤ Индикаторная мощность

Таблица 1

Изменение параметров I ступени компрессора ДКА20-10/1С при износе уплотнительных колец ($z_к = 2$)

ψ	$\Delta^*_з$, мм	$\delta^*_{усл}$, мкм	$\overline{m}$, кг/ч	$\overline{m}_{в.у.}$, кг/ч	$\nu_{в.у}$	$\Delta p_{ср.1}$, МПа	$\Delta p_{ср.2}$, МПа	$\eta_{из.инд}$	λ	$T_{нг}$, К	$N_{инд}$, кВт
0	0,6	2,7	22,425	0,402	0,0134	0,0479	0,0271	0,652	0,7471	448,2	0,971
0,083	3,2	7,3	21,519	1,332	0,0444	0,0337	0,0406	0,631	0,7169	444,9	0,963
0,167	5,8	11,9	20,644	2,326	0,0775	0,0296	0,0439	0,609	0,6879	442,5	0,957
0,250	8,5	16,5	19,823	3,324	0,1108	0,0271	0,0453	0,587	0,6604	440,0	0,954
0,333	11,0	21,0	19,137	4,238	0,1412	0,0260	0,0460	0,568	0,6376	437,4	0,952

Примечание. $\overline{m}$ – массовая производительность ступени; $\overline{m}_{в.у}$ – массовый расход через уплотнительный узел; $\nu_{в.у}$ – относительная величина утечек (отношение массового расхода через уплотнительный узел к теоретической массовой производительности ступени); $\Delta p_{ср.i}$ – средний за цикл перепад давлений на i-м кольце; $\eta_{из.инд}$ – изотермический индикаторный КПД ступени; λ – коэффициент подачи; $T_{нг}$ – температура нагнетания ступени; $N_{инд}$ – индикаторная мощность ступени.

Таблица 2

Изменение параметров I ступени компрессора ДКА20-10/1С при износе уплотнительных колец ($z_к = 3$)

ψ	$\Delta^*_з$, мм	$\delta^*_{усл}$, мкм	$\overline{m}$, кг/ч	$\overline{m}_{в.у}$, кг/ч	$\nu_{в.у.}$	$\Delta p_{ср.1}$, МПа	$\Delta p_{ср.2}$, МПа	$\Delta p_{ср.3}$, МПа	$\eta_{из.инд}$	λ	$T_{нг}$, К	$N_{инд}$, кВт
0	0,6	2,7	22,425	0,334	0,0111	0,0417	0,0214	0,0121	0,654	0,7489	447,5	0,971
0,083	3,2	7,3	21,611	1,172	0,0390	0,0285	0,0239	0,0220	0,635	0,7200	444,4	0,962
0,167	5,8	11,9	20,821	1,983	0,0661	0,0228	0,0219	0,0292	0,616	0,6937	441,8	0,955
0,250	8,5	16,5	20,066	2,836	0,0945	0,0201	0,0211	0,0260	0,597	0,6685	439,9	0,950
0,333	11,0	21,0	19,412	3,639	0,1212	0,0186	0,0203	0,0275	0,579	0,6467	438,3	0,947

Примечание. Расшифровку параметров см. табл. 1.

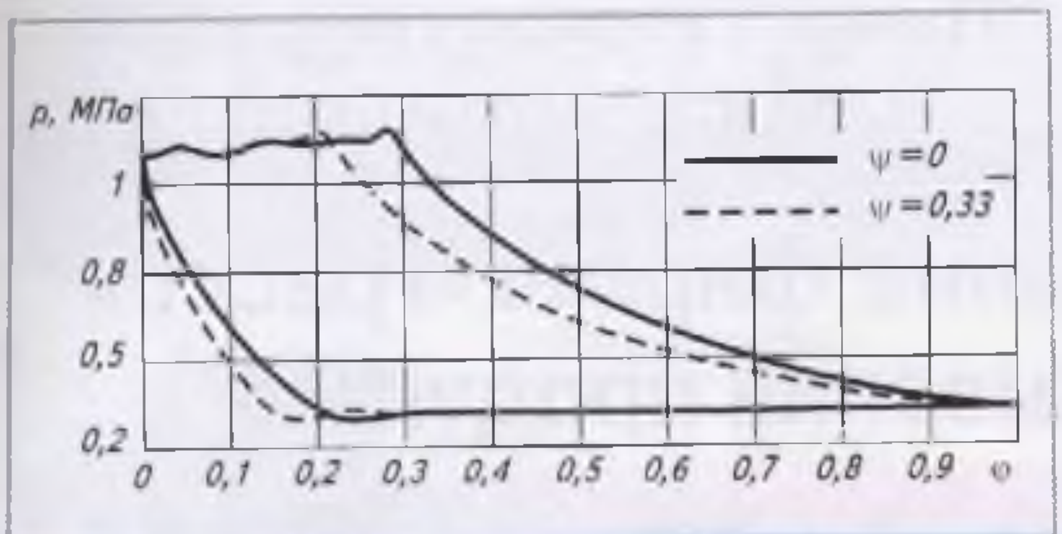


Рис. 3. Индикаторная диаграмма при износе колец

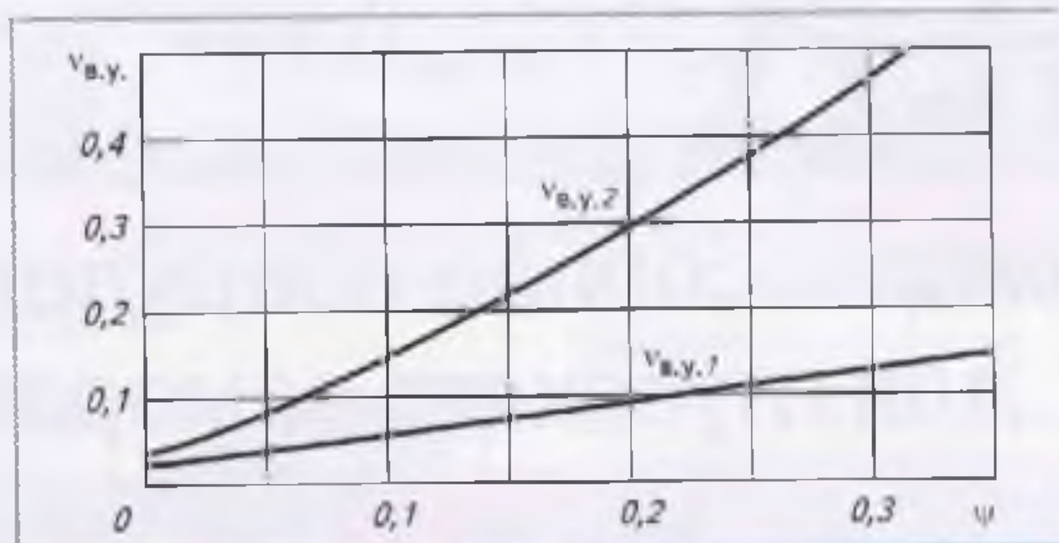


Рис. 4. Утечки при износе колец

Таблица 3

Изменение параметров II ступени компрессора ДКА20-10/1С при износе уплотнительных колец ($z_к$ = 4)

ψ	$\Delta^*_{з}$, мм	$\delta^*_{усл}$, мкм	$\bar{m}$, кг/ч	$\bar{m}_{п.у.}$, кг/ч	$v_{в.у.}$	$\Delta p_{ср.1}$, МПа	$\Delta p_{ср.2}$, МПа	$\Delta p_{ср.3}$, МПа	$\eta_{из\ инд}$	λ	$T_{нг}$, К	$N_{инд}$, кВт
0	0,4	2,2	21,32	0,72	0,025	0,155	0,100	0,086	0,704	0,734	470,9	0,964
0,083	2,5	8,8	18,69	4,27	0,147	0,093	0,089	0,100	0,639	0,643	465,9	0,932
0,167	4,6	15,5	16,24	8,00	0,275	0,078	0,080	0,099	0,569	0,559	469,5	0,909
0,250	6,7	22,1	13,69	11,60	0,400	0,071	0,076	0,098	0,495	0,495	474,0	0,882
0,333	8,8	28,9	11,39	15,09	0,519	0,066	0,074	0,097	0,423	0,423	477,0	0,858

Примечание. Расшифровку параметров см. табл. 1.

ступени в заданном диапазоне ψ остается практически неизменной, поскольку более «пологому» из-за утечек процессу сжатия соответствует более «крутой» по тем же причинам процесс расширения. При этом индикаторная работа за цикл в I ступени меняется незначительно.

➤ Независимо от числа уплотнительных колец в начальный момент эксплуатации основной перепад давлений в уплотнении приходится на первое уплотнительное кольцо. Однако по мере его износа при $z_к$ = 2 наблюдается постепенное снижение перепада давлений на первом кольце и его увеличение на втором. При $z_к$ = 3 в процессе эксплуатации устанавливается примерное равенство средних за цикл перепадов давлений на всех кольцах, что способствует повышению срока службы колец до замены при текущем ремонте.

II ступень ДКА20-10 / 1С

Исходные параметры:

$p_{нс}$ = 0,335 МПа, $p_{нг}$ = 1,2 МПа, n = 1470 об/мин, $D_ц$ = 50 мм, $z_к$ = 4, $b_к$ = 4 мм; $\bar{m}_т$ = 29,03 кг/ч.

В соответствии с этими данными при расчетном анализе задавали:

$\delta_г = D_ц \cdot 10^{-5} = 50 \cdot 10^{-5} = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ мм;

$\delta_{п-ц} = 1/2(D_ц - D_п) = 1/2(50 - 49) = 0{,}5$ мм (по рабочим чертежам);

$\Delta_з$ = 0,4 мм.

Возможная при работе степень износа колец принята предельно допустимой ($0 \le \psi \le 0{,}33$).

Результаты расчетного анализа, приведенные в табл. 3, показывают, что в ступенях среднего и высокого давления влияние износа уплотнительных колец на рабочие параметры ступени проявляются в большей степени, чем в первой:

➤ В монтажном состоянии (ψ = = 0) при $D_{ц2} < D_{ц1}$ радиальный зазор $\delta_г$ и зазор в замке II ступени $\Delta_з$ имеют меньшие значения, чем в I, вследствие чего и условный зазор в уплотнении поршня II ступени меньше. Однако по мере износа колец (ψ > 0) в ступени с меньшим диаметром цилиндра наблюдается более интенсивный рост $\delta^*_{усл}$. В совокупности с повышенным перепадом давлений в уплотнительном узле ($\Delta p_{max2} = = p_{нг} - p_{нс} =$ 1,2 – 0,335 = 0,865 МПа, в то время как в I ступени Δp_{max1} = 0,335–0,1 = 0,235 МПа) это приводит к увеличению расхода газа через уплотнение поршня и к более интенсивному снижению индикаторной работы за цикл (см. рис. 3 и 4). При изношенных поршневых кольцах и предельно высоких зазорах в паре поршень-цилиндр основной поток внешних утечек приходится на сечение в «замке» колец.

На основании полученных данных степень износа ψ для малорасходных компрессорных ступеней рекомендуется ограничивать величиной ψ ≤ 0,1, что соответствует радиальному износу колец I ступени $\Delta b_к$ = 0,5... 0,6 мм и II ступени $\Delta b_к$ = 0,3...0,4 мм.

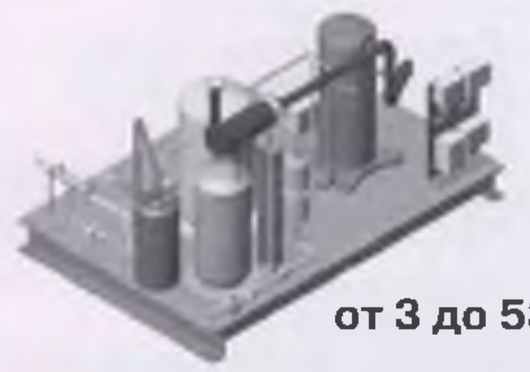
➤ Перепады давлений между кольцами в уплотнительном узле II ступени ($z_к$ = 4) распределены более равномерно и меньше по амплитуде, чем в I ступени. Однако и в этом случае нагрузка на первое и последнее кольца уплотнительного узла в 1,5–2 раза выше, чем на промежуточные.

Таким образом, предложенная методика позволяет при известных конструкции и режиме работы ступени прогнозировать периодичность замены изношенных поршневых колец.

Холодильные компрессорные

КОМПРЕССОРНО-РЕСИВЕРНЫЕ СРЕДНЕТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Серия АгК-Р на базе спиральных компрессоров Copeland серии ZR



от 3 до 53 кВт

КОМПРЕССОРНО-РЕСИВЕРНЫЕ СРЕДНЕТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Серия АпК-Р на базе поршневых полугерметичных компрессоров Bitzer

от 2,3 до 75 кВт

КОМПРЕССОРНО-КОНДЕНСАТОРНЫЕ СРЕДНЕТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Серия АгК на базе спиральных компрессоров Copeland серии ZR

от 3 до 50 кВт

КОМПРЕССОРНО-КОНДЕНСАТОРНЫЕ СРЕДНЕТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Серия АпК на базе поршневых полугерметичных компрессоров Bitzer

от 1,4 до 47 кВт

Область применения:

- Камеры хранения различной продукции с температурой +5/-5°С(хранение цветов, овощных смесей, фруктов, кондитерских изделий)
- Технологическое охлаждение помещений пищевых производств с температурой +12°С (мясо- и рыбоперерабатывающие цеха, экспедиция)
- В установках для охлаждения воды и различных жидкостей
- Для технологического оборудования (интенсивное охлаждение колбасных изделий, климатические установки различного назначения)

КОМПРЕССОРНО-РЕСИВЕРНЫЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Серия АпК-Р на базе поршневых полугерметичных компрессоров Bitzer

от 0,5 до 84 кВт

КОМПРЕССОРНО-РЕСИВЕРНЫЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Серия АгК-Р на базе спиральных компрессоров Copeland серии ZF

от 1,1 до 28 кВт

КОМПРЕССОРНО-КОНДЕНСАТОРНЫЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Серия АгК на базе спиральных компрессоров Copeland серии ZF

от 1,4 до 27 кВт

КОМПРЕССОРНО-КОНДЕНСАТОРНЫЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Серия АпК на базе поршневых полугерметичных компрессоров Bitzer

от 0,6 до 55 кВт

Область применения:

- Камеры хранения различной пищевой продукции -10°С/ -30°С (мясные и рыбные полуфабрикаты, птица, мороженое, замороженные овощные смеси, ягоды)
- Для замораживания различной пищевой продукции на предприятиях малого бизнеса (до 2 т продукции в сутки)
- В составе льдогенераторов для получения чешуйчатого льда
- В составе фризеров для получения мягкого мороженого
- Закалка мороженого до 300 кг/ч

станции и агрегаты

АГРЕГАТЫ ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРНО-РЕСИВЕРНЫЕ

Низкотемпературные агрегаты серии АпК-В

от 30 до 110 кВт

Область применения:
- Интенсивное замораживание мясных и рыбных полуфабрикатов от 200 до 500 кг/ч
- Закалка мороженого от 300 до 600 кг/ч
- Замораживание кур в гофротаре от 5 до 15 т в сутки
- Замораживание грибов до 10 т в сутки

АГРЕГАТЫ МНОГОКОМПРЕССОРНЫЕ НА БАЗЕ ВИНТОВЫХ ПОЛУГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Низкотемпературные агрегаты серии АпК-МВ

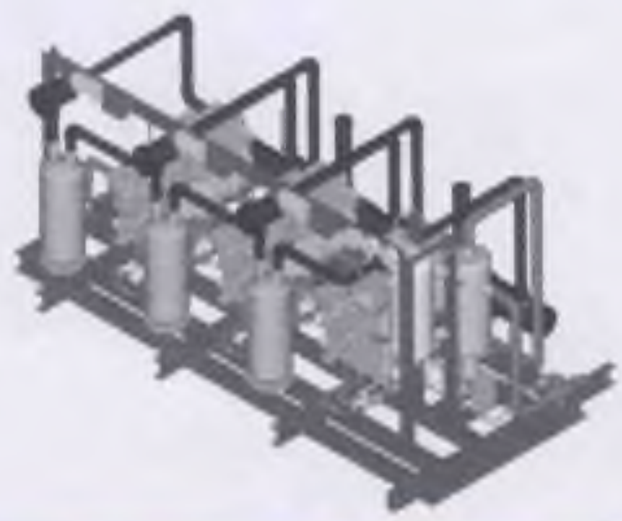
от 60 до 450 кВт

Область применения:
- Скороморозильные аппараты различных типов (спиральные, флюидизационные, конвейерные, плиточные) для замораживания различных пищевых продуктов от 500 кг/ч до 2000 кг/ч
- Установки для супер- и гипермаркетов
- Холодильные склады больших объемов – от 3000 до 15000 м³ (-10/ -30°С)

АГРЕГАТЫ МНОГОКОМПРЕССОРНЫЕ НА БАЗЕ ПОРШНЕВЫХ ПОЛУГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Агрегаты серии АпК-МП

от 15 до 400 кВт



Область применения:
- Для комплексов камер хранения (+5/-5°С и -10/-30°С)
- В небольших и крупных супермаркетах для торгового оборудования
- В холодильных складах больших объемов – от 1000 до 12000 м³ (+5/-5 и –10/ -30°С).

Холодильные компрессорные станции и агрегаты работают на R-22, R404A/R507.
Вся продукция, выпускаемая фирмой, имеет технические условия, зарегистрированные в реестре ГОССТАНДАРТа России и сертификаты соответствия.
Агрегаты стандартного ряда изготавливаются в течение 2–3 недель.

ООО «ПТФ «КРИОТЕК»

Тел./факс: (095) 280-8833, 280-2351, 554-0087, 554-0091, 554-9388
www.kriotek.ru
e-mail: info@kriotek.ru

ПРОДАВЕЦ ХОЛОДА

Эксплуатация герметичных компрессоров в условиях низких температур окружающей среды

В.В. ШИШОВ,
главный инженер компании «Фармина»

Практика показывает, что в зимнее время при работе размещенной на улице холодильной установки компрессоры часто выходят из строя из-за поломки клапанов или подшипников. Одна из причин таких аварий – неподготовленность агрегата к зимним условиям работы.

При низких температурах окружающей среды существует опасность конденсации хладагента во время остановки компрессора, когда он становится самой холодной точкой системы. Хладагент может конденсироваться как на стороне всасывания, так и на стороне нагнетания компрессора.

Хладагент, попавший в картер компрессора со стороны всасывания, конденсируясь, растворяется в масле. В момент запуска компрессора подшипники оказываются смазанными не столько маслом, сколько жидким хладагентом, что приводит к выходу их из строя.

Хладагент, конденсирующийся на стороне нагнетания, попадает в глушитель и цилиндры компрессора. При включении компрессора может произойти гидравлический удар, что приводит к разрушению клапанов, поршня, глушителя.

От этого компрессор защищает обратный клапан, например NRV фирмы Danfoss, расположенный между компрессором и конденсатором.

Поскольку жидкий хладагент может оказаться в компрессоре также в результате простого перетекания, этому должен препятствовать правильный монтаж трубопроводов (уклон трубопровода в сторону конденсатора 0,5 %).

Встроенный нагревательный элемент во время эксплуатации должен быть включен постоянно. Согласно инструкциям фирмы Maneurop температура масла в компрессоре должна быть на 11 °С выше температуры насыщения хладагента при давлении всасывания. Например, для R22 при давлении всасывания 1,96 бар (по манометру) температура насыщения t_0 = –15 °С. Следовательно, температура в картере не должна быть ниже –4 °С. При низкой температуре окружающей среды устанавливают дополнительный ленточный подогреватель картера.

Если компрессор продолжительное время находился в выключенном состоянии, особенно при низкой температуре окружающей среды, то перед пуском необходимо прогревать картер в течение 12 ч, чтобы выкипел весь растворившийся в масле хладагент.

Рекомендуется теплоизолировать корпус компрессора поверх ленточных подогревателей картера. Это не вызовет перегрева компрессора при высоких температурах окружающей среды, так как герметичные холодильные компрессоры охлаждаются всасываемым газом.

Некоторые фирмы устанавливают на картер компрессора термостаты UT 72, настроенные на температуру 4...7 °С. Тогда компрессор включается только по достижении этой температуры в картере.

Давление конденсации $p_к$ следует поддерживать с помощью регуляторов давления типа KVR с дифференциальным клапаном NRD, регуляторов давления типа PM с пилотом CVP или с помощью регуляторов частоты вращения вентиляторов конденсатора. Плавное регулирование предпочтительнее ступенчатого, осуществляемого поочередным отключением вентиляторов с помощью реле давления.

Компания «Фармина»
101000, Москва, Сретенский бульвар, 6/1
Тел.: (095) 926-83-82, 195-85-03
Факс: (095) 928-31-54
Internet: www.farmina.ru
E-mail: farmina@farmina.ru

Представительства:
г. Санкт-Петербург, тел.: (812) 534-10-49
г. Екатеринбург (343) 339-95-70
г. Волгоград, тел.: (8442) 97-32-64

multiplaz

Результаты практического применения портативного плазменного сварочного аппарата «Мультиплаз-2500»

Канд. техн. наук **Ю.М. ЕРМИШИН**

Многочисленные публикации об аппарате «Мультиплаз-2500», которые до настоящего времени появлялись в различных изданиях, носили научно-популярный характер.

В этой статье мы знакомим читателей с результатами пробной эксплуатации портативного многофункционального плазменного сварочного аппарата «Мультиплаз-2500» на ремонтно-эксплуатационных предприятиях № 1 и № 4 Химкинского района Московской области.

С использованием этого аппарата были выполнены следующие работы:

- резка сталей марок Ст.3 и Ст.20, серого чугуна, высоколегированных сталей, керамических и асбоцементных плит толщиной до 8 мм;
- сварка сталей марок Ст.3, Ст.20 и серого чугуна толщиной до 8 мм.

В качестве рабочей жидкости для резки использовали обычную воду из системы центрального водоснабжения. Установленное сопло с диаметром отверстия 1 мм обеспечивало скорость истечения газоплазменной струи до 200...220 м/с при температуре ~8000 °С, что гарантирует качественную резку различных материалов толщиной до 10 мм.

Для сварки применяли растворы спиртов (этилового, пропилового, бутилового и т.п.) с концентрацией ~45%. При этом в горелку устанавливали сопло с диаметром отверстия 2...2,4 мм, что обеспечивает мягкий факел необходимого качества. В процессах сварки использовали присадочную проволоку СВ-08 и СВ-08Г2С.

Анализ результатов проведенных работ показал, что плазменный сварочный аппарат «Мультиплаз-2500» позволяет решить практически все проблемы указанных предприятий, связанные со сваркой и резкой различных материалов.

При резке сталей Ст.3 и Ст.20 толщиной 2 мм скорость резки составила 0,4 м/мин; при толщине 4 мм – 0,2 м/мин.

Очевидно, что резка с помощью аппарата «Мультиплаз-2500» является достаточно высокопроизводительной. При хорошем качестве ширина реза в обоих случаях была порядка 1,2...1,5 мм.

Большое преимущество состоит в возможности резки практически любых материалов – как металлов, так и неметаллов (сталей, в том числе и нержавеющих, чугуна, цветных металлов, керамической плитки, асбоцементных плит и т.д.), что невозможно при газовой резке.

Высокие температура и концентрация тепловой энергии в газоплазменной струе позволяют существенно увеличить скорость сварки, уменьшить зону термического влияния и практически исключить тепловые деформации, характерные для газовой сварки.

Сварку изделий из чугуна производят без предварительного нагрева с использованием присадочной проволоки СВ-08Г2С.

Сварка оцинкованных трубопроводов характеризуется узкой зоной сгорания цинка.

Полная взрывобезопасность и экологическая чистота рабочего процесса позволяют эксплуатировать аппарат в жилых и подвальных помещениях, в колодцах и т.п.

Как отмечается в отзыве о выполненных работах, применение аппарата «Мультиплаз-2500» дает возможность:

- снизить обычно высокие накладные расходы, связанные с

использованием газобаллонного оборудования и закупкой газов;

• быстро и без усилий доставить аппарат к месту проведения работ (масса аппарата ~6,5 кг, он умещается в небольшой наплечной сумке);

• увеличить производительность труда ремонтной бригады в 3–5 раз (если бригада из 2–3 человек с обычным газобаллонным аппаратом успевает выполнить работу по 3–4 вызовам за смену, то с аппаратом «Мультиплаз-2500» бригада из 1–2 человек за то же время обслуживает 12–15 точек).

По результатам проведенных работ был сделан вывод о возможности эффективной замены традиционного сварочного оборудования аппаратом «Мультиплаз-2500» для проведения соответствующих работ ремонтно-эксплуатационными предприятиями ЖКХ.

Главные преимущества плазматрона «Мультиплаз-2500» по сравнению с традиционными сварочными аппаратами таковы:

• многофункциональность (сварка, пайкосварка, пайка, резка, термообработка);

• наличие режимов косвенной и прямой дуги;

• полная электровзрывопожаробезопасность;

• абсолютная экологическая чистота рабочего процесса;

• высокая температура в факеле (до 8000 °С);

• возможность резки любого земного материала (!);

• высокая точечная концентрация энергии в рабочей зоне;

• маленькая зона термического влияния;

• возможность сварки «на воздухе» некоторых сортов нержавеющей стали, сплавов алюминия и чугуна (без термоподготовки обычной присадкой типа СВ-08, СВ-08Г2С);

• высокое качество сварного шва;

• высокое качество соединений, полученных методами пайки и пайкосварки;

• питание от бытовой электросети (220 В, 50 Гц);

• абсолютная общедоступность рабочей жидкости (вода или спиртовая смесь);

• малые габаритные размеры (размещается в наплечной сумке);

• маленькая масса (6,5 кг).

Таким образом, мировая практика сварочных технологий и их аппаратурного оформления обогатилась уникальным многофункциональным портативным плазменным сварочным аппаратом «Мультиплаз-2500»!

Цена аппарата 39 900 рублей.

Москва, отдел продаж,
125212, Москва,
Ленинградское ш., д.34, корп.1
Тел.: (095) 150-5304, 150-0509
Факс: (095) 156-4307
E-mail: sales2@multiplaz.ru
www.multiplaz.ru

ДИЛЕРЫ В РЕГИОНАХ

РОССИЯ

г. Санкт-Петербург,
Тел. (812) 259-92-32
(812) 259-15-92

г. Санкт-Петербург,
Тел. (812) 567-37-15
(812) 567-35-17

г. Саратов,
Тел. (8452) 23-68-37
(8452) 23-56-57

г. Тула,
Тел. (0872) 39-04-34
Факс 72) 39-04-34

г.Казань,
ул. Миславского, д. 9
Тел (917) 393-15-50
Тел./факс (8432) 92-45-90

г. Ростов –на-Дону
тел.(8632)75-87-15

г. Оренбург,
Тел. (3532) 65-89-82
(3532) 29-24-21

г. Ставрополь,
Тел. (8652) 56-33-47
(8652) 23-05-57

г. Новосибирск,
Тел. (3832) 34-43-46
(3832) 32-40-68

г. Хабаровск,
Тел. ([illegible]2) 542-07-53
(4212) 25-07-53

г. Красноярск,
Тел. (3912) 34-89-77
(3912) 60-54-86

г. Каменск-Уральский,
Тел. (34378) 2-91-31
(34378) 9-99-22

г. Иркутск,
Тел. (3952) 22-43-33
(3952) 68-05-68

г. Архангельск,
Тел. (921) 720-12-22
(8182) 62-57-26

г. Барнаул,
Тел./факс (385-2) 45-05-05
(385-2) 45-05-04

г. Липецк,
Тел. (0742) 28-37-62
(0742) 28-37-73

г. Орел,
Тел. (0862) 77-79-56
Факс (0862) 43-80-40

г. Снежинск,
Тел. (35172) 3-93-50
(35172) 2-43-34

г. Якутск,
Тел. (4112) 749-249

г. Полярные Зори,
Тел./факс (81532) 6-58-50
Тел. (921) 645-75-59

г. Смоленск,
Тел./факс (0812)33-96-01;
33-32-80

г. Нижневартовск,
Тел. (3466) 24-50-89
Факс (3466) 24-17-10

г. Тюмень,
Тел./факс (3452) 21-48-96,
21-21-07, 21-48-03

г. Уфа,
Тел. (3472) 74-61-16
Факс (3472) 36-23-09

г. Владивосток,
Тел. (4232) 28-56-99

г. Нижний Новгород,
Тел./факс (8312) 65-16-44,
65-03-61

БЕЛАРУСЬ
г. Минск,
Тел. 8-0296-592-387
Факс (17) 230-80-56

ЛИТВА
г.Вильнюс,
Тел. (698) 46-494,
(699) 81-924, (5) 234-60-30

УКРАИНА
г. Киев,
Тел. (044) 237-68-68
Тел./факс (044) 244-57-67

г. Кривой Рог,
Тел. (0564) 92-28-11,
(0564) 92-28-02

г. Харьков,
Тел./факс (057) 701-36-07

КАЗАХСТАН
г. Караганда
Тел./факс (3212) 47-50-90
(300) 544-53-36

Из Бюллетеня МИХ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОЗОНА В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

За последние 2 года на предприятиях пищевой промышленности Германии возрос интерес к использованию озона для санитарной обработки. Это позволяет снизить расходы на тепловую энергию и обработку сточных вод, использовать озон как потенциальный заменитель хлора и повысить срок годности некоторых продуктов. Показаны возможности и ограничения при использовании озона на предприятиях по переработке пищевых продуктов.

U.Kleiner// Fleischwirtschaft, DE, 2001, 12, vol. 81, № 12, 88–90
БМИХ, 2003, № 1, с. 65

ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В МАГАЗИНАХ

Рассматриваются вопросы использования новых хладагентов, применения охлаждаемых витрин (влияние тепловых излучений на потерю массы продуктов), влияния кондиционирования воздуха на работу холодильного оборудования (прилавков).

C.Ollier, P.Rivet, G.G.Maidment et al.// Rev. Gen. Froid, FR, 2002.06, vol. 91, № 1024, 21–37
БМИХ, 2003, № 1, с 65

НОВЫЙ РЕКУПЕРАТИВНЫЙ ЛЬДОГЕНЕРАТОР

Описана система экономичного и надежного производства льда разнообразной формы. В ней нет движущихся частей, испаритель может быть подсоединен к существующим блокам конденсатора и работать в широком диапазоне льдопроизводительностей.

Испаритель состоит из одной или нескольких пар специальных теплообменных трубок (секций), соединенных с четырехходовым реверсивным регулирующим вентилем.

При работе одна из секций теплообменника действует как испаритель и генерирует «жидкий» или трубчатый лед, в то время как другая секция теплообменника работает как переохладитель хладагента и дефростер.

Направление потока хладагента через переохладитель-испаритель периодически меняется на обратное. Период зависит от того, какой продукт хотят получить.

T.W.Davies, A.R.Lowes// Prepr. Stockholm Work., IIR Prepr. 5th Work. Ice slurries, Stockholm, FR/SE, 2002.05.30–31, 5 p.
БМИХ, 2003, № 1, с. 66

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В АВТОМОБИЛЯХ

В современных автомобильных двигателях только от 30 до 40 % всей энергии топлива преобразуется в механическую энергию привода автомобиля или вспомогательных силовых механизмов, например установок кондиционирования воздуха. Остальная часть теряется в виде выбросов. Весьма актуальна проблема уменьшения расхода топлива и выбросов.

Интересна технология использования отработанного тепла для адсорбционной или абсорбционной техники.

L.Krosse, R.Vermeeren// Koude Luchtbehandel., NL, 2002, 06, vol. 96, № 6, 24–29
БМИХ, 2003, № 1, с. 75

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕНОСА В АВТОРЕФРИЖЕРАТОРЕ

Проведено экспериментальное изучение характеристик тепло- и массопереноса в кузове авторефрижераторов для трех вариантов: без воздушной завесы, с воздушной завесой, создаваемой вентилятором; с завесой из пластиковых полос.

Основное внимание уделяли колебаниям температуры и относительной влажности воздуха внутри рефрижератора во время остановки после открывания двери. Установлено, что средняя температура внутри кузова повышалась в течение 2 мин после открывания двери соответственно на 14; 7 и 8 °С (от начальной, равной –10 °С) для случаев, когда не было воздушной завесы; с воздушной завесой, создаваемой вентилятором; с завесой из пластиковых полосок. Использование воздушной завесы может привести к экономии энергии соответственно на 40 и 11 % по сравнению со случаями без воздушных завес и при использовании завес из пластиковых полос.

C.P.Tso, S.C.M.Yu, H.J.Poh, et al.// Int. J. Refrig., GB, vol. 25, № 3, 340–350
БМИХ, 2003, № 1, с. 78

УПРОЩЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ В ОХЛАЖДАЕМЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ

Цель работы заключалась в оптимизации систем распределения воздуха в охлаждаемых транспортных средствах для выравнивания температур груза. Разработана упрощенная модель потоков воздуха внутри транспортного средства, загруженного поддонами.

Эксперименты выполняли на уменьшенной модели (в масштабе 1:3,3) тягача-прицепа. Результаты расчетов по упрощенной модели дают хорошее совпадение с опытными данными.

N.Zerial-Menia, J.Mouren, D/Flick// Int. J. Refrig. GB, 2002.08, vol. 25, № 5, 660–672
БМИХ, 2003, № 1, с. 78

ИСТОРИЯ КРИОГЕНИКИ ОТ ИСТОКА ДО 1911 г.

Изобретение термометра Галилеем в 1592 г. можно рассматривать как исходную точку термодинамики. Гийом Амонтон в первый раз предсказал существование абсолютного нуля в 1702 г., и с этого момента возникла наука о низких температурах. Приблизительно в 1789 г. впервые было осуществлено сжижение газа. Потребовалось еще около 100 лет, прежде чем был успешно сжижен кислород. После этого Линде и Клод основали криогенную промышленность, которая в настоящее время имеет ежегодный оборот 30 млрд долл. США. Камерлинг Оннес и его лаборатория криогенной техники в Лейдене работали в области физики низких температур, которая внесла вклад в доказательство квантовой теории.

W.Foerg// Int. J. Refrig., GB, 2002.05, vol. 25, № 3, 283–292
БМИХ, 2003, № 1, с. 80